

# Véhicule électrique à faible consommation

## Problématique mécanique des tricycles carénés

ARNAUD SIVERT, JOSÉ CLAUDON, FRANCK BÉTIN, BRUNO VACOSSIN, JOËL ACCART<sup>[1]</sup>

**Comment préparer un véhicule à faible consommation d'énergie ? Quelles sont les questions à se poser ? Comment aborder les principes physiques et mécaniques ? Telles sont les questions auxquelles nous allons répondre dans cet article.**

Les véhicules électriques à faible consommation énergétique deviennent progressivement des acteurs de nos déplacements quotidiens. Ce type de véhicule a vu le jour aux challenges écomarathon [9], répond à la demande d'une réduction de l'émission de CO<sub>2</sub> et prépare la transition énergétique future. Des triporteurs, des cycles taxis, des vélos cargos et des tricycles entièrement carénés sont devenus des véhicules d'actualité, 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 1, le département génie électrique de l'IUT de l'Aisne a réalisé de nombreux prototypes de ce type de véhicule.

L'avantage pédagogique du vélo classique pour les étudiants est la possibilité de le conduire et donc de pouvoir concrètement appréhender l'interactivité entre la physique et la mécanique. Or, à grande vitesse, les incidences des réglages, ainsi que les choix technologiques opérés ont l'avantage d'être ressentis. Par conséquent, les cycles électriques performants dits « extrêmes » (équipés d'un moteur de 3 000 W) sont de très bons supports pédagogiques pluritechnologiques.

Concernant ces véhicules, de nombreuses questions se posent :

- Quelles sont les législations permettant de rouler en toute sécurité et de 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. ?
- Quels doivent être la force et les techniques de freinage en fonction de la masse, des vitesses, des décélérations souhaitées ?

**mots-clés**  
énergie,  
puissance,  
mécanique,  
énergétique,  
post-bac,  
projet

- Comment choisir les pneumatiques en fonction de la décélération désirée, de l'adhérence ?
- Comment choisir la signalisation et l'éclairage ?
- Quelles doivent 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 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 disponibles en accès libre, 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.



1 Différents cycles électriques motorisés entièrement carénés (de 50 à 85 kg) [1, 2, 3]

[1] Université de Picardie Jules Verne, Institut universitaire de technologie de l'Aisne, Laboratoire des technologies innovantes (LTI), équipe Énergie électrique et systèmes associés (EESA), GEII, 02880 Soissons

**Puissance résistive d'un vélomobile**

La consommation d'un véhicule est proportionnelle à sa masse [1]. La modélisation de la puissance résistive (en watts) d'un véhicule peut être donnée par l'équation suivante :

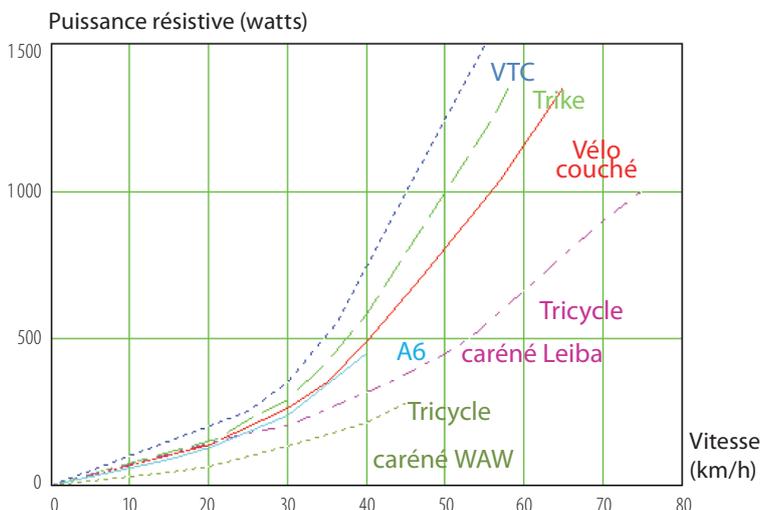
$$P_{résist} = k_{aéro} \times V^3 + \left( k_{roul} + \frac{M \cdot g \cdot pente}{3,6} \right) \times V$$

avec  $P_{résist}$  la puissance résistive (en watts),  $V$  la vitesse (en km/h),  $g$  l'accélération de la pesanteur,  $M$  la masse du véhicule,  $pente$  la pente (en %),  $k_{aéro}$  et  $k_{roul}$  les coefficients d'aérodynamique et de résistance au roulement [2].

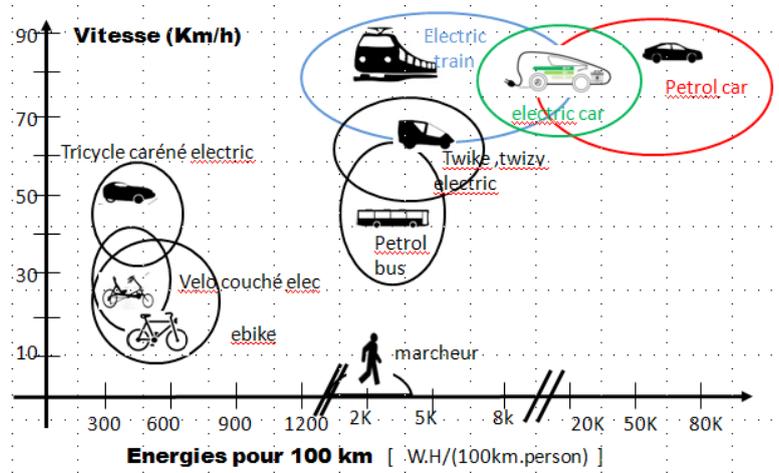
Type de véhicule électrique	$k_{aéro}$ en W/(km/h) <sup>3</sup>	$k_{roul}$ en W/(km/h)
VTC 30 kg	0,0065	5,5
Tricycle 40 kg	0,005	6
Vélo couché 40 kg	0,003 à 0,004	6
Tricycle caréné 50 kg	0,001 à 0,002	6,5
Voiture 1500 kg	0,015	79

**2 Coefficients aérodynamique et de résistance au roulement pour un véhicule avec un C<sub>x</sub> (coefficient résistif des pneus) de 0,005 et emportant une personne de 80 kg**

À partir de ces coefficients, la puissance résistive peut être représentée en fonction de la vitesse [3].



**3 Puissance expérimentale demandée au moteur en fonction de la vitesse sur du plat (sans pédalage) pour différents cycles électriques [5-7]**



**4 Vitesse moyenne en fonction de la consommation énergétique pour 100 km et par personne [2]**

La figure 4 présente la consommation des différents véhicules en fonction de la vitesse et du nombre de passagers.

Par conséquent, les tricycles appelés « vélomobiles », même équipés d'un carénage de 20 kg et d'une « machinerie » de 10 kg, sont un bon compromis pour réaliser un véhicule à faible consommation d'énergie.

Un moteur de 3 000 W de 7 kg et une batterie de 10 kg permettent d'atteindre une vitesse relativement élevée 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.

**Châssis et coque d'un vélomobile**

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

Celui-ci est généralement réalisé en matériaux composites (fibre de verre, carbone ou kevlar). S'il joue le rôle de châssis porteur, il doit être renforcé à certains endroits pour supporter le poids du conducteur et les forces engendrées par le pédalage. Le conducteur doit

pouvoir entrer et sortir seul grâce à un capot amovible. Le vélomobile est rendu étanche aux intempéries et aux projections des roues grâce à un ensemble de joints et de gouttières. Le polycarbonate (Lexan) est souvent utilisé pour les visières. Ce matériau est bon marché, il offre une certaine souplesse et résiste correctement aux rayures.

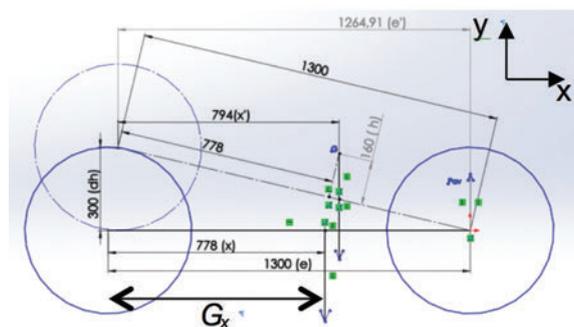
Concernant l'aérodynamique, d'une part, afin de réduire le maître couple  $C_y$  (surface frontale), la surface de pénétration doit être minimale ; d'autre part, afin de réduire le coefficient de traînée  $C_x$ , la coque d'un vélomobile doit être sculptée en forme dite de « goutte d'eau » et les formes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

Les cycles couchés carénés à deux 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 deux 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 cherchera 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.

Le choix de l'empattement (de 130 à 150 cm), de la largeur des voies (de 70 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 peuvent être déterminées algébriquement ou avec des logiciels tels que Solidworks **5**.



**5** 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 :

$$V_{\max} = 3,6 \sqrt{\frac{R}{\text{masse totale}} \cdot \frac{\text{largeur des voies} \times \text{masse avant} \times 9,8}{2 \times \text{hauteur du centre de gravité}}}$$

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 : prenons un cycle ayant une masse totale de 137 kg (véhicule + personne + outillage), deux roues de 20 pouces à l'avant, une roue de 26 pouces à l'arrière et un centre de gravité à 412 mm du sol. Le poids sur chaque roue avant sera de 402 N et de 566 N sur la roue arrière. La vitesse maximale dans un virage d'un rayon de 20 m sera d'environ 45 km/h.

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

Lors des freinages d'urgence, il y a transfert du poids vers l'avant générant un risque de basculement du véhicule au-dessus de l'essieu avant. Le poids sur les deux roues avant engendré par la décélération due au freinage est déterminé par l'équation :

$$\text{Poids}_{\text{avant } y} = \left( -\frac{dv}{dt} \cdot G_y + G_x \right) \cdot \frac{M}{\text{entraxe}}$$

avec  $G_x$  l'écart entre la roue arrière et le centre de gravité,  $G_y$  la hauteur du centre de gravité du véhicule par rapport au sol.

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

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

$$\text{Poids}_{\text{arrière } y} = M \cdot g - \text{Poids}_{\text{avant } y}$$

Par exemple, avec un freinage provoquant une décélération de  $-10 \text{ m/s}^2$ , le poids de la liaison sol-roue avant et arrière sera égal à :

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

$$\text{Poids}_{\text{arrière } y} = M \cdot g - \text{Poids}_{\text{avant } y} = 137 \times 9,8 - 1238 = 104 \text{ N}$$

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.

### 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. Par ailleurs, quelle sera la différence de freinage pour des freins à disques de 160 mm et de 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 deux, 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 ou percés, pour les alléger et accentuer la ventilation.

Il existe aussi diverses technologies de plaquettes de freins supportant différentes températures et ayant des durées de vie plus ou moins longues. 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 €.

À 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 deux disques est de 40 s. Par conséquent, la température en régime établi est d'environ 2 minutes (trois 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 une puissance à dissiper de 1666 W (300 N) avec un disque de 160 mm et de 2500 W (450 N) pour un disque de 203 mm.

La résistance thermique diminue proportionnellement avec la vitesse. Donc, à 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 de 160 mm. À 40 km/h, la puissance de freinage pourra doubler pour atteindre une température de 250 °C.

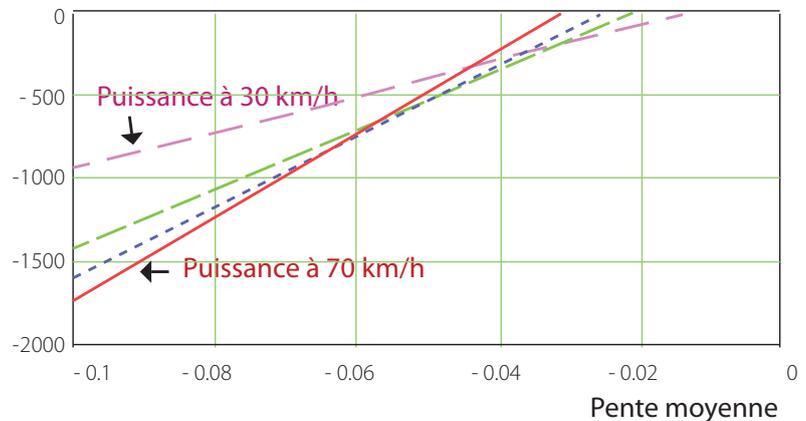
La différence du moment de freinage entre un disque de rayon extérieur de 160 mm et de 203 mm avec le même étrier correspond à l'équation suivante :

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

avec  $\mu$  le coefficient de friction des plaquettes,  $N$  le nombre de plaquettes,  $R_e$  le rayon extérieur et  $R_i$  le rayon intérieur du 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).

Puissance de freinage moyenne (watt)



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

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 correspond 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 entre en ébullition et devient alors compressible. Le freinage se dégrade alors 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 :

$$P_{moy\ frein} = k_{aero} \times V_{moy}^3 + g \cdot M \cdot (C_r + Pente_{moy}) \cdot \frac{V_{moy}}{3,6}$$

À partir de cette équation, on observe sur la figure 6 que la puissance moyenne récupérable ou à dissiper par les freins est linéaire par rapport à la pente moyenne.

On observe que plus la vitesse est grande, plus la puissance de freinage et la température sont importantes.

La température atteinte par un frein de 160 mm correspondra donc à l'équation :

$$T_{frein} = \frac{R_{th} [en\ ^\circ C/W] \cdot Vitesse_{kmh} \cdot Puissance_{moy} + T_{amb}}{V_{limité\ moy}}$$

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

$$T_{frein} = \frac{0,15 \times 20}{30} \times 915 + 25 = 120\ ^\circ C$$

À 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 :

$$T_{\text{frein}} = \frac{0,15 \times 20}{70} \times 1715 + 25 = 98 \text{ °C}$$

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 :

$$Distance_{\text{freinage}} = \frac{Masse}{2 \times F_{\text{frein}}} \times \frac{V^2}{3,6^2}$$

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 et la distance de sécurité entre deux véhicules sont essentielles.

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

Sur un tricycle équipé d'une seule commande pour les deux freins avant, il est difficile de régler correctement la répartition droite et gauche : il faut souvent rééquilibrer la force de freinage par des réglages mécaniques. Par conséquent, il est préférable d'avoir une commande séparée des deux 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 :

$$T_{\text{dyn frein}} = \frac{Masse_{\text{véhic}} \cdot V_{\text{max}}^2}{2 \cdot C_{\text{th}}} + T_{\text{freinage moy}}$$

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 la température ambiante.

Exemple : pour stopper un véhicule de 100 kg en roulant à 40 km/h avec une décélération de  $-6 \text{ m/s}^2$  et une température de freinage moyen de 120 °C, il faut que l'énergie cinétique soit de 1,7 Wh. La force de freinage

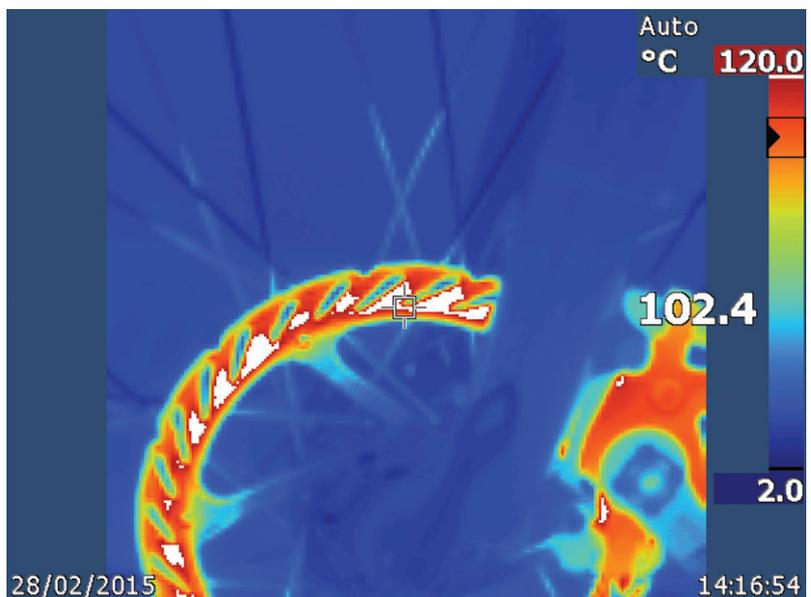


Image de la température du disque de frein de 160 mm et de son étrier

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 °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 °C.

Sur la figure 7, on peut observer la température d'un disque de frein après une descente provoquant un échauffement de 86 °C (la puissance moyenne de freinage étant de 700 W pendant 30 s).

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 cependant l'avantage de limiter l'utilisation du frein mécanique.

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

### Caractéristiques des pneus

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  $\mu$ , latéral  $\tau$  et de résistance au roulement  $C_r$ . Ces informations ne sont généralement pas fournies par les constructeurs.

Ces trois 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,  $\mu$  dépend faiblement de la masse du véhicule, mais varie fortement en fonction du taux de glissement  $G$  :

$$G = \frac{\omega \cdot R - V}{V}$$

avec :  $R$  le rayon de la roue en m,  $\omega$  la vitesse angulaire de la roue en rad/s et  $V$  la vitesse du véhicule en m/s.

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

Un freinage appuyé **8** comporte deux phases :

- une montée vers une décélération maximale, qui correspond à une montée vers un coefficient de frottement maximal  $\mu_{\max}$  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  $\mu_{\text{bloqué}}$ .

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 :

$$F_R = M \cdot g \cdot C_r$$

$$P_R = \frac{F_R \cdot V}{3,6}$$

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 45 km/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 :

$$C_r = \frac{1}{2 \cdot \text{distance arrêt} \cdot g} \cdot \frac{V_{\text{initiale}}^2}{3,6^2}$$

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 **9** la puissance en fonction de la largeur du pneu (60 mm et 37 mm) et de sa pression. Le pneu le plus large a une résistance plus faible que le pneu étroit de 37 mm.

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 mouillée.

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 davantage sous charge et en virage. (On rappelle qu'un tricycle ne se penche pas en virage 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 suffisant 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 :

$$P_{\text{dissipée}} \cong Vol \cdot hys \cdot A \cdot Fr$$

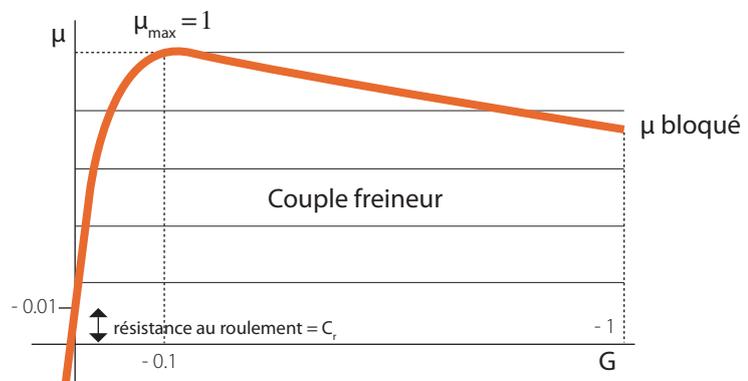
avec :  $Vol$  le volume de gomme déformée,  $hys$  la perte hystérétique de la gomme,  $A$  l'amplitude de la déformation et  $Fr$  la fréquence de sollicitation.

Chaque pneumatique peut être modélisé par un système ressort-amortisseur. Comme on peut le voir sur la figure **10**, il y aura donc une perte d'énergie fonction de la fréquence.

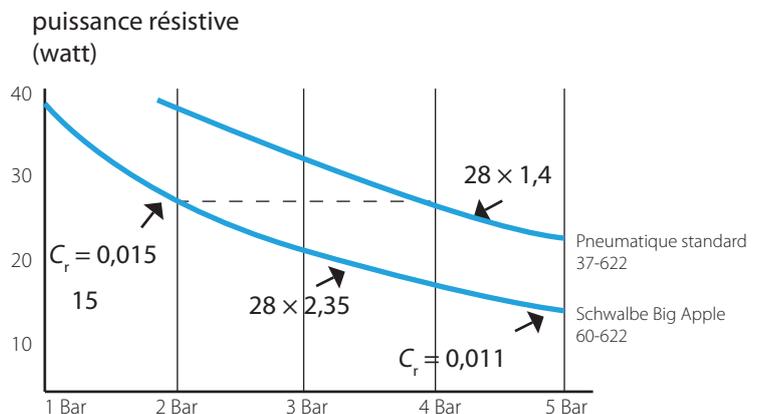
Selon la figure **8**, le coefficient d'adhérence  $\mu$  sur route sèche est d'environ 1, alors que sur route mouillée, il passe à 0,5.

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

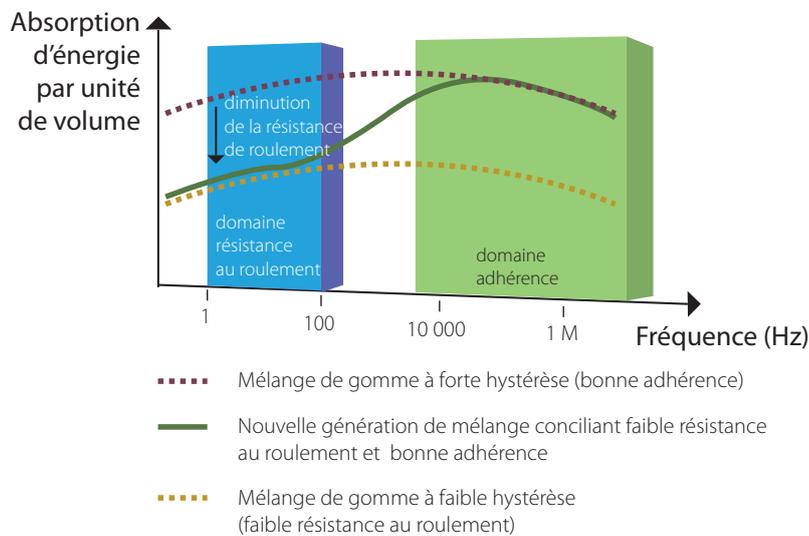
$$F_{\text{freinage}} = M \cdot \mu \cdot g = M \cdot \frac{dV}{dt}$$



**8** Coefficient d'adhérence en fonction du glissement du pneu et le  $C_r$  [11]



**9** Puissance résistive de deux pneus de largeurs différentes sous différentes pressions ;  $M = 40$  kg,  $V = 15$  km/h [14]



**10 Absorption de l'énergie d'un pneu en fonction de la fréquence de la route [11]**

La décélération sans glissement est indépendante de la masse et ne pourra pas atteindre plus de 10 m/s<sup>2</sup> sur route sèche ni plus de 5 m/s<sup>2</sup> sur route mouillée.

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

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

### 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. Ces fréquences dépendent de la vitesse du véhicule et s'expriment par l'équation suivante :

$$f = \frac{V}{\text{largeur} \cdot 2}$$

Exemple, pour une bosse sur la chaussée de 10 cm de largeur, 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 est 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. La suspension arrière est supportée par une fourche oscillante. Sur la suspension, trois 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 11 les caractéristiques de la force en fonction du déplacement de l'amortisseur. À partir de cette figure, la raideur du ressort *k* peut être déterminée en fonction du débattement :

$$k = 300 \text{ N} / 0,025 \text{ m} = 12 \text{ kN/m} = 120 \text{ N/cm}$$

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 (talonnement) ne sera pas atteint.

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

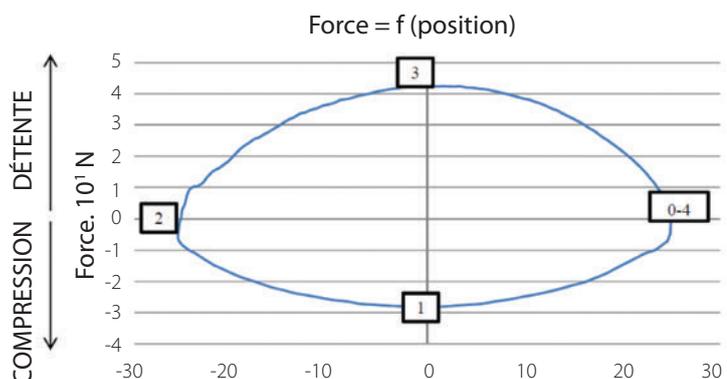
$$\Delta F = \Delta x \cdot k = (0,05 \text{ m} \cdot 2/3) \cdot 12 \text{ 000 N/m} = 400 \text{ N}$$

L'amortissement en compression et en détente est donné par la courbe de la figure 12.

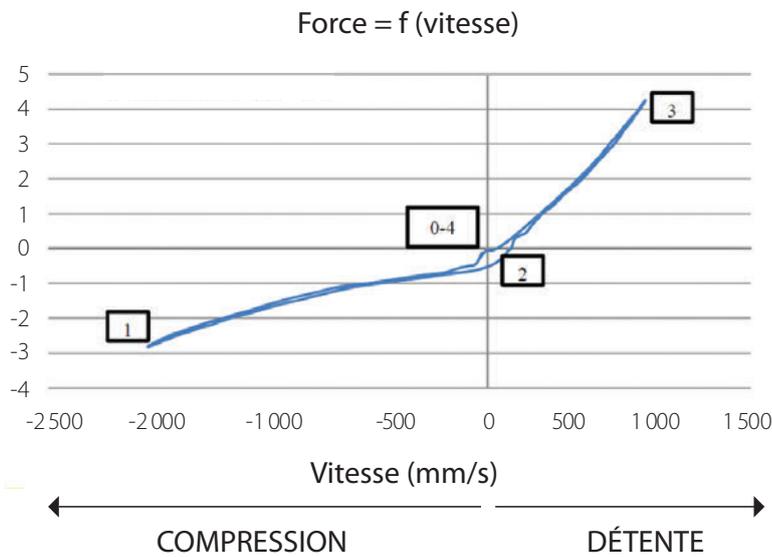
À partir de la courbe précédente, pour la contrainte et la détente, le rapport de la force en fonction de la vitesse correspond aux valeurs suivantes :

$$C_{\text{compression}} = F/V = 30/0,002 = 15 \text{ kN/m par s}$$

$$C_{\text{détente}} = F/V = 40/0,001 = 40 \text{ kN/m par s}$$



**11 Force en fonction de la position du piston de la suspension arrière [12, 13]**



12 Force d'amortissement en fonction de la vitesse du piston principal

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  $\omega_0$  et le coefficient de qualité  $Q$  :

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{M}} \quad Q = \frac{\sqrt{k \cdot M}}{c}$$

Pour notre exemple, toujours avec un poids de 550 N à l'arrière, une raideur avec un coefficient 100 fois plus important que le poids pour avoir un faible déplacement et une fréquence propre de 1,6 Hz 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 quatre fois plus faible que la valeur de la raideur. Le coefficient de qualité sera égal à 0,4.

L'équation suivante et la figure 13 représentent la fonction de transfert de l'amplitude du mouvement du véhicule en fonction de l'amplitude de la route en fonction de la fréquence :

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

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 de la figure 13.

Exemple : à une fréquence de 50 Hz, l'atténuation sera de 0,079 avec un 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 :

$$\tau = c/k$$

Avec  $c = k/4$ , 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 trois fois  $\tau$ , donc en 0,75 s. Ce temps permet d'avoir une suspension confortable.

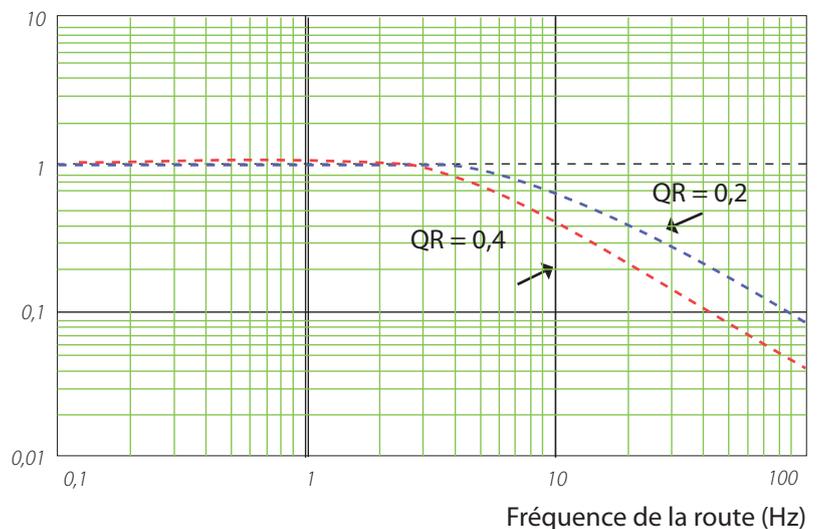
On peut remarquer que la raideur du ressort et l'amortissement sont très dépendants l'un de l'autre pour avoir une bonne suspension. L'amortissement en détente et en compression étant différent, la théorie donne seulement un ordre d'idée pour régler un amortisseur.

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

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 et mesurer l'accélération de l'affaissement. Le but de ces manœuvres est d'arriver à revenir en position initiale assez rapidement, avec peu ou pas d'oscillations.

Fonction de transfert amplitude du véhicule



13 Atténuation de l'amplitude des mouvements grâce à la suspension en fonction de la fréquence avec  $f_0 = 1,6$  Hz et deux coefficients de qualité différents de 0,2 et 0,4

La mesure de l'accélération est effectuée avec une période d'échantillonnage de 10 ms et une résolution de 0,01 m/s<sup>2</sup>.

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 :

$$acce_y \approx (hauteur/\tau) \cdot e^{-\frac{t}{\tau}}$$

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 :

$$acce_y \approx (hauteur \cdot \omega_r^2) \cdot e^{-\frac{t}{\tau_a}} \cdot \cos(\omega_r \cdot t)$$

$$vit_y \approx (hauteur \cdot \omega_r) \cdot e^{-\frac{t}{\tau_a}} \cdot \sin(\omega_r \cdot t)$$

$$deplacement_y \approx hauteur \cdot e^{-\frac{t}{\tau_a}} \cdot \cos(\omega_r \cdot t)$$

La constante de temps de l'amortissement  $\tau_a$ , la pulsation de la pseudo période correspond aux équations :

$$t_a \approx 2 \cdot \frac{M}{c} \quad \omega_r = \omega_0 \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{1}{2} \cdot Q\right)^2} \approx \omega_0 = \frac{2 \cdot \pi}{T_0}$$

À partir de ces deux équations, 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 :

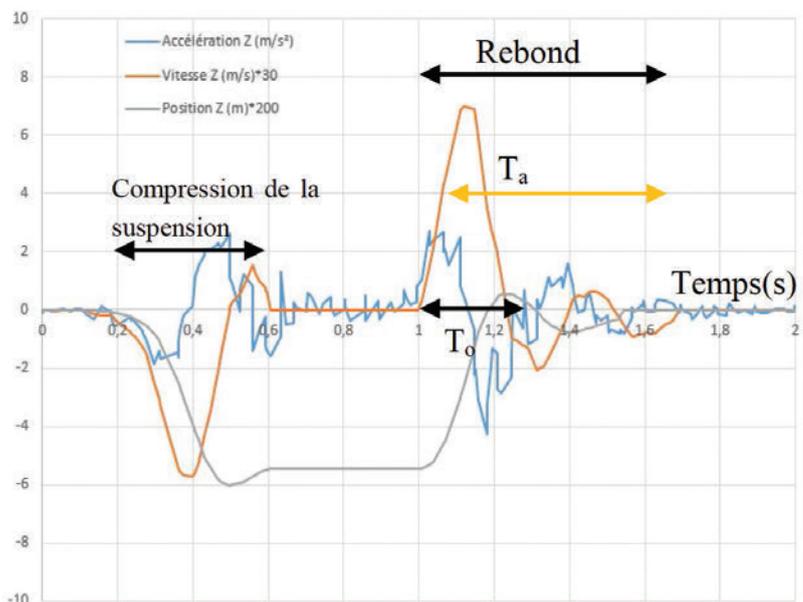
$$k = \left(\frac{2 \cdot \pi}{T_0}\right)^2 \cdot M \quad \text{et} \quad c = \frac{2 \cdot M}{\left(\frac{T_a}{3}\right)}$$

Sur la figure 14, la période  $T_0$  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 séparée. L'application utilisée est « *accelerometer monitor* », la vitesse et le déplacement sont déterminés par intégration numérique [15].

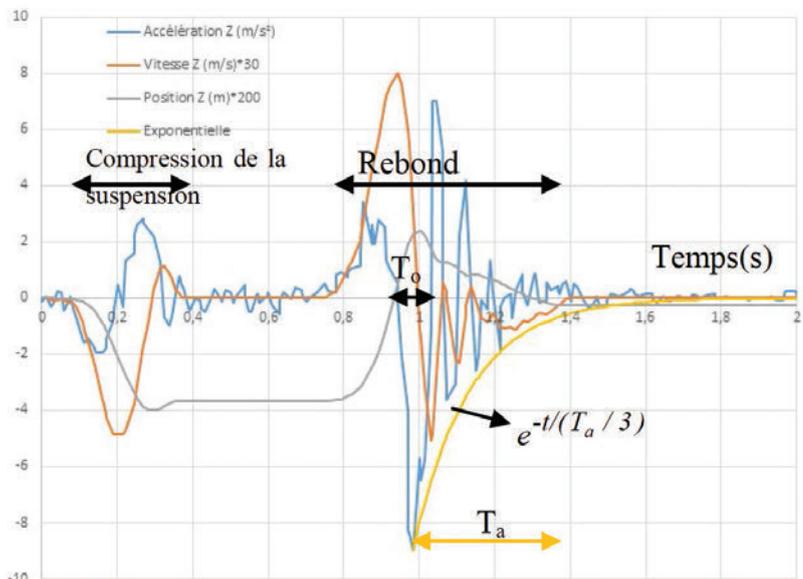
Sur les figures 14 et 15, la vitesse qui permet de faire revenir la fourche oscillante à sa position initiale est pratiquement identique pour un réglage faible ou fort de la suspension. Pour le réglage fort, il n'y a pratiquement pas de dépassement de la position, car l'amplitude des accélérations est fortement amortie, alors que pour le réglage faible, c'est le contraire.

On est loin des valeurs désirées  $c = 2750$  (N/m)/s,  $k = 5500$  kN/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



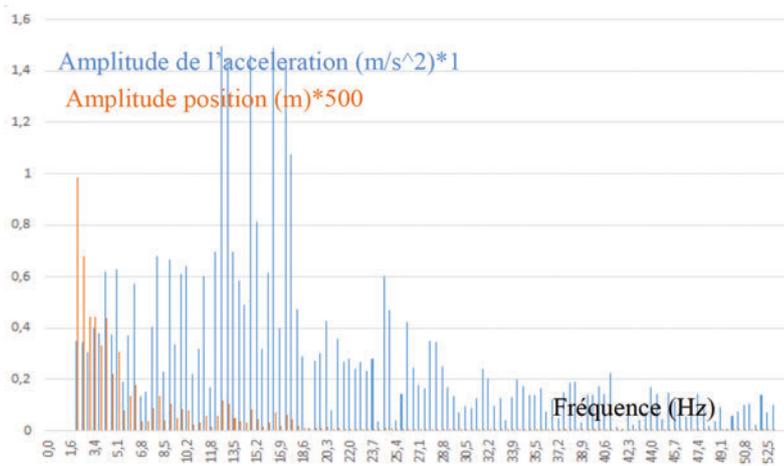
14 Dynamique de la suspension réglage « faible » avec une précontrainte de 50 kg ;  $c = 333$  (N/m)/s,  $k = 20$  kN/m



15 Dynamique de la suspension réglage « fort » avec une précontrainte de 50 kg ;  $c = 666$  (N/m)/s,  $k = 100$  kN/m



16 Gain de confort du pneu big Apple [14]



**17** Spectre du signal de l'accélération en y de la caisse du vélo en roulant à 20 km/h sur du bitume

des pneus « amortisseurs » 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]. La figure 16 présente le gain en confort apporté par ce pneu, mais comment le constructeur mesure-t-il ce gain en confort ?

On peut observer le comportement de ce pneu en fonction de la pression, en faisant le test de la descente du trottoir.

Depuis 2013, des vélos dénommés « fatbike » utilisent des pneus en 26 x 4,00 pouces (102-559) gonflés entre 0,5 bar à 1 bar, qui remplacent les systèmes de suspension relativement chers et lourds des VTT traditionnels.

Avec le signal de l'accélération 15, un autre outil peut être utilisé : 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 100 Hz, la fréquence maximale du spectre sera de  $f_e/2$ . Avec 256 échantillons sur un temps de 2,56 s, la précision sera de 0,4 Hz. La précision dépend du nombre d'échantillons ; par exemple, avec 100 échantillons de 10 ms sur 1 s, la précision sera de 1 Hz. Sur la figure 17, on peut observer le spectre de l'accélération sur 2,56 s et 256 échantillons. La valeur efficace de l'amplitude de l'accélération correspond à la racine de somme au carré de l'amplitude pour chaque fréquence :

$$\text{Valeur efficace} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T f^2(t) dt}$$

où  $f$  est la fréquence.

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

$$\text{déplacement}_y \approx \sqrt{\sum_{n=1}^{128} \left( \frac{\text{acc } y_n}{(2 \cdot \pi \cdot f_e \cdot n / 256^2)} \right)^2}$$

Cette équation correspond à la double intégration d'un signal sinusoïdal. Ce mouvement en y est hyperbolique par rapport à la fréquence, donc important pour les basses fréquences.

Exemple : à partir de la figure 17, en prenant seulement deux fréquences significatives à 2 Hz et 12,6 Hz pour le déplacement, on a :

$$\text{déplacement}_y \approx \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\left( \frac{0,34^2}{2^4} + \dots + \frac{1,44^2}{12,6^4} + \dots \right)}$$

À partir des données enregistrées par l'application smartphone, les mesures sont extraites et traitées par un tableur ou un logiciel spécialisé. D'ailleurs, à partir de la figure 17, la valeur efficace de l'accélération est de 3,36 m/s<sup>2</sup>, celle du mouvement de 2,2 mm.

Mais pour étudier correctement la suspension d'un véhicule, le mieux est d'utiliser une oscillation forcée comme pour le contrôle technique d'une voiture 18.



**18** Test freins et amortisseurs au contrôle technique



**19** Direction avec deux manchettes (intérieur du vélo électrique Leiba xstream) [7, 8]

Par un système de plaques oscillant 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 à maintenir la roue au sol.

La valeur 0 % correspond à une roue qui, à un moment donné, n'a plus de contact avec le sol (c'est un peu gênant pour tenir sur la route) ; 100 % correspond à une roue qui 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 de fréquences 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.

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

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 de roues extérieures, ce qui permet un rayon de braquage de 3 m, mais 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.

La figure 20 montre une direction avec deux bras, 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 »).

### Puissance de la motorisation

À 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 limiter la diminution de vitesse en montée afin de ne pas gêner la circulation, mais également 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 :

$$P_{résistance} = \frac{M \times g \times pente \times Vit}{3600}$$

Par conséquent, la puissance maximale du moteur devra être proportionnelle à la masse du cycle. À une vitesse de 45 km/h et avec une pente de 10 %, la puissance du moteur devra correspondre à la valeur :

$$P_{moteur} = \frac{(50 + 80) \times 9,8 \times 0,1 \times 45}{3600} = 1600W$$

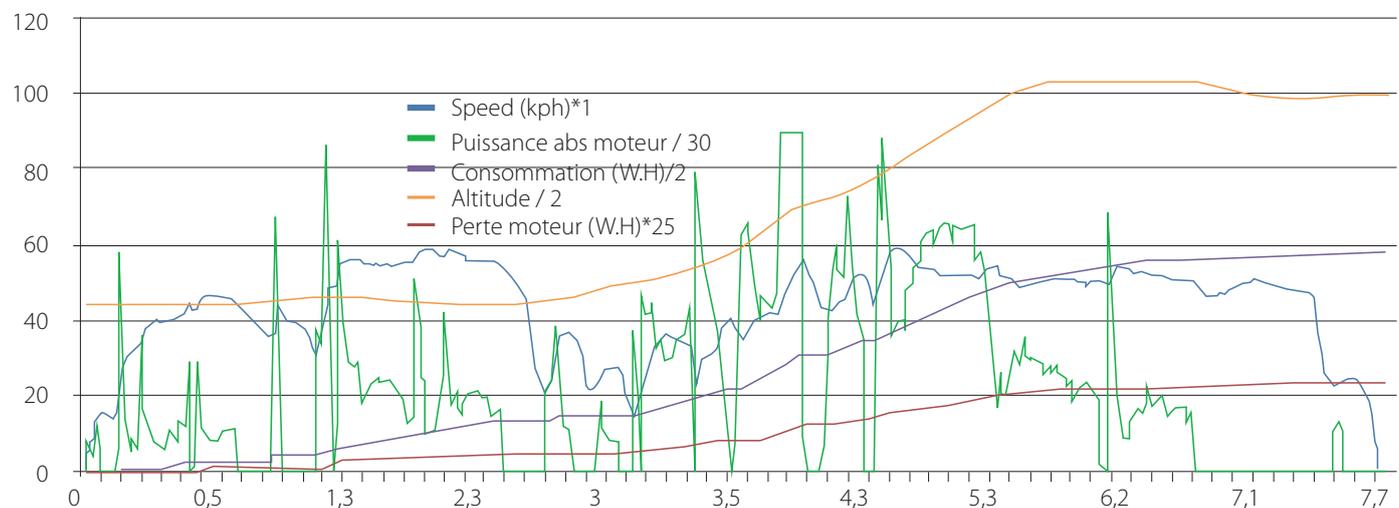
Il faudra rajouter 400 W de puissance pour tenir compte de l'aérodynamisme et du coefficient de roulement.

Pour que le moteur puisse générer une accélération de 3 m/s<sup>2</sup> (équivalente à celle d'une voiture devant se fondre dans le trafic d'une agglomération), on détermine sa puissance par l'équation :

$$P_{moteur} = M \cdot v \cdot \frac{dv}{dt}$$

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.



20 Enregistrements de la vitesse, puissance, énergie, altitude, perte moteur [1]

On peut observer sur la figure 20 la vitesse, la puissance, l'énergie en fonction de la distance grâce au fichier d'enregistrement de l'application « mes parcours » traitée avec Excel.

Si la puissance consommée est importante pour l'autonomie, ce qui permet de déterminer l'achat de la batterie, la signalisation des vélos a toujours tourné autour de la question de : être vu ou voir ?

### Signalisation et éclairage

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 différents optiques...

À la vitesse de 54 km/h (15 m/s) nous concernant, il est en effet important de pouvoir éclairer la chaussée, les accotements et la signalisation à 30 m au minimum. De plus, la signalisation avant et arrière du cycle doit permettre d'être visible à 150 m (législation sur l'éclairage et la signalisation des véhicules – R. 313).

Tout d'abord, il faut savoir que la consommation des leds est environ 10 fois inférieure à celle des halogènes. 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'un optique de 4,2° et positionné à 75 cm du sol permettra d'éclairer entre 10 et 30 m. L'éclairage 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 important et un angle de 120° pour les leds est nécessaire. Dix leds sont donc utilisées pour la signalisation de nuit et dix autres 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 auto-collantes pour le feu stop et les 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 vélocycle demandent donc une consommation estimée à environ 24 W.



21 Vélocycle en charge sur une prise traditionnelle (16 A, 220 V), 1 heure de recharge à 20 A ayant une décharge à 80 %



22 Véhicules de l'éco-marathon

[https://www.youtube.com/watch?v=Hn\\_kl14JdxA&index=45&list=PLfZunVn\\_gcq7EOurXuWU2sRFmh6CbiUiL](https://www.youtube.com/watch?v=Hn_kl14JdxA&index=45&list=PLfZunVn_gcq7EOurXuWU2sRFmh6CbiUiL)

Les équipements d'éclairage et de signalisation étant disponibles en 12 V, il faudra implanter un convertisseur DC/DC pour adapter la tension de la batterie (72 V ou 48 V). Les vélocycles se chargent ainsi sur une prise traditionnelle 21.

### Conclusion

Nous avons présenté une partie des problématiques de conception d'un tricycle caréné pour démontrer qu'il peut être un système pluritechnologique complet. Ces problématiques sont des cas d'études en génie mécanique et électrique. De plus, ce vélomobile est un support d'étude permettant d'aborder toutes les problématiques relatives aux émissions de CO<sub>2</sub> dans le domaine des transports.



23 Vélomobile et vélocouché : 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\\_gcq7E0urXuWU2sRFmh6CbiUiL](https://www.youtube.com/watch?v=2VJLmL8sFG8&index=43&list=PLfZunVn_gcq7E0urXuWU2sRFmh6CbiUiL)



24 Vélomobile et voiture à pédale 2014

[https://www.youtube.com/watch?v=\\_z9mjuGf3uI&index=40&list=PLfZunVn\\_gcq7E0urXuWU2sRFmh6CbiUiL](https://www.youtube.com/watch?v=_z9mjuGf3uI&index=40&list=PLfZunVn_gcq7E0urXuWU2sRFmh6CbiUiL)

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

Remarquons tout de même qu'il faut des bases solides mathématiques et scientifiques pour traiter les données enregistrées et faire l'interprétation des mesures afin d'avoir une synthèse du comportement.

Pour qu'un vélomobile ait des performances élevées [22] et [23], outre le fait qu'il sera demandé en permanence de faire des compromis entre la performance, le confort, la consommation et les coûts, il faudra en permanence optimiser les solutions et les réglages.

Enfin, ce travail de projet offre un support concret et motivant pour les étudiants [24]. Il permet donc d'aborder des notions ou des concepts parfois difficiles à expliquer dans le cadre d'une salle de cours. ■

### Références bibliographiques

- [1] A. Sivert, F. Betin, B. Vacossin, T. 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 pluritechnologique et embarqué » *Revue 3EI* N° 78, octobre 2014, p. 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 », Dunod, 2013, 140 p.
- [5] A. Sivert, « TD Étude de cycles motorisés électriques » et « Le vélo électrique », IUT en ligne : <http://public.iutenligne.net/etudes-et-realizations/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] L. Berquez, « un TP vite amorti », *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] C. Pizarro, « Développement d'un amortisseur multi-plages », mémoire août 2013 [http://www.usherbrooke.ca/genie/fileadmin/sites/genie/documents/Intranet/theses\\_memoires/Pizarro\\_C\\_20130916.pdf](http://www.usherbrooke.ca/genie/fileadmin/sites/genie/documents/Intranet/theses_memoires/Pizarro_C_20130916.pdf)
- [13] [http://fr.wikipedia.org/wiki/Amortissement\\_physique](http://fr.wikipedia.org/wiki/Amortissement_physique)
- [14] <http://www.schwalbe.com/fr/rollwiderstand.html>
- [15] A. Sivert, K. Lebel « [Tuto] Traitement de données : application sous Android et Excel accéléromètre (intégration, série de Fourier) : Etude suspension » 2,015