

Véhicule électrique à faible consommation (eco marathon)

Problématique mécanique des tricycles carénés : caractérisation avec Smartphone

Arnaud.Sivert, Franck.Betin, Bruno.Vacossin, Joel.Accart, José.Claudon : arnaud.sivert@u-picardie.fr

U.P.J.V Université de Picardie Jules Verne, Institut Universitaire de Technologie de l'Aisne GEII, 02880 SOISSONS
Laboratoire des Technologies innovantes (L.T.I), équipe Énergie Électrique et Systèmes Associés (EESA)

Résumé : Les choix pour réaliser un véhicule électrique entièrement caréné qui puissent rouler sur la route sont nombreux (pneus, suspension, centre de gravité, freins, éclairage). Le carénage permet de s'affranchir de mauvaises conditions météorologiques et d'améliorer l'aérodynamisme mais entraîne une masse de 20kg. Cette masse de carénage et une vitesse moyenne de 50km/h demande une motorisation. Cette motorisation demande une certaine énergie en fonction du dénivelé et de la vitesse moyenne qui caractérisera l'autonomie. La caractérisation des performances de véhicules demandent des instrumentations et des enregistrements qui peuvent être réalisés avec un simple Smartphone. Cette caractérisation mécanique et électrique est présentée dans cet article pour connaître les limites et les possibilités du véhicule. Cet article démontre que la réalisation d'un véhicule faible consommation d'énergie est un excellent support pédagogique qui peut être réintroduit dans la vie de tous les jours sur n'importe quel véhicule.

1. Introduction

Les véhicules électriques à faible consommation énergétique deviennent des acteurs dans nos déplacements quotidiens. Ce type de véhicules a vu le jour aux challenges éco-marathon [9] et répondent à la demande d'une minimisation de l'émission de CO₂ ainsi qu'à la transition énergétique future. Des triporteurs, des cycles taxis, des vélos cargos et des tricycles entièrement carénés sont devenus des véhicules d'actualités avec des masses allant de 50 à 150 kg. Ils disposent d'une autonomie de 250 km, pour des vitesses moyennes de 45 km/h et des vitesses de pointe de 80 km/h.

Comme on peut l'observer sur la figure suivante, le département génie électrique de l'IUT de l'Aisne a réalisé de nombreux prototypes à faible consommation électrique :



fig 1: Différentes réalisations de cycles électriques motorisés entièrement carénés (de 50 kg à 85 kg) [1, 2, 3]

L'avantage pédagogique du vélo classique pour les étudiants est la possibilité de le conduire et donc de pouvoir concrètement appréhender l'interactivité physique-mécanique. A grande vitesse, les incidences des réglages sont ressenties ainsi que les choix technologiques opérés. Par conséquent, les cycles électriques performants "dits extrêmes" (équipés d'un

moteur de 3000 W) sont de très bons supports pédagogiques pluri-technologiques.

Concernant ces véhicules, de nombreuses questions se posent :

- **Quelles sont les législations permettant de rouler en toute sécurité et se fondre dans le trafic?**
- **Quelle est l'incidence de la masse et des formes adoptées sur la consommation?**
- **Comment doivent être réparties les masses en fonction de l'ergonomie, du freinage, de la tenue de route, de l'adhérence, etc.?**
- **Quelle doit être la force et les techniques de freinage en fonction de la masse, des vitesses, des décélérations souhaitées?**
- **Comment choisir les pneumatiques en fonction de la décélération désirée, de l'adhérence?**
- **Comment choisir la signalisation et l'éclairage?**
- **Quelle doit être la puissance du moteur et la capacité énergétique de la batterie?**
- **Quelles sont les technologies les équipements disponibles?**
- **Est-ce que le pédalage apporte une énergie pertinente donc non négligeable?**

Obtenir un véhicule fiable, sécurisé et ayant de bonnes performances se fera par de nombreux choix et compromis. Compte-tenu des sources d'informations en ligne en accès libre et faciles à consulter, ces choix devraient être faciles. Pourtant, les constructeurs et les distributeurs ne donnent plus les caractéristiques de leurs produits. Ceci est dû aux comparatifs qui peuvent être rapidement effectués par la concurrence, mais également en raison du manque de culture scientifique de l'acheteur d'équipements. Les arguments technico-marketing sont ainsi parfois simplifiés à l'extrême au point de devenir plus marketing que techniques.

Les constructeurs satisfont aux normes avec des certifications mais présentent un nombre d'étoiles pour différencier leurs produits. Alors que la technologie dépasse souvent les valeurs demandées par les normes.

Les prototypes possèdent une instrumentation embarquée avec enregistrement des données, ce qui permet de faire les mesures en dynamique (vitesse, puissance, décélération, énergie...). En conséquence, le véhicule devient un banc de test à part entière [4].

Nous allons voir comment réaliser un véhicule à faible consommation d'énergie et répondre à certaines des questions précédentes.

2. Puissance résistive d'un vélo-mobile

La consommation d'un véhicule est proportionnelle à sa masse [1].

La modélisation de la puissance résistive d'un véhicule peut être donnée par l'équation suivante (1):

$$P_{resistance}(W) = k_{Aero} \cdot Vit^3 + (k_{roul} + (M \cdot g \cdot pente) / 3.6) \cdot Vit(km/h)$$

Avec, g accélération terrestre, M la masse du véhicule.

Tableau 1 : coefficient pour un véhicule avec une personne de 80kg avec un Cr (Coefficient résistif des pneus) de 0.005

Type de cycle électrique	$k_{aero} W/(km/h)^3$	$k_{roul} W/km/h$
VTC 30kg	0,0065	5.5
Tricycle 40kg	0,005	6
Vélo couché 40kg	0,003 à 0.004	6
Tricycle caréné 50kg	0,001 à 0.002	6.5
Voiture 1500 kg	0,015	79

A partir de ces coefficients précédents, la puissance résistive est représentée en fonction de la vitesse

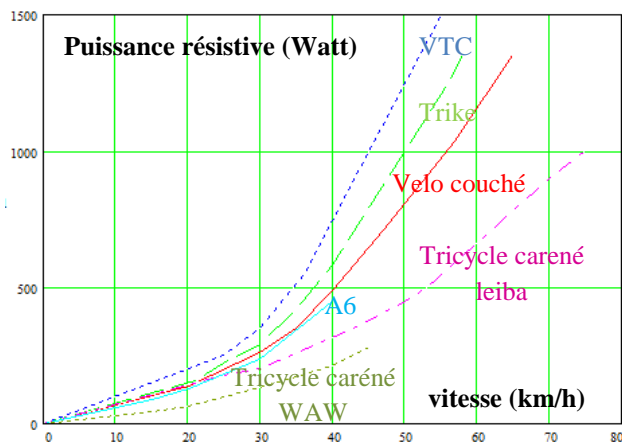


fig 2: Puissance expérimentale demandée au moteur en fonction de la vitesse sur du plat (sans pédalage) pour différents cycles électriques [5, 7].

La figure suivante représente de manière objective la consommation des différents véhicules en fonction de la vitesse et du nombre de passagers.

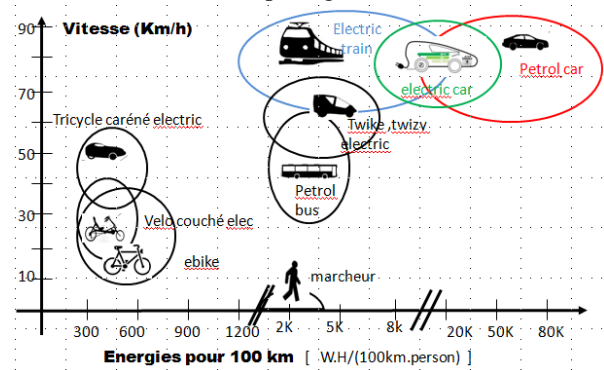


fig 3: vitesse moyenne en fonction de la consommation énergétique pour 100km et par personne [2]

Par conséquent, les tricycles appelés "vélo-mobiles", même équipés d'un carénage de 20 kg et de 10 kg de "machinerie", sont un bon compromis pour réaliser un véhicule à faible consommation d'énergie.

Un moteur de 3000 W de 7 kg et une batterie de 10 kg permettent d'aller vite et d'avoir une bonne autonomie.

Les coefficients aérodynamiques et de résistance au roulement peuvent être déterminés avec le GPS d'un Smartphone en utilisant une application qui enregistre les données en fichiers .CSV (*Comma-separated values*). Ces données sont ensuite traitées par un tableur.

3. Châssis et coque d'un vélo-mobile

Pour atteindre des vitesses élevées en toute sécurité tout en consommant peu, il faudra soigner la tenue route et diminuer le coefficient d'aérodynamique à l'aide d'un carénage.

Le carénage est généralement réalisé en matériaux composites (fibre de verre, carbone ou kevlar). S'il joue le rôle de châssis porteur, il devra être renforcé à certains endroits pour supporter la masse du conducteur et les forces engendrées par le pédalage. Une personne doit pouvoir entrer et sortir seule grâce à un capot amovible. Le vélo-mobile sera étanche aux intempéries et aux projections des roues grâce à un ensemble de joints et des gouttières. Le polycarbonate (Lexan) est souvent utilisé pour les visières. Ce matériau est bon marché, a une certaine souplesse et résiste correctement aux rayures.

Concernant l'aérodynamique, d'une part la surface de pénétration doit être minimale afin de réduire la maître couple C_y (surface frontale). D'autre part, afin de réduire le C_x (coefficient de traînée), la coque d'un vélo-mobile doit être sculptée en forme dite « goutte d'eau » et les formes saillantes seront évitées au maximum. Ainsi la partie arrière doit être "pincée" pour minimiser les turbulences et la face avant prendra la forme d'un "lobe". L'utilisation d'une seule roue arrière permet d'obtenir un arrière aminci et évite d'autre part l'utilisation d'un

différentiel. Cette roue arrière sera donc logiquement motorisée. Le choix de deux roues avant directrices sur un tricycle permet d'assurer la stabilité à l'arrêt, mais ne permet pas de contrebalancer la force centrifuge en virage comme le ferait un 2 roues.

Les cycles couchés carénés à 2 roues sont à ce sujet très avantageux car ils minimisent la surface de pénétration dans l'air et la résistance au roulement. En revanche, à l'arrêt ils doivent être équipés d'un dispositif permettant de se maintenir en équilibre. De nombreux prototypes de 2 roues carénés ont déjà été réalisés, mais ceux-ci sont peu utilisés à ce jour. En effet, leur conduite peut être dangereuse à cause des turbulences provoquées lors des rafales de vent latérales ou lors du dépassement ou du croisement de gros véhicules.

Concernant le centre de gravité, on recherchera à le placer au plus bas pour minimiser la surface de pénétration dans l'air et pour s'autoriser des vitesses plus importantes en virage en raison des risques de renversement.

Le choix de l'empattement (de 130 cm à 150 cm), de la largeur des voies (de 70 cm à 80 cm) et de la hauteur (inférieure à 100 cm) se fait en fonction de l'ergonomie de pédalage, du passage des obstacles (trottoirs), de l'accès aux pistes cyclables et de l'encombrement (passer une porte par exemple).

La détermination de la meilleure position des masses dans le véhicule peut se faire algébriquement ou avec des logiciels tels que « Solidworks ».

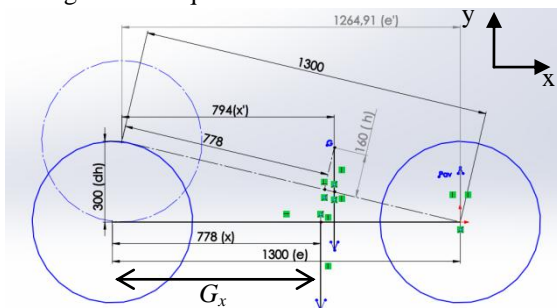


fig 4: Étude du centre de gravité du tricycle en fonction des masses rajoutées sous Solidworks [10].

La vitesse maximale en fonction du rayon du virage R et de la largeur des voies du véhicule correspond à l'équation suivante (2):

$$V_{maxi} (km/h) = 3,6 \sqrt{\frac{R}{masse_{totale}} \cdot \frac{largeur_{voies} \cdot masse_{avant} \cdot 9,8}{2 \cdot hauteur_{centre\ gravité}}}$$

La vitesse du véhicule en virage sera donc d'autant plus élevée que la voie sera large, et que le centre de gravité sera bas et placé au plus proche des roues avant.

Exemple : Nous prendrons un cycle ayant une masse de 137 kg (véhicule + personne + outillage), 2 roues de 20

pouces à l'avant et une roue de 26 pouces à l'arrière et une hauteur du centre de gravité de 412 mm. Le poids sur chaque roue avant sera de 402 N et de 566 N sur l'arrière. Alors la vitesse maximale pour un rayon de virage de 20 m sera d'environ 45 km/h.

L'adoption d'une direction pendulaire permettrait d'augmenter cette vitesse. Dans ce cas, les mécanismes utilisés compliqueraient alors fortement la réalisation.

Lors des freinages d'urgence, il y a transfert du poids sur l'avant générant un risque de basculement du véhicule au dessus de l'essieu avant. Le poids sur les 2 roues avant avec la décélération du au freinage est déterminée par l'équation suivante :

$$Poids_{avant\ y} = \left(-\frac{dv}{dt} \cdot G_y + g \cdot G_x \right) \cdot \frac{M}{entraxe} \quad (3)$$

Avec G_x : écart entre la roue arrière et le centre de gravité et G_y : hauteur du centre de gravité du véhicule par rapport au sol.

Les coordonnées du centre de gravité dans notre cas seront : $G_x = 778$ mm et $G_y = 412$ mm.

Le poids sur la roue arrière correspond donc à l'équation suivante :

$$Poids_{arriere\ y} = M \cdot g - Poids_{avant\ y} \quad (4)$$

Exemple : avec un freinage provoquant une décélération de -10 m/s^2 , le poids de la liaison sol-roue avant et arrière sera égal à :

$$Poids_{avant\ y} = (10 \cdot 412 + 9,8 \cdot 778) \cdot \frac{137}{1300} = 434 \text{ N} + 804 \text{ N} = 1238 \text{ N}$$

$$Poids_{arriere\ y} = M \cdot g - Poids_{avant\ y} = 137 \cdot 9,8 - 1238 = 104 \text{ N}$$

Lors d'un freinage important, le poids de maintien de la roue arrière va donc faiblir. La position du centre de gravité sera donc un point important à étudier avant la réalisation d'un prototype.

4. Les caractéristiques des freins d'un cycle

Le carénage et la motorisation électrique entraînant une surcharge importante, nous sommes en droit de nous demander si des freins de vélos à disques traditionnels peuvent être utilisés. De plus, quelle sera la différence de freinage pour des freins à disques de 160 mm et 203 mm ? Selon la norme directive DIN 79100, sur la base de 100 kg, les valeurs de freinage sont à l'avant de 340 N, et à l'arrière de 220 N (soit une répartition avant - arrière de 60% - 40%).

De plus, la législation demande que le frein puisse dissiper une puissance de 1050 W à 12,5 km/h pendant 15 minutes (équivalente donc à une force de freinage de 300 N).

On notera que lorsque les plaquettes de frein atteignent leur température maximale (fading), le coefficient de friction de (0,5 en général) est divisé par 2, réduisant du même coup de 50% la force de freinage.

Les plaquettes sont refroidies principalement par le passage du disque et les mouvements d'air proportionnels à la vitesse du véhicule.

Les disques sont disponibles en inox classique ou en "sandwich inox-aluminium" avec des diamètres de 160, 180, ou 203 mm. Ils peuvent être flottants et percés pour l'allègement et accentuer la ventilation.

Il existe aussi diverses technologies de plaquettes de freins supportant différents niveaux de températures et ayant des durées de vie plus ou moins importantes : Les matériaux utilisés sont de type :

- «organique» (250°C, durée de vie=x), 8€
- semi métalliques (500°C=>durée de vie=2x), 11€
- céramique (fritté (sintered)=>650°C=>durée de vie 3x), 18€

Le **frittage** est un procédé qui permet d'avoir un patin à partir de poudres (agglutination par chauffage et pression).

A une vitesse de 20 km/h, la résistance thermique R_{TH} d'un frein de 203 mm est de 0,1°C/W alors qu'elle est de 0,15°C/W pour un disque de 160 mm. La constante de temps thermique des 2 disques est de 40 s. Par conséquent, la température en régime établi est d'environ 2 minutes (3 fois la constante de temps). La capacité thermique C_{TH} d'un disque de 160 mm est de 400 J/°C, et de 600 J/°C pour un disque de 203 mm. Par conséquent, à une vitesse de 20 km/h, les plaquettes atteignent 250°C : pour la puissance à dissiper de 1666 W (300 N) avec un disque de 160 mm et de 2500 W (450 N) pour son homologue de 203 mm.

La résistance thermique diminue proportionnellement en fonction de la vitesse. Donc à une vitesse de 40 km/h, la résistance thermique d'un frein de 203 mm est de 0,05°C/W alors qu'elle sera de 0,075°C/W pour un frein 160 mm. A 40 km/h, la puissance de freinage pourra doubler pour atteindre une température de 250°C.

La différence du moment de freinage entre un disque de rayon extérieur de 160 mm et de 203 mm avec le même étrier correspond à l'équation suivante (5):

$$\text{Moment}_{\text{freinage}} = \frac{4 \cdot \mu \cdot \text{force}_{\text{plaquette}}}{3} \cdot \frac{(R_e^3 - R_i^3)}{R_e^2 - R_i^2} \approx N \cdot \mu \cdot \text{force}_{\text{plaquette}} \cdot \left(\frac{R_e + R_i}{2} \right)$$

Avec μ coefficient de friction des plaquettes, N le nombre de plaquettes et le rayon moyen du disque. Cette équation ne prend pas en compte les défauts de pression de contact des plaquettes sur le disque.

Exemple : pour un disque de 160 mm, R_e (80 mm) correspond au rayon extérieur du disque, R_i (65 mm) correspondant à R_e moins la largeur de la plaquette (ici 15 mm).

Pour une force de poussée (exercée par les vérins des étriers) sur les plaquettes de 1000 N, avec un coefficient de friction de 0,5, le moment pour un disque de 160 mm sera de 228 N.m contre 295 N.m pour un disque de 203 mm.

La force de freinage maximale testée pour un seul étrier BB7 est de 800 N avec un disque de 160 mm contre 1100 N pour celui de 203 mm. Ceci correspondant aux rapports de l'équation précédente.

Il existe des étriers de freins à 1, 2 ou 4 pistons mécaniques ou hydrauliques. Lorsque la température de 300°C est atteinte dans le circuit hydraulique, ce dernier passe en ébullition et devient alors compressible. Dans ce cas, le freinage se dégrade notablement. De plus, ce genre d'incident implique le remplacement du liquide et des joints du circuit.

La puissance moyenne de freinage à une vitesse moyenne donnée (V_{moy}) correspond à l'équation suivante (6):

$$P_{\text{moyenne frein}} = k_{\text{aero}} \cdot V_{\text{moy}}^3 + g \cdot M \cdot (C_r + \text{Pente}_{\text{moyenne}}) \cdot V_{\text{moy}} / 3.6$$

A partir de l'équation précédente, on observe sur la figure suivante que la puissance moyenne récupérable ou à dissiper par les freins est linéaire par rapport à la pente moyenne.

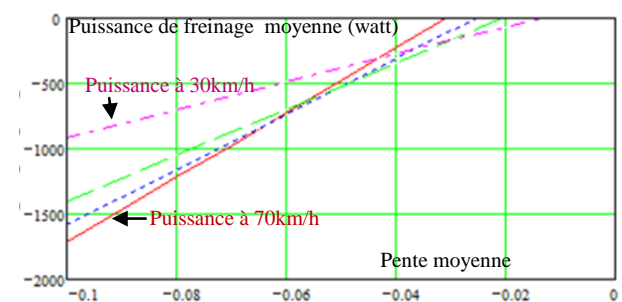


fig 5: Puissance moyenne de freinage en fonction de la pente de la route pour un vélomobile de 137kg pour une vitesse limitée moyenne de 30, 50, 60 et 70 km/h.

On peut observer que plus la vitesse sera grande, plus la puissance de freinage et la température seront importantes. La température atteinte par un frein de 160 mm correspondra donc à l'équation suivante (7) :

$$\text{Temperature}_{\text{frein}} = \frac{R_{TH} \cdot \text{Vitesse}_{RTH}}{V_{\text{limité moy}}} \cdot \text{Puissance}_{\text{moyenne}} + T_{\text{amb}}$$

Exemple : à 30 km/h avec une pente de -10% à une température de 25°C, la puissance de freinage sera de -915 W. La température du frein atteindra au bout de quelques minutes :

$$\text{Temperature}_{\text{frein}} = \frac{0,15^\circ\text{C} \cdot 20\text{km/h}}{30\text{km/h}} \cdot 915\text{W} + 25^\circ\text{C} = 120^\circ\text{C}$$

A une vitesse de 70 km/h, la puissance de freinage atteint -1715 W, mais la diminution de la résistance thermique entraîne une réduction de la température :

$$Temperature_{frein} = \frac{0.15^{\circ}C \cdot 20km/h}{70km/h} \cdot 1715W + 25^{\circ}C = 98^{\circ}C$$

Dans notre cas, des étriers mécaniques Avid BB7 ont été choisis pour leur fiabilité et leur facilité de réglage. De plus, la progressivité de freinage par rapport à la poignée avec ce type de matériel est très correcte (étude entre la force sur la poignée et la force du piston de l'étrier).

Lors d'un freinage d'urgence, la distance d'arrêt mécanique est proportionnelle à la masse. Elle correspond à l'équation suivante (8):

$$Distance_{freinage}(m) = \frac{1}{2 \cdot deceleration} \cdot \frac{V_{it}^2}{3.6^2} = \frac{Masse}{2 \cdot F_{frein}} \cdot \frac{V_{it}^2}{3.6^2}$$

La force de freinage d'urgence pour un disque de 160 mm est de 800 N (arrêt en : 14 m à 50 km/h, 9 m à 40 km/h et 5 m à 30 km/h) contre 1100 N pour celui de 203 mm (arrêt en : 10,5 m à 50 km/h, 7 m à 40 km/h et 3 m à 30 km/h).

L'anticipation du freinage ainsi que la distance de sécurité entre 2 véhicules sont essentielles.

Le frein à l'arrière quand à lui peut être dangereux car il provoque des têtes à queue si son dosage n'est pas raisonné (glissement du pneu arrière à cause du transfert des poids : drift). Donc, le frein arrière n'est pas utile sur un tricycle et n'a pas été installé.

Sur un tricycle équipé d'une seule commande pour les 2 freins avant, il est difficile de régler correctement la répartition droite et gauche. Il faut souvent rééquilibrer la force de freinage (droite, gauche) par des réglages mécaniques.

Par conséquent, il est préférable d'avoir une commande séparée des 2 freins avant. En ligne droite, cette commande séparée permet d'avoir le même freinage à droite et à gauche en appuyant différemment sur les poignées : le pilotage se fait de manière instinctive. De plus, il est possible de freiner légèrement sur une seule roue pendant le virage. Par exemple, si l'on veut tourner à droite, seul le frein de droite est légèrement utilisé.

L'accroissement de la température sur les disques de frein (lors d'un freinage d'urgence) correspond à l'équation suivante (9):

$$Temperature_{dynamique_{frein}} = \frac{masse_{vehic} \cdot vitesse_{max}^2}{2 \cdot C_{th}} + T_{freinage_{moyen}}$$

Pour s'arrêter, la puissance moyenne à dissiper sera proportionnelle à la masse et dépendra de la température du disque atteinte (pouvant dépendre également des différents freinages précédents). En effet, lors d'un freinage d'urgence il faut prendre en considération la température moyenne de freinage et non pas la température ambiante.

Exemple : pour stopper un véhicule de 100 kg en roulant à 40 km/h avec une décélération de $-6 m/s^2$, et une température de freinage moyen de $120^{\circ}C$, il faut que l'énergie cinétique soit de 1,7 Wh. La force de freinage sera de 600 N, le temps d'arrêt de 1,85 s, la puissance moyenne de 3,3 kW et la température des disques de freins atteindra $133^{\circ}C$.

En revanche, pour stopper dans les mêmes conditions un véhicule de 140 kg, la force de freinage doit s'élever à 840 N, la puissance moyenne à 4,6 kW et la température doit atteindre $139^{\circ}C$.

Sur la figure suivante, on peut observer la température d'un disque de frein après une descente provoquant un échauffement de $86^{\circ}C$ (La puissance moyenne de freinage étant de 700 W pendant 30 secondes).

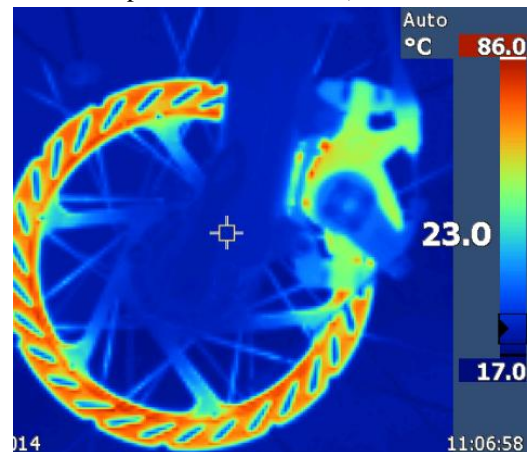


fig 6: Image de la température du disque de 160mm de frein et de son étrier.

Compte tenu de la faible différence de prix et de masse entre les disques de 160 mm et de 203 mm, ces derniers ont été choisis.

Grâce au moteur électrique, il est possible de récupérer une partie de l'énergie cinétique en énergie électrique. La puissance récupérable sera cependant limitée par la capacité des batteries à absorber cette charge sans détérioration. Le freinage électrique aura l'avantage de limiter l'utilisation du frein mécanique.

Le frein BB7 sur vélo-mobile est utilisable en freinage d'urgence et en descente. Il faut maintenant vérifier l'adhérence des pneumatiques dans ces conditions.

5. Caractéristiques des Pneus

Dans ce domaine, il est important de mener une réflexion en ce qui concerne la taille et la résistance au roulement des pneumatiques, le glissement lors du freinage ou lors de virages par temps sec et humide.

En fonction de la structure et du type de gomme, un pneumatique peut être caractérisé par son coefficient de frottement longitudinal μ , latérale τ et son coefficient de résistance au roulement C_r .

Ces informations ne sont généralement pas fournies par les constructeurs.

Ces 3 coefficients dépendent du couple de matériaux gomme-sol et de l'état de surface à l'instant considéré (température, propreté, présence d'eau, pression, etc.). Pour un couple gomme-sol donné, μ dépend faiblement de la masse du véhicule, mais varie fortement en fonction du taux de glissement G :

$$Gli = (\omega \text{ rad.s}) \cdot R(m) \cdot V_{vehicule}(m/s) / N_{vehicule} \quad (10)$$

Avec R : rayon de la roue, ω : vitesse angulaire de la roue en rad/s et V : vitesse du véhicule en m/s.

Sur les roues avant, un glissement de 100% (blocage) entraîne une perte complète de la direction du véhicule. Si le blocage se produit sur l'arrière, il y aura un risque de tête à queue.

Un freinage appuyé (figure 7) comporte 2 phases :

- une montée vers une décélération maximale, qui correspond à une montée vers un coefficient de frottement maximal μ_{max} qui sera atteint pour un taux de glissement voisin de 0,1 (soit 10 %).
- puis, une diminution du coefficient de frottement vers une valeur dite $\mu_{bloqué}$.

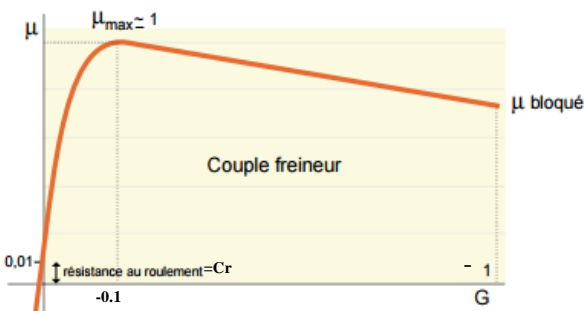


fig 7: Coefficient d'adhérence en fonction du glissement du pneu et le C_r [11]

Le coefficient de roulement C_r d'un pneumatique est en moyenne de 0,01 mais pourra atteindre 0,003 dans le meilleur des cas.

La force résistive et la puissance résistive sont déterminées par les équations suivantes :

$$F_R (N) = M \cdot g \cdot C_r \quad (11)$$

$$P \text{ résistante (W)} = F_R \cdot V_{it} \text{ (km/h)} / 3.6 \quad (12)$$

Exemple : Pour un véhicule ayant une masse totale de 100 kg et un C_r de 0,005, la force de résistance au roulement F_R sera de 5 N à 45km/h et la puissance perdue sera de 62 W.

Le coefficient C_r peut être déterminé par une décélération naturelle pour une vitesse inférieure à 15 km/h avec l'équation suivante.

$$C_r = \frac{1}{2 \cdot \text{distance_arrêt}(m) \cdot g} \cdot \frac{V_{initial}^2 \text{ (km/h)}}{3.6^2} \quad (13)$$

La puissance résistive dépendra aussi de la granulométrie de la chaussée, du gonflage, de la largeur

du pneu mais surtout de sa surface au sol et de sa déformation. On peut observer sur la figure suivante la puissance en fonction de la largeur du pneu (60mm et 37mm) et de sa pression. Le pneu le plus large à une résistance plus faible que le pneu étroit de 37mm.

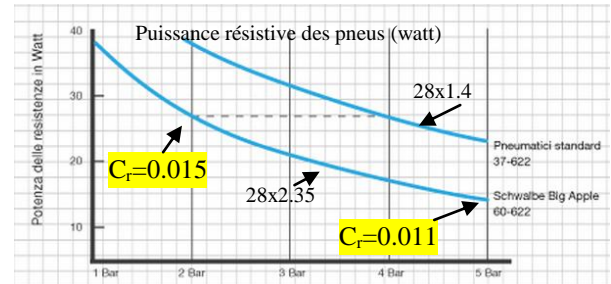


fig 8: Puissance résistive de 2 pneus de largeurs différents sous différentes pressions [14] M=40kg, Vitesse 15km/h.

Le profil du pneu n'est pas important sur route. En effet, un pneu Slick adhère même mieux qu'un pneu profilé car la surface de contact est plus grande que ce soit sur route sèche ou humide.

Il existe des pneumatiques carrés à flancs durs adaptés aux tricycles. Ces produits permettent de consommer moins d'énergie que des pneumatiques à flancs ronds car ces derniers s'écrasent plus sous charge et en virage. (On rappelle qu'un tricycle ne se penche pas en virages comme le fait un cycle à deux roues). De manière générale, la grande dureté d'un pneumatique réduira la résistance au roulement mais pénalisera les performances en virage et en freinage.

Les constructeurs de pneumatiques font ainsi un compromis entre le coefficient de roulement et l'adhérence de leurs gommages pour caractériser leurs produits. Sur un tricycle, la présence d'un carrossage sur les roues avant ne permettra pas d'utiliser des pneus à flancs droits.

Les pertes des pneumatiques dues aux mécanismes viscoélastiques peuvent être approchées par la relation :

$$Perte_{dissipée} \cong Vol \cdot hys \cdot A \cdot Fr \quad (14)$$

Avec : Vol : volume de gomme déformée, hys : la perte hystérétique de la gomme, A : l'amplitude de la déformation et Fr : la fréquence de sollicitation.

Chaque pneumatique peut être modélisé par un système ressort - amortisseur. Comme on peut le voir sur la figure suivante, il y aura donc une perte d'énergie fonction de la fréquence :

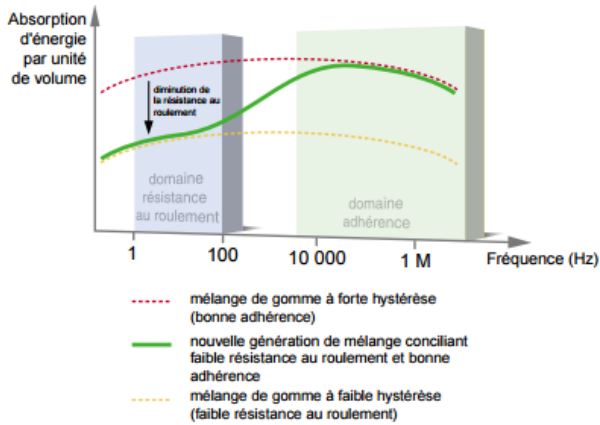


fig 9: Absorption de l'énergie d'un pneu en fonction de la fréquence de la route [11].

Selon la figure 7, le coefficient d'adhérence μ sur route sèche est d'environ 1, alors que sur route mouillée, il passera à 0,5.

Donc en théorie, un pneumatique pourra provoquer une force de freinage sans glissement correspondant aux 2 équations précédentes :

$$F_{\text{freinage}} = M \cdot \mu \cdot g = M \cdot \frac{dv}{dt} \quad (15)$$

La décélération sans glissement est indépendante de la masse et ne pourra pas atteindre moins de -10 m/s^2 sur route sèche ni moins de -5 m/s^2 sur route humide.

Par conséquent, des freins surdimensionnés vont provoquer des glissades si leur dosage n'est pas maîtrisé à la manière d'un ABS sur une voiture (**Anti-lock braking system**).

Tout comme les pneumatiques, les suspensions absorbent les irrégularités de la route et jouent un rôle crucial par rapport au comportement du véhicule.

6. La suspension, la direction

La suspension doit atténuer les **oscillations** du véhicule dues aux irrégularités de la route par dissipation d'énergie. L'amortissement permet d'améliorer le contact des roues sur la route, soulage les pneumatiques lors de fortes contraintes (nid de poule, etc.) et améliore le confort du conducteur.

Il doit absorber les ondulations basses fréquences de la route (un dos d'âne par exemple), mais également filtrer toutes les perturbations hautes fréquences générées par le revêtement de la chaussée.

Cette fréquence dépend de la vitesse du véhicule et s'exprime par l'équation suivante :

$$f(\text{Hz}) = (\text{vitesse}(\text{km/h})/3.6) / (\text{largeur}(\text{m}) \cdot 2) \quad (16)$$

Par exemple, pour une bosse sur la chaussée de largeur 10 cm, à une vitesse de 36 km/h, la fréquence sera de 50 hz alors qu'à 72 km/h, elle sera de 100 Hz. Si la largeur de l'obstacle est divisée par 10, la fréquence sera alors multipliée par 10.

Toutes les suspensions utilisent une raideur k (ressort métallique hélicoïdal ou ressort pneumatique) et un piston hydraulique pour l'amortissement.

Le ressort permet de suspendre le véhicule en position initiale tout en autorisant le débattement des roues par rapport à cette position. L'amortissement permet d'atténuer les oscillations des débattements provoqués par les ressorts.

Sur le tricycle, des débattements de 5 cm à l'arrière et de 2 cm à l'avant ont été choisis en grande partie en raison de l'encombrement.

Dans notre cas, la suspension arrière est supportée par une fourche oscillante. Sur la suspension, 3 réglages sont possibles : la précontrainte, la détente et la compression [10].

La précontrainte détermine la hauteur initiale du véhicule en charge (avec une personne dans le véhicule). En général, elle se situe au tiers du débattement maximal (c'est le réglage du collier du ressort métallique).

La compression donne le coefficient d'amortissement en compression (lorsque la roue remonte). Ce coefficient détermine la force à exercer pour comprimer l'amortisseur qui sera proportionnelle à la vitesse de déplacement. La détente détermine le même coefficient lors de la détente de l'amortisseur (lorsque la roue redescend).

On peut observer sur la figure suivante les caractéristiques de la force en fonction du déplacement de l'amortisseur.

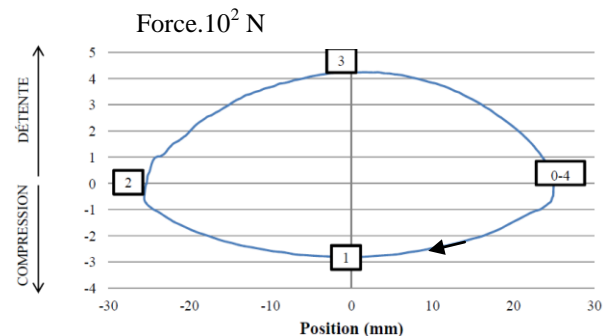


fig 10: Force en fonction de la position du piston de la suspension arrière [12]

A partir de la figure 10, la raideur du ressort k peut être déterminée par l'équation suivante en fonction du débattement :

$$k = 300 \text{ N} / 0.025 \text{ m} = 12 \text{ kN} / \text{m} \Rightarrow 120 \text{ N} / \text{cm}$$

Sur le ressort est généralement indiquée la raideur pour une valeur de débattement (l'unité pouvant être des N/cm ou des LBS/Inch).

Cette raideur permet de s'assurer que le débattement maximal ne sera pas atteint (talonement).

Dans notre cas, grâce à la bague de précontrainte, pour la force arrière de 550 N et un réglage au tiers de la course (5cm), il faudra la force suivante pour atteindre le talonnage en contrainte :

$$\Delta F = \Delta x \cdot k = (0.05 \text{ m} \cdot 2/3) \cdot 12000 \text{ N/m} = 400 \text{ N} \quad (17)$$

L'amortissement en compression et en détente est donné par la courbe suivante :

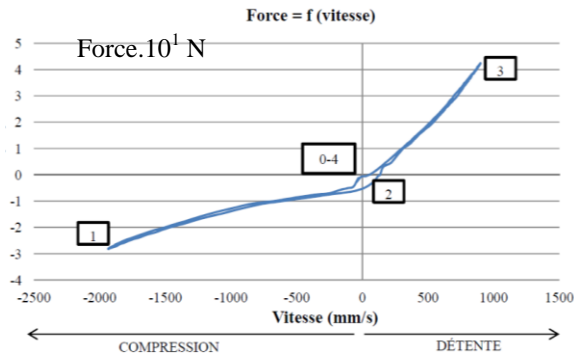


fig 11: Force d'amortissement en fonction de la vitesse du piston principal.

A partir de la courbe précédente, pour la contrainte et la détente, le rapport de la force en fonction de la vitesse correspond aux valeurs suivantes:

$$c_{\text{compression}} = F / V = 30 / 0,002 = 15 \text{ KN / (m/s)} \quad (18)$$

$$c_{\text{détente}} = F / V = 40 / 0,001 = 40 \text{ KN / (m/s)}$$

Habituellement, pour garantir un bon contact entre la roue et la route, le coefficient d'amortissement en compression doit être plus faible qu'en détente. Sur les suspensions de moyenne gamme, l'amortissement de la compression et de la détente sont réglables avec un rapport de 4 et 1/4.

L'étude théorique de l'équation différentielle, d'un système masse - ressort - amortisseur donne les caractéristiques suivantes avec la pulsation propre ω_0 et le coefficient de qualité Q :

$$\omega_0 = \sqrt{k/M} \quad Q = (\sqrt{k \cdot M}) / c \quad (19)$$

Pour notre exemple, toujours avec un poids de 550 N à l'arrière, une raideur avec un coefficient 100 fois plus importante que le poids pour avoir un faible déplacement et une fréquence propre de 1.6Hz est intéressante.

Pour avoir un régime apériodique, donc un coefficient de qualité inférieur à 0,5, le choix d'un coefficient amortisseur de détente sera 4 fois plus faible que la valeur de la raideur. Le coefficient de qualité sera égal à 0,4.

L'équation et la figure suivante représente la fonction de transfert de l'amplitude du mouvement du véhicule en fonction de l'amplitude de la route en fonction de la fréquence :

$$\frac{y_{\text{personne}}}{y_{\text{route}}}(i \cdot \omega) = \frac{1 + i \cdot \omega / \omega_0 \cdot Q}{1 + i \cdot \omega / \omega_0 \cdot Q - \omega^2 / \omega_0^2} \quad (20)$$

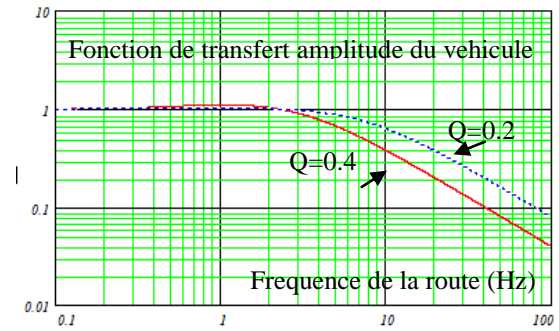


fig 12: Atténuation de l'amplitude des mouvements grâce à la suspension en fonction de la fréquence avec $f_0=1.6\text{Hz}$ et 2 coefficients de qualité différent de 0.2 et 0.4.

Si l'amortissement est égal à la raideur divisé par 2, le coefficient de qualité sera de 0,2. Dans ce cas, l'atténuation sera plus faible comme on peut l'observer sur la courbe précédente.

Exemple : à une fréquence de 50 Hz, l'atténuation sera de 0,079 avec le coefficient de qualité de 0,4 et de 0,152 avec un coefficient de qualité de 0,2.

Lorsque le coefficient de qualité est inférieur à 0,5, alors la constante de temps dominante est égale à l'équation suivante :

$$\tau(s) = c/k \quad (21)$$

Avec $c = k / 4$ alors la constante de temps dominante est égale à 0,25 s. Par conséquent, après la descente d'un trottoir, la fourche revient à sa position initiale (sans régime pseudopériodique donc sans rebond) en un temps de réponse de 3 fois τ donc en 0,75 s. Ce temps permet d'avoir une suspension confortable.

On peut remarquer que la raideur du ressort et l'amortissement sont très dépendants l'un de l'autre pour avoir une bonne suspension. L'amortissement en détente et en compression étant différent fait que la théorie donne seulement un ordre d'idée pour régler un amortisseur.

Malheureusement, les constructeurs ne donnent pas beaucoup d'éléments sur les valeurs de leur suspension. Donc, il faut faire des essais et identifier les valeurs de celle-ci.

L'accélération et le mouvement du véhicule résultant de la suspension peuvent être mesurés avec l'accéléromètre d'un Smartphone, attaché correctement au véhicule.

Par exemple pour régler la détente, il faut monter dans le véhicule, appuyer sur l'arrière du véhicule jusqu'au talonnement et mesurer l'accélération du rebond. Pour régler la contrainte, il faut descendre d'un trottoir avec le véhicule, mesurer l'accélération de l'affaissement. Le but

de ces manœuvres est d'arriver à revenir en position initial assez rapidement avec peu ou pas d'oscillations. La mesure de l'accélération est effectuée avec une période d'échantillonnage de 10ms avec une résolution de 0.01 m/s².

En effet lors de la descente d'un trottoir d'une certaine hauteur, pour un **régime apériodique** $Q < 0.5$, l'accélération en fonction du temps peut être approximée par l'équation suivante :

$$acce_y(m/s^2) = (hauteur / \tau^2) \cdot e^{-t/\tau} \quad (22)$$

Si le régime est **pseudo périodique** $Q > 0.5$, l'accélération, la vitesse, la position en fonction du temps peuvent être approximées par les équations suivantes avec $\omega_r > 1/\tau_a$:

$$acce_y(m/s^2) \approx (hauteur \cdot \omega_r^2) \cdot e^{-t/\tau_a} \cdot \cos(\omega_r \cdot t) \quad (23)$$

$$vit_y(m/s) \approx (hauteur \cdot \omega_r) \cdot e^{-t/\tau_a} \cdot \sin(\omega_r \cdot t) \quad (24)$$

$$deplacement_y(m) \approx hauteur \cdot e^{-t/\tau_a} \cdot |\cos(\omega_r \cdot t)| \quad (25)$$

La constante de temps de l'amortissement τ_a , la pulsation de la pseudo période correspond aux équations suivantes (26):

$$\tau_a(s) = 2 \cdot M / c \quad \omega_r = \omega_o \cdot \sqrt{1 - (1/2 \cdot Q)^2} \approx \omega_o = \frac{2 \cdot \pi}{T_o}$$

A partir des équations précédentes (26), il est possible d'identifier approximativement les caractéristiques de la suspension. Avec un régime pseudopériodique, la raideur k et le coefficient d'amortissement correspondront aux équations suivantes ;

$$k(N/m) = (2 \cdot \pi / T_o)^2 \cdot M$$

$$c(N/m/s) = 2 \cdot M / (T_a / 3)$$

Sur la figure suivante, la période T_o et le temps T_a peuvent être observés lors de la détente de l'amortisseur, après avoir mis celui-ci en compression. Dans le cas suivant, le réglage de la suspension modifie aussi la raideur et l'amortisseur. Il n'est pas possible non plus de régler la détente et la compression de façon séparé. L'application utilisée est « accelerometer Monitor », la vitesse et le déplacement sont déterminés par intégration numérique [15].

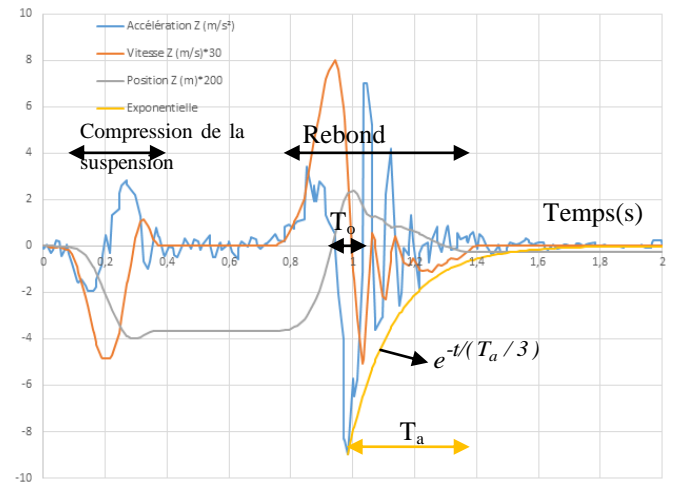


fig 13: Dynamique de la suspension réglage « fort » avec une précontrainte de 50kg. $c=750N/m/s$, $k=410kN/m$ [15]

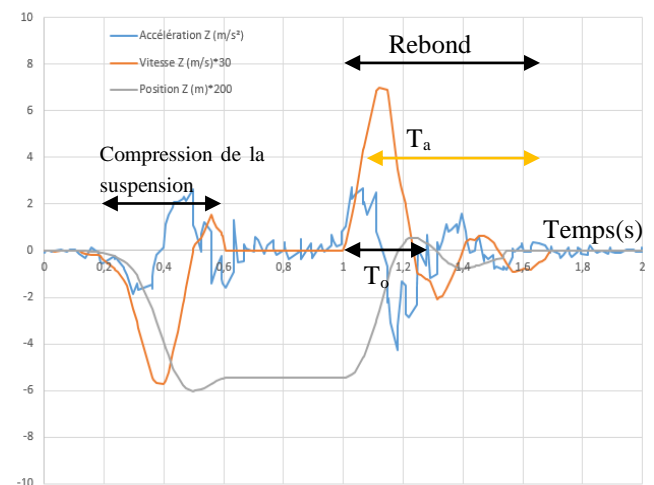


fig 14: Dynamique de la suspension réglage « faible » Avec une précontrainte de 50kg. $c=500N/m/s$, $k=40kN/m$

Sur les figures précédentes, la vitesse pour faire revenir la fourche oscillante à sa position initiale est pratiquement identique pour un réglage faible ou fort de la suspension. Pour le réglage fort, il n'y a pratiquement pas de dépassement de la position car l'amplitude des accélérations est fortement amortie, alors que pour le réglage faible, c'est le contraire.

On est loin des valeurs désirée $c=2750N/m/s$, $k=5500KN/m$ (mais pour cela, il faut investir dans une nouvelle suspension).

Le pneu a aussi un rôle d'amortissement. En effet, L'amortissement du pneu peut être augmenté en utilisant des pneus « amortisseur » tel que le « big Apple » de chez Schwalbe qui a un flanc spécifique et qui doit être gonflé faiblement sous 2 à 3 bars [14]. On peut observer la courbe suivante mais comment est mesuré le gain en confort par le constructeur ?



fig 15: Gain de confort du pneu big Apple [14].

On peut observer le rôle de ce pneu en fonction de la pression en faisant le test de la descente du trottoir qui n'est pas présenté ici.

Depuis, 2013, des vélos « fatbike » utilisent des pneus en 26x4.00 (102-559) gonflés entre 0.5 bar à 1 bar qui remplacent les systèmes de suspensions relativement cher et lourd des VTT traditionnels.

Avec, le signal de l'accélération un autre outil peut être utilisé, c'est le spectre de fréquence de l'accéléromètre. Le spectre permet de visualiser, l'amplitude des oscillations pour chaque fréquence en roulant.

Lors de la décomposition en séries de Fourier « discrète » avec une fréquence d'échantillonnage f_e de 100Hz, la fréquence maximale du spectre sera de $f_e/2$. Avec $256=n$ échantillons sur un temps de 2.56s, la précision sera de $(f_e/N=0.4\text{Hz})$. La précision dépend du nombre d'échantillons sur le exemple avec 100 échantillons de 10ms sur 1s, la précision sera de $(1\text{Hz}=100\text{Hz}/100)$. Sur la figure suivante, On peut observer le spectre de l'accélération sur 2.56s et 256 échantillons. La valeur efficace de l'amplitude de l'accélération correspond à la racine de la somme au carré de l'amplitude pour chaque fréquence.

$$\text{Acceleration}_{\text{eff}} = \left(\frac{1}{128} \sum_{n=1}^{128} \text{acc}_{yn}^2 \right)^{1/2}$$

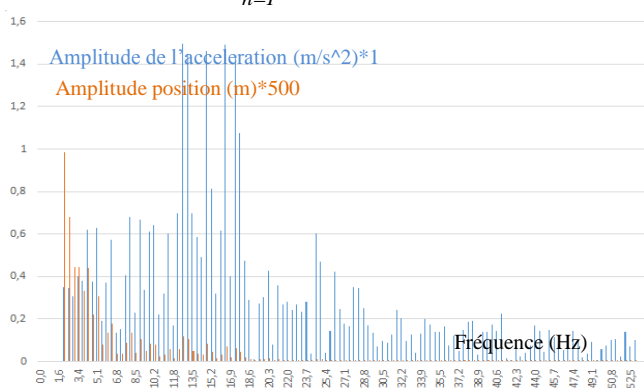


fig 16: Spectre du signal de l'accélération en Y, de la caisse du velomobile en roulant à 20km/h sur du bitume.

L'amplitude du déplacement en y du mouvement par rapport à l'amplitude de l'accélération correspond à l'équation suivante (27):

$$\text{deplacement}_y(m) \approx \left(\sum_{n=1}^{128} \left(\frac{\text{acc}_{yn}}{(2 \cdot \pi \cdot f_e \cdot n / 256)^2} \right)^2 \right)^{1/2}$$

Cette équation correspond à la double intégration d'un signal sinusoïdale. Le mouvement en y est atténué hyperboliquement par rapport à la fréquence à partir de l'amplitude de l'accélération, donc important pour les basses fréquences et peut être représenté comme sur la figure précédente.

Exemple : à partir du spectre de l'accélération de la figure précédente, en prenant seulement 2 fréquences significatives pour l'exemple à 2Hz (0.34m/s^2) et 12,6Hz (1.44m/s^2), le déplacement efficace peut être déterminé :

$$\text{deplacement}_{\text{eff}}_y(m) \approx \frac{1}{(2 \cdot \pi)^2 \cdot 128} \left(\frac{0.34^2}{(2\text{Hz})^4} + \dots \frac{1.44^2}{(12.6\text{Hz})^4} + \dots \right)^{1/2}$$

A partir des données enregistrées par l'application Smartphones, les mesures sont extraites et traitées par un tableur ou logiciel spécialisé. D'ailleurs à partir de la figure précédente, la valeur efficace de l'accélération est de 3.36m/s^2 , celle du mouvement est de 2.2mm.

Mais pour étudier correctement la suspension d'un véhicule, le mieux est d'utiliser une oscillation forcée comme pour le contrôle technique de voiture :

Par un système de plaques oscillantes à une fréquence variable, le système compare le poids dynamique et statique (rapport en pourcentage). Autrement dit la capacité de l'ensemble de la suspension de maintenir la roue au sol.

La valeur 0% correspond à une roue qui est dépourvue à un moment de tout contact avec le sol (c'est un peu embêtant pour tenir sur la route) et 100% correspond applique un mouvement au plateau et la roue n'en décolle pas du tout.

L'étude entre l'amortissement des roues avant et de la roue arrière est aussi très importante. En effet, lorsque la roue arrière arrive sur le même obstacle, elle va engendrer le même cycle que la roue avant. L'interférence des oscillations donne naissance à un mouvement pendulaire appelé « tangage », « galop » ou « roulis », selon qu'elle se manifeste entre les essieux avant et arrière ou entre les roues d'un même essieu.

Cette étude du tangage peut être facilement réalisée, mais ne sera pas présentée dans cet article.

La suspension avant demande un triangle de suspension avec rotule qui maintient la fusée du moyeu de la roue. Ce triangle peut être réalisé très facilement en fibre.

Le profilage de la coque ne permet pas un angle très important des roues avant. Or, le braquage minimal est aussi un élément essentiel dans une circulation quotidienne d'où le choix des roues extérieures ce qui permet un rayon de braquage de 3m mais cela diminue l'aérodynamisme. Pour faciliter, la tringlerie de la direction, certains ont réalisé une roue pivotante arrière. Or, cette solution entraîne un léger retard à la direction.

Si la direction d'un vélo est relativement facile à construire, celle d'un tricycle est beaucoup plus contraignante car elle impose une tringlerie et un réglage précis du parallélisme.

On peut voir sur la figure suivante, une direction avec «2 bras en aluminium» qui autorise la conduite à une main. Ce système prend malheureusement plus de place sur les côtés de l'habitacle qu'un guidon à axe central (appelé "tiller"), mais donne une meilleure stabilité à vitesse supérieure à 50km/h.

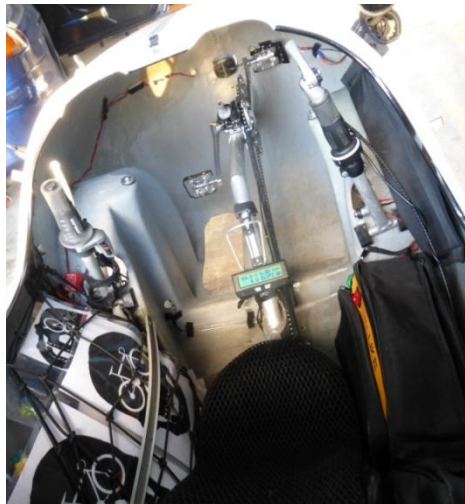


fig 17: Direction avec 2 manches, (intérieur du velomobile électrique leiba xstream) [7]

7. Puissance de la motorisation

A partir des puissances résistives dues aux pertes aérodynamiques et à la résistance au roulement des pneumatiques, **il est possible de choisir la puissance de la motorisation.**

Mais, la puissance est dimensionnée pour une vitesse en montée afin de ne pas gêner la circulation mais surtout

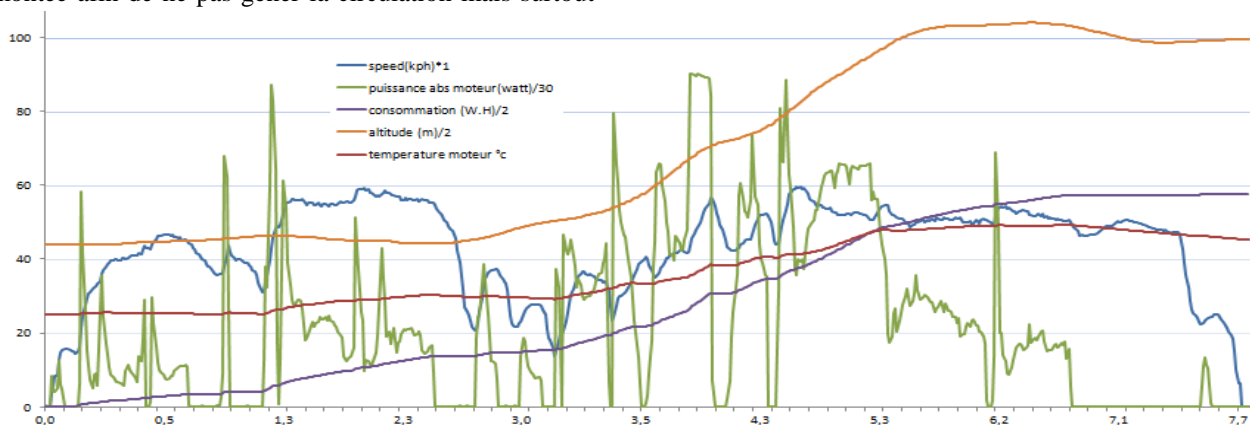


fig 18: Enregistrements de la vitesse, puissance, énergie, altitude, température moteur en fonction de la distance (km) [1]

Si la puissance consommée est importante pour l'autonomie qui permet de déterminer l'achat de la batterie. La signalisation des vélos a toujours été problématique avec la question : **être vu où voir ?**

en fonction de l'accélération souhaitée [1, 2]. Lorsque la pente de la route est importante (10 %), la puissance du moteur correspondra essentiellement à l'équation suivante :

$$P_{resistance}(W) \cong M \cdot g \cdot \text{pente}(\%) \cdot \text{Vit}(\text{km/h}) / 3600 \quad (27)$$

Par conséquent, la puissance maximale du moteur devra être proportionnelle à la masse du cycle. Toujours pour le tricycle du tableau 1, à une vitesse de 45 km/h et avec une pente de 10 %, la puissance du moteur devra correspondre à la valeur suivante :

$$P_{moteur}(W) \cong (50 + 80) \cdot 9.8 \cdot 0.1 \cdot 45(\text{km/h}) / 3.6 = 1600 W$$

Il faudra rajouter 400 W de puissance due à l'aérodynamisme et au coefficient de roulement.

Pour que le moteur puisse générer une accélération de 3 m/s^2 , (équivalente à celle d'une voiture pour pouvoir se fondre dans le trafic d'une agglomération), il faudra déterminer sa puissance par l'équation suivante :

$$P_{moteur}(W) = M \cdot v \cdot \frac{dv}{dt} \quad (28)$$

Pour obtenir cette accélération à une vitesse de 45 km/h, la puissance demandée pour le tricycle caréné devra être de 4,8 kW.

On remarquera que la puissance de la motorisation est proportionnelle à sa masse. Cette puissance est relativement importante pour satisfaire aux conditions de la circulation.

On peut observer sur la figure suivante la vitesse, la puissance, l'énergie en fonction de la distance grâce au fichier d'enregistrement de l'application sur smartphone « mes parcours » traiter avec Excel.

8. Signalisation et Eclairage

La signalisation des cycles est une problématique cruciale en termes de sécurité.

L'éclairage demande des connaissances techniques pointues ne serait-ce que pour le décryptage des

documentations constructeurs. Les composants devront être choisis en fonction de caractéristiques telles que les lux, les lumens, les candelas, l'angle d'émission, la puissance consommée, les différentes optiques....

A la vitesse de 54 km/h (15 m/s) nous concernant, il est en effet important de pouvoir éclairer la chaussée, les accotements et un éclairage à 30 m est un minimum (2s pour visualiser les obstacles). De plus la signalisation avant et arrière d'un véhicule doit permettre d'être visible à 150 m (Législation sur l'éclairage et la signalisation des véhicules - R313).

Tout d'abord, il faut savoir que la consommation des leds est environ 10 fois inférieure à celle des allogènes. Pour ne pas nuire à l'aérodynamique, l'éclairage et la signalisation doivent être intégrés au mieux dans le carénage.

Une cartographie peut être faite avec le luxmètre d'un Smartphone pour mesurer la valeur de l'éclairage réel en fonction de la distance et de l'orientation.

Dans notre cas, l'éclairage avant à leds de 15 W (50 € à 150 €) équipé d'une optique de 4,2° et positionné à 75 cm de hauteur va éclairer le sol entre 10 et 30 m.

L'éclairage du sol sera à 10 m de 75 lux, à 20 m de 35 lux et à 30 m de 18 lux.

En ce qui concerne l'arrière, une puissance de 2 W est amplement suffisante pour être visible. Ici l'optique n'est pas très importante et un angle de 120° pour les leds est nécessaire. 10 leds sont donc utilisées pour la signalisation de nuit ainsi que 10 leds pour le feu stop mais cette fois-ci avec un angle de 6° garantissant une plus grande visibilité de jour.

Pour les clignotants, il faudra au moins 6 leds ayant un angle de 40° pour avoir une visibilité correcte de jour.

Il existe dans le commerce des bandes de leds autocollantes pour le feu stop et clignotants (entre 6€ et 12€ par mètre). Elles sont faciles à installer et résistent bien aux intempéries.

Les informations techniques concernant les optiques et les bandes de leds sont relativement pauvres. Il sera également nécessaire de faire des essais pour valider le choix du matériel.

Un éclairage et une signalisation correcte sur vélo-mobile demande donc une consommation estimée à environ 24 W.

Les équipements d'éclairage et de signalisation étant disponibles en 12V, il faudra implanter un convertisseur DC/DC pour adapter la tension de la batterie (72V ou 48V en 12V).

9. Conclusion

L'article a présenté une partie des problématiques d'un tricycle caréné pour démontrer qu'il peut être un système pluri-technologique complet. Ces problématiques sont des cas d'études en génie

mécanique et électrique. Cet article a caractérisé le vélo mobile pour faire un peu l'état de l'art.

De nombreuses expérimentations simples permettent de vérifier la théorie. Ensuite, l'étudiant a la possibilité de faire des essais et réglages de manière concrète. Il pourra à l'aide d'un Smartphone déterminer les performances d'un véhicule, les pertes engendrées par les pneumatiques, l'aérodynamique (GPS, accéléromètre), les performances de l'éclairage (luxmètre) et de mesurer la pollution sonore engendré par le déplacement (décibel-mètre).

Toutes ces applications ne se valent pas et ne remplacent pas un appareil de mesure. Par conséquent, il faut tester l'application d'abord et souvent retravailler les données en fonction des capteurs (étalonnage, calibrage, linéarisation, filtrage, traitement numérique...). Il y a très peu d'informations sur ces applications, sur leur précision, les méthodes de mesures... cependant, il est très pédagogique de faire les tests d'une application, ou de faire sa propre application.

La construction d'un véhicule devant rouler sur circuit sera complètement différente d'un véhicule destiné à une utilisation routière.

Un vélomobile ayant des performances élevées (usage sur circuit), mettra en évidence tous les défauts du véhicule et demandera une optimisation et des réglages poussés.

Il sera demandé en permanence de faire des compromis entre la performance, le confort, la consommation et les coûts.

On retrouve ici toutes les stratégies familières au domaine de l'ingénierie : le choix des matériaux, le dimensionnement, les économies d'énergie, l'éco-conception, le gain de poids, la sécurité, la législation, l'ergonomie.

Mais, il faut des bases solides mathématiques et scientifiques pour traiter les données enregistrées et faire l'interprétation des mesures pour avoir une synthèse du comportement.

L'homme est un capteur, mais avec une précision très floue et une subjectivité qui ne permet pas d'avoir une démarche scientifique pour faire des améliorations [1].

De plus, le vélo-mobile est un support d'étude permettant d'aborder toutes les problématiques relatives aux émissions de CO₂ dans le domaine des transports.

10. Références

- [1] Arnaud Sivert, Franck Betin, Bruno Vacossin, Thierry lequeu « **Optimisation de la masse en fonction de la vitesse, puissance, autonomie, prix, centre de gravité, frein d'un Véhicule électrique à faible consommation (vélo, vélo-mobile, voiture électrique)** » Revue 3EI N°80, avril 2015,
- [2] A. Sivert, F. Betin, « **Véhicule électrique à faible consommation : éco marathon et système pluri-technologique et embarqué** » Revue 3EI N°78, oct 2014, page 9-22.
- [3] A. Sivert, F. Betin, T. Lequeu, « **Pedagogical study of an electric bike with low energy consumption, management and dimensioning of onboard energy : eco marathon** » WSEAS, World Scientific and Engineering Academy and Society, 2014.

- [4] A. Sivert, T. Lequeu, « **Je construis mon véhicule électrique** », édition Dunod, 2013, 140 pages.
- [5] A. Sivert, « **TD Étude de cycles motorisés électriques** » et « **Le vélo électrique** », iut en ligne : <http://public.iutenligne.net/etudes-et-realisation/sivert/veloelec/> 2013 et 2011
- [6] Site web IUT Aisne : Réalisation de véhicule électrique <http://aisne02geii.e-kart.fr/> 2013
- [7] <http://velorizantal.bbfr.net/t17956-velomobile-electric-leiba-x-stream-iut-aisne>
- [8] <http://velorizantal.bbfr.net/t18840-test-de-pneu-velo-adherence-et-coefficient-de-roulement>
- [9] Challenge educeco <http://www.educeco.net/>
- [10] LAURENT BERQUEZ « **un TP vite amorti** » *Revue technologie* N°173 avril 2011
<http://eduscol.education.fr/sti/sites/eduscol.education.fr/sti/files/ressources/techniques/1354/1354-173-p58.pdf>
- [11] Michelin « **le pneu l'adhérence** »
<http://activaclubfrance.free.fr/Doc%20technique/Adherence%20du%20pneu.pdf>
- [12] Céline PIZARRO « **Développement d'un amortisseur multi-plages** » mémoire aout 2013
http://www.usherbrooke.ca/genie/filesadmin/sites/genie/documents/Intranet/theses_memoires/Pizarro_C_20130916.pdf
- [13] http://fr.wikipedia.org/wiki/Amortissement_physique
- [14] <http://www.schwalbe.com/fr/rollwiderstand.html>
- [15] A. Sivert, k. Lebel « [Tuto] étude-suspension-avec-accelerometre-de-smartphone » 2015
<http://www.fichier-pdf.fr/2015/05/06/tuto-etude-suspension-avec-accelerometre-de-smartphone/>



fig 19: Tests freins et amortisseurs contrôle technique



fig 20: Les vélo-mobiles ne craignent pas la pluie



fig 21: Des véhicules d'hier et d'aujourd'hui



fig 22: Véhicule de l'éco-marathon

https://www.youtube.com/watch?v=Hn_kl14JdsA&list=PLfZonVn_gcq7EOurXuWU2sRFmh6ChtUil



fig 23: Velomobile en charge sur une prise traditionnelle (16A, 220V), 1 heure de recharge à 20A ayant une décharge à 80%.



fig 24: Velomobile et velocouché : championnat du monde 2014 Besançon <http://www.afvelocouche.fr/championnats-du-monde-en-france/>

https://www.youtube.com/watch?v=2VJLmL8sFG8&index=43&list=PLfZunVn_gcq7EOurXuWU2sRFmh6ChiUiL

<http://fitnesscar.free.fr/fitnesscar-plan.html>



fig 25: Velomobile et voiture à pédale 2014

https://www.youtube.com/watch?v=z9mjuGf3uI&index=40&list=PLfZunVn_gcq7EOurXuWU2sRFmh6ChiUiL