

Conception et étude dynamique d'un châssis modulable pour voiture urbaine

Arsène Calvin MENGATA MENGATA*, Claude Valery NGAYIHI ABBE et Robert NZENGWA

Université de Douala, Ecole Nationale Supérieure Polytechnique de Douala (ENSPD), Laboratoire d'Énergie, Matériaux, Modélisation et Méthode (E3M), BP 2701 Douala, Cameroun

(Reçu le 12 Janvier 2021 ; Accepté le 04 Juin 2021)

* Correspondance, courriel : demengatta@gmail.com

Résumé

Ce travail porte sur la conception et l'étude dynamique d'un châssis modulable pour voiture urbaine ultra compacte (appelée la MN). C'est dans l'optique d'apporter un palliatif à l'utilisation des motos (moyens de transport prisés dans les pays d'Afrique noire et pourtant hautement accidentogènes) et autres tricycles (gourmands en espace et peu commodes). Ce châssis de type tubulaire se décompose en trois principaux compartiments : un compartiment avant, un compartiment arrière et une plaque rigide reliant les deux. La modularité de l'ensemble se fait grâce à des vérins hydrauliques. Le matériau choisi pour ce projet est l'aluminium, motivé par le facteur légèreté. Les méthodes de calculs employées pour le dimensionnement sont les éléments finis couplés à la théorie des masses équivalentes en calcul dynamique. L'algorithme de Newmark est utilisé pour le calcul numérique. Le châssis est soumis à un impact frontal de 4 g. Les résultats des simulations dus aux efforts de flexion, de torsion, de flexion couplée avec torsion sont : les déplacements et contraintes maximaux sont respectivement de 8.2 mm (pour les essais mécaniques), 0.0038 mm (pour l'impact frontal) et 153 MPa. Ces valeurs sont très satisfaisantes. La conception de ce châssis s'avère intéressante pour la technologie des châssis automobiles. La modularité du châssis due aux vérins incorporés donne un double avantage sur l'occupation d'espace de parking et la sécurité en cas de choc à cause de la dissipation rapide d'énergie transformant ainsi l'habitacle en un refuge sûr.

Mots-clés : *véhicule, châssis, modularité, motos.*

Abstract

Design and dynamic study of a modular chassis for urban car

This work is focused on the development of a chassis for a compact modular vehicle (called the MN). This is to provide a solution other than the use of motorcycles (popular means of transport in sub Saharan African countries paradoxically highly dangerous), and other tricycles (greedy in space and uncomfortable). This tubular chassis comprises three main parts : a front part and a rear part both linked by a rigid plate. The modularity is achieved through some sliding hydraulic dampers. The material chosen for this project is aluminum because of its lightness. Design simulations are Finite Elements Methods (FEM) based, coupled with the equivalent masses approach in dynamic analysis and the Newmark numerical scheme. The chassis is submitted to a 4 g frontal impact, flexural and torsional loadings and coupled flexural-torsional loading. The

following results were observed after simulations: the maximum displacements and stresses are respectively 8.2 mm (for mechanical tests), $0.3817 * 1.0e-02$ mm (for frontal impact) and 153 MPa. These values are very satisfactory. The design of this chassis is interesting for automotive chassis technology. The modularity due to some incorporated hydraulic system offers the advantage on parking and security under frontal shock because of its ability to dissipate energy rapidly thereby creating a safe haven passenger compartment.

Keywords : *vehicle, frame, modularity, motorcycles.*

1. Introduction

En zone urbaine des pays subsahariens, les moyens de transport individuel sont très répandus à cause de l'insuffisance des réseaux et équipements de transport en masse. Cette insuffisance est d'ailleurs due à une croissance trop rapide et incontrôlée des zones urbaines et un afflux important des populations des zones rurales vers celles-ci (zones urbaines). Le besoin croissant en mobilité de la population et l'indiscipline des conducteurs sont les causes essentielles des ralentissements injustifiés du trafic urbain [1, 2]. Les réponses à ce problème étant inéluctablement pour l'instant les transports de masse, les solutions adoptées sont intimement liées au niveau du développement du pays auquel appartient la ville [3] : tramway, TGV pour les pays développés. Les pays du Sud qui plus est, brillent par une extension anarchique en inadéquation avec l'aménagement des voies d'accès à certains centres d'intérêts, ont vu émerger la moto communément appelée « Bend skin » ou moto taxi au Cameroun [4]. Ce moyen de transport (la moto) a des avantages avérés tels que le souci de l'usager de se voir déposer devant sa porte, le gain de temps dû au fait que la moto se faufile et ne fait presque pas de ramassage, l'accès à des zones rurales enclavées [4 - 10]. D'autres événements ont participé à imposer ce moyen de transport en Afrique sub-saharienne. Au Cameroun par exemple, la moto a fait son apparition dans les années 1990 à la suite des pressions des institutions financières internationales qui incitent l'Etat à se désengager du secteur du transport urbain [11] mais aussi le contexte insurrectionnel dans la ville de Douala avec le phénomène des villes mortes. Les motos assurent aujourd'hui environ 40 % à Douala, 30 % à Yaoundé et environ 80 % dans les villes du grand Nord du transport urbain [12]. La crise de l'emploi décent des jeunes qui touche particulièrement les pays du Sud justifie aussi l'explosion de l'emploi de la moto [12].

Cependant, il n'en demeure pas moins que ce moyen de transport constitue un danger sanitaire (récurrence d'accidents graves), environnemental (la pollution) et économique (perturbation de la circulation) [12]. En effet selon les statistiques données d'une part par le ministère des transports et d'autre part par l'Organisation des Nations Unies (ONU), le Cameroun enregistre en moyenne chaque année 16 583 accidents avec plus de 1500 décès dont 50.59 % impliquant l'usage de la moto et environ 24.63 % de personnes blessées dans les mêmes conditions [12, 13]. Suite à l'analyse ci-dessus, une alternative à ce moyen de transport est une nécessité impérieuse pour l'amélioration de la qualité de vie. Dans l'optique de trouver une alternative au fléau de la moto taxi, un « concept car » a été proposé dont l'objectif est la conception d'un véhicule modulable urbain (VMU) ultra compact baptisé la « MN ». Celui-ci aura quasiment la même capacité de pénétration dans notre réseau routier que la moto, mais avec une bonne garantie de la sécurité des personnes transportées et le respect de l'environnement. L'approche des véhicules modulables est aussi intéressante pour l'avènement des automobiles autonomes et de l'électromobilité [14, 15]. Cette approche est aussi intéressante pour la conception des voitures militaires car elle leur permet d'avoir une bonne adaptabilité [16, 17]. Les véhicules modulables font également partie des trois principaux concepts de voiture (avec les voitures interurbaines et les petites voitures de sécurité) étudiés dans le domaine du terrestre au centre aérospatial allemand au sein du projet « New Génération Car (NGC) » [18, 19]. Cet article sera en grande partie focalisé sur l'analyse statique et dynamique du châssis amovible de notre véhicule, le but étant de montrer la double importance (modularité et dissipation d'énergie lors des chocs frontaux) des vérins hydrauliques qui y sont incorporés.

2. Matériel et méthodes

2-1. Structure du véhicule

La méthodologie adoptée pour le développement de notre véhicule est celle initiée dans le cadre du projet NGC, comme le montre la **Figure 1**. Elle est segmentée en 6 principaux points [18] : le choix du *concept car*, l'étude de la structure de la voiture, le choix de l'énergie de propulsion, le train roulant, le châssis de la voiture et l'intelligence embarquée.

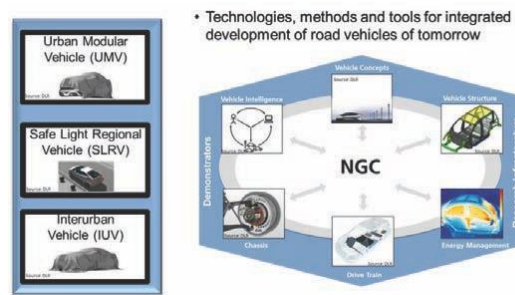


Figure 1 : Présentation des principaux axes de recherches pour le développement des NGC [18]

La modularité (concept régissant la structure de la MN) est définie comme une notion qui permet de gérer des systèmes complexes en les décomposant en paramètres et tâches qui sont interdépendants les uns aux autres et repartis en modules indépendants [20]. Une autre approche similaire voit la modularité comme étant une méthodologie qui consiste à décomposer des systèmes ou mécanismes complexes en sous-systèmes ou parties qui peuvent être prises séparément sans porter atteinte à l'intégrité de l'ensemble [21]. Les modules sont définis par les fabricants des pièces pour l'industrie de l'automobile comme étant des groupes d'éléments physiquement proches les uns des autres qui sont assemblés et examinés en dehors des équipements et peuvent être réunis très simplement sur la voiture [22]. Actuellement il y a deux principales approches de la modularité [23]. La première approche est la plus répandue. Elle repose sur le fait de l'externalisation de certains composants (portières, pare-chocs par exemple) de la chaîne de production principale de la voiture. Leur production est confiée à des fournisseurs qui assurent leur approvisionnement [23]. La deuxième, plus récente, est celle des constructeurs proposant des véhicules offrant des combinaisons de carrosserie [24]. Notre approche intègre les deux approches (surtout la deuxième) mais ici la modularité est intégrée au fonctionnement de l'automobile. Nous parlons d'intégration de la modularité au fonctionnement du châssis parce que c'est un véhicule qui peut se raccourcir et s'étendre comme le montrent *les Figures 2, 3 et 4*. La MN peut ainsi passer d'une citadine de 4 places à une citadine de 2 places, puis se replier complètement pour gagner en espace de parking. En effet :

- Pour la version 2 places, la longueur passe de 2103 mm à 1513 mm ;
- Pour la version 4 places, la longueur passe de 2450 mm à 1553 mm ;
- Les autres dimensions restant inchangées (Largeur de 1253 mm et Hauteur de 1489 mm).



Figure 2 : MN en version 4 places



Figure 3 : MN en version 2 places



Figure 4a : châssis replié



Figure 4b : châssis replié

La source d'énergie de la MN est électrique. Cela implique le respect de certaines conditions aux limites (dans le cas des voitures urbaines modulaires) [19]. Compte tenu de ces exigences, le Poids escompté est de 440 kg pour la version 2 places et 485 kg pour la version 4 places.

2-2. Présentation du châssis modulaire conçu

2-2-1. Choix du type de châssis

Dans l'industrie automobile, il existe de façon traditionnelle 5 types de châssis à savoir le châssis en échelle, le châssis cruciforme, le châssis avec tube de torsion, le châssis tubulaire et le châssis intégral ou monocoque[25]. Pour des contraintes liées à la masse et à l'encombrement du véhicule, nous avons opté pour un châssis tubulaire. La structure de notre châssis intègre la modularité dans son fonctionnement faisant de lui un châssis modulaire à tubes, contrastant avec les différents courants modulaires développés actuellement dans l'industrie automobile. GAO QIAOMING et al [26] ont par exemple conçu un tracteur à garde au sol et voie de roue modulable mais reposant sur un châssis mono corps. En effet notre châssis n'est pas un châssis mono corps comme le montre la Figure 5. Il est constitué de trois parties (pour la version 4 places) ou deux parties (pour la version 2 places). Les mouvements des parties avant et arrière sont assurés par un ensemble de vérins hydrauliques.

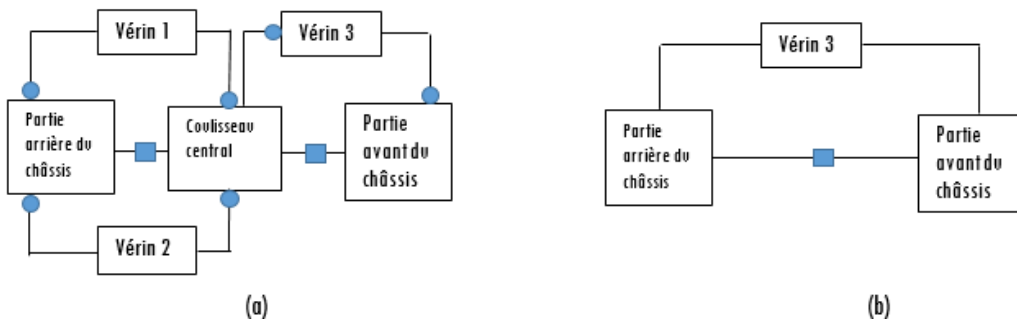


Figure 5 : Diagramme topologique de la structure de l'auto, (a) pour la version 4 places, (b) pour la version 2 places

Liaison glissière ● Liaison pivot ■

2-2-2. Choix du matériau

La matrice de décision est un outil fondamental pour le développement d'un nouveau produit. Le choix du matériau a été fait grâce à cet outil. Le **Tableau 1** présente les résultats de notre matrice de décision pour la sélection du matériau. Le choix est influencé principalement par trois critères d'évaluation : le poids, la rigidité du matériau et la facilité à le modifier. Si les nuances d'acier sont meilleures sur le plan de la rigidité et de la facilité de modification, l'aluminium est le matériau retenu (avec un score de 329) principalement grâce à sa légèreté. Ce matériau permet des gains de poids de l'ordre de 60 % par rapport à l'acier. Cette tendance est fortement confirmée par les **Tableaux 2 et 3** qui donnent des détails sur les avantages mécaniques (rapports résistance/poids et rigidité/poids) de l'aluminium par rapport à l'acier.

Tableau 1 : Matrice de vérité

Critère d'évaluation	Valeur (%)	TAC	TA	TC
Poids	35	1	3	2
Prix	10	5	4	3
Facilité de fabrication	10	4	4	4
Temps de fabrication	8	5	4	5
Connaissances et technique	10	5	4	4
Facilité de modification	15	5	3	4
Rigidité	12	2	1	3
Totalité	100	314	329	316

TAC : Tubulaire en Acier Doux ; TA : Tubulaire en Aluminium ; TC : Tubulaire en Cromoly

Tableau 2 : Comparatif des caractéristiques de l'aluminium et de certaines variances d'acier à égale résistance [27]

A résistance égale			
Matériaux	Acier E35	Acier HLE	Alliage d'aluminium
Résistance	1	1	1
Rigidité	1	0.35	0.56
Poids	1	0.71	0.42
Hauteur de la poutre	1	0.65	1.18

Tableau 3 : Comparatif des caractéristiques de l'aluminium et de certaines variances d'acier à égale rigidité [27]

A rigidité égale			
Matériau	Acier E35	Acier HLE	Alliage d'aluminium
Résistance	1	2.17	1.54
Rigidité	1	1	1
Poids	1	1	0.55
Hauteur de la poutre	1	1	1.40

2-3. Méthodes

2-3-1. Méthode pour les essais mécaniques

La méthodologie pour effectuer les essais mécaniques de ce châssis repose sur quatre principales étapes. La première étape est la conception (modélisation) du véhicule sur un logiciel CAO. Le but de ceci est d'avoir une idée globale des dimensions des pièces, de leurs interactions, de leurs agencements et de leurs formes optimales. La deuxième étape est l'évaluation des masses. Les estimations des masses sont les suivantes :

la masse à vide de l'auto est estimée à 340 kg (m_3), la masse des occupants est estimée à 160 kg soit deux personnes de 80 kg (m_2), la masse du bloc moteur + autres accessoires (hydrauliques) (m_4) sont estimés à 100 kg, la masse des bagages (m_1) estimée à 50 kg. La troisième étape est une évaluation de la répartition globale des charges dans le châssis. On procède par un calcul des efforts que ces masses engendreraient sur les essieux avant et arrière. Le châssis est ici assimilé à une poutre. Les principes fondamentaux de la statique qui permettent le calcul de ces efforts [28] se traduisent par les **Equations** :

$$\sum \vec{M}_{ex} = \vec{0} \quad (1)$$

$$\sum \vec{F}_{ex} = \vec{0} \quad (2)$$

M_{ex} étant le moment d'une force extérieure et F_{ex} une force extérieure.

$$R_R = \frac{10 * \sum_{i=1}^n m_i * d_i}{1.430} \quad (3)$$

Avec m_i la masse d'une entité, R_R la réaction aux roues arrières, R_A la réaction aux roues avant, d_i la longueur du bras de levier de la masse i

$$\text{en combinant (3) et (2)} \rightarrow R_R + R_A - 10 * \sum_{i=1}^n m_i = 0$$

$$R_A = 10 * \sum_{i=1}^n m_i - R_R \quad (4)$$

La quatrième étape est un dimensionnement statique et dynamique (via la méthode des charges équivalentes) en évaluant la réponse du châssis à la flexion, à la torsion et à une combinaison de ces charges mais aussi aux charges longitudinales (charges d'inerties consécutives au freinage). Pour la sollicitation en flexion, nous avons considéré que le châssis est une poutre. La **Figure 6** nous donne le repérage des différents centres de masses pris en compte. Nous avons pu déterminer les différents moments de flexion et efforts de cisaillement. Ensuite nous avons fait une analyse numérique (méthode des éléments finis) globale du châssis. Pour transformer ces charges en charges dynamiques, on utilise un facteur d'amplification de 2.5 [28].

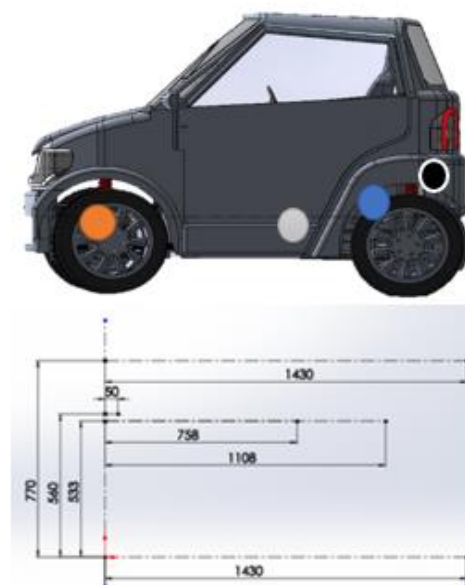


Figure 6 : Repérage des centres de masses

Légende :

- Centre de masse de la voiture (châssis + habitacle + batterie + autres accessoires) ●
- Centre de masse du bloc moteur + accessoires hydrauliques ●
- Centre de masse des occupants de la voiture ●
- Centre de masse des bagages ●

Pour la sollicitation en torsion, la **Figure 7** présente la répartition des charges lorsque le châssis est soumis à un cas de torsion pure. Le calcul du couple est basé sur l'essieu le plus léger (l'essieu arrière). Pour transformer ces charges en charges dynamiques, on utilise un facteur d'amplification de 1.3 [28]. On a :

$$M_t = t_{av} \frac{R_A}{2} \tag{5}$$

$$R'_R = 2 \frac{M_t}{t_{ar}} \tag{6}$$

M_t le moment de torsion, R_A la réaction sur une roue avant, t_{av} la voie de l'essieu avant, t_{ar} la voie de l'essieu arrière, R'_R réaction sur la roue arrière.

Pour la sollicitation combinée flexion + torsion, la **Figure 8** présente la répartition des charges lorsque le châssis est soumis à un cas de combinaison flexion + torsion. Le châssis subit ce type de sollicitations quand une des roues de l'essieu le plus léger quitte complètement le sol [28, 29].

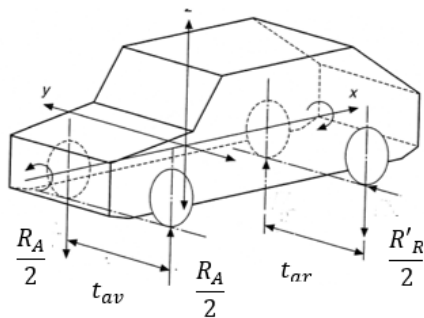


Figure 7 : Chargement en torsion [28]

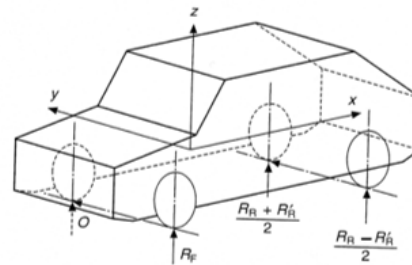


Figure 8 : Chargement en flexion + torsion [28]

Pour la vérification de la raideur de flexion longitudinale causée par freinage avec une inertie maximale 2g, pour l'homologation de notre véhicule, son châssis doit pouvoir satisfaire les conditions du test de freinage. Il est question de vérifier les points d'ancrages des éléments de suspensions. La méthode utilisée est celle expliquée dans le livre « Châssis Design : Principle and Analysis » [30]. La **Figure 9** montre la disposition des différents paramètres pris en compte pour les calculs relatifs à un centre de masse. Le calcul des charges sur les roues se fait de la manière suivante [30] :

$$w_{Fi} = m_i * \left(\frac{b}{l} + A_x \frac{h}{l} \right) * G \tag{7}$$

$$w_{Ftot} = \sum_{i=1}^4 w_{Fi} \tag{8}$$

Avec, w_{Fi} charge sur les roues avant dû à l'entité i , w_{Ftot} la charge totale sur les roues avant

$$w_{Ri} = m_i * \left(\frac{a}{l} - A_x \frac{h}{l} \right) * G \tag{9}$$

$$w_{Rtot} = \sum_{i=1}^4 w_{Ri} \tag{10}$$

Avec w_{Ri} charge sur les roues arrières dû à l'entité i , w_{Rtot} la charge totale sur les roues arrières, A_x le facteur d'amplification dans la direction x , g l'accélération de la pesanteur, m_i la masse de l'entité considérée

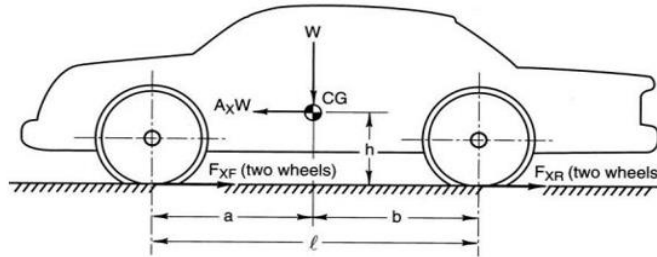


Figure 9 : Modèle pour le transfert de masse [30]

2-3-2. Analyse dynamique du châssis soumis à un choc frontal

Pour l'analyse dynamique et la mise en exergue de l'impact des vérins hydrauliques avec amortisseurs dans le châssis (pour l'aspect absorption et dispersion de l'énergie en vue de la préservation de l'habitacle), nous avons procédé à une simulation numérique d'un crash test avec impact frontal. La durée de l'impact est de 120 micro seconde [31]. La **Figure 10** est la symbolisation dynamique de notre châssis. En effet nous l'avons assimilé à une poutre possédant ses caractéristiques intrinsèques. La résolution du système d'équations différentielles qui en résulte sera faite par la méthode de Newmark [32].

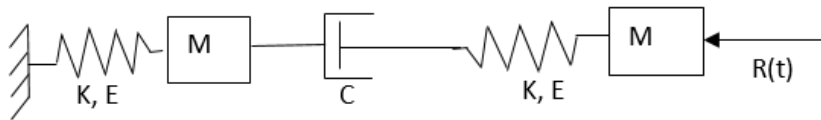


Figure 10 : Modèle dynamique de notre système mécanique

De façon générale les **Equations** s'écrivent [33]:

$$M\ddot{U} + C\dot{U} + KU = R_{ext}(t) + R_{int}(\ddot{U}, \dot{U}, U) \tag{11}$$

Avec \ddot{U} matrice des accélérations ; \dot{U} matrice des vitesses, U matrice des déplacements ; M matrice des masses, C matrice d'amortissement du système ; K matrice de rigidité du système ; $R_{ext}(t)$ vecteur des forces extérieures du système ; $R_{int}(\ddot{X}, \dot{X}, X)$ vecteur des non linéaires

Pour ramener ce système à la forme $KU = f$ nous appliquons l'algorithme de Newmark [32]

$$\tilde{K} = K + a_0 M + a_1 C \tag{12}$$

$$\tilde{R} = R_{t+\Delta t} + C\{a_1 X_t + a_4 \dot{X}_t + a_5 \ddot{X}_t\} + K\{a_0 X_t + a_2 \dot{X}_t + a_3 \ddot{X}_t\} \tag{13}$$

$$a_0 = 1/\beta * \Delta t^2 ; a_1 = \gamma/\beta * \Delta t ; a_2 = 1/\beta * \Delta t ; a_3 = 1/2\beta - 1$$

$$a_4 = \gamma/\beta - 1; a_5 = (\Delta t/\beta) (\gamma/\beta - 2); a_6 = \Delta t * (\gamma - 2); a_7 = \gamma * \Delta t$$

Avec β et γ des facteurs indicateurs de stabilité du système mécanique ; Δt le pas de temps

Or dans notre modèle les forces non linéaires sont supposées nulles d'où :

$$\tilde{R} = R_{t+\Delta t} \tag{14}$$

$$\tilde{K}U = \tilde{R} \tag{15}$$

$$\ddot{U}_{t+\Delta t} = a_0(U_{t+\Delta t} - U_t) - a_2\dot{U}_t - a_3\ddot{U}_{t+\Delta t} \tag{16}$$

$$\dot{U}_{t+\Delta t} = \dot{U}_t + a_6\ddot{U}_t + a_7\ddot{U}_{t+\Delta t} \tag{17}$$

$$\begin{bmatrix} \tilde{K}_{11} & \tilde{K}_{12} & \tilde{K}_{13} & \tilde{K}_{14} & \tilde{K}_{15} & \tilde{K}_{16} \\ \tilde{K}_{21} & \tilde{K}_{22} & \tilde{K}_{23} & \tilde{K}_{24} & \tilde{K}_{25} & \tilde{K}_{26} \\ \tilde{K}_{31} & \tilde{K}_{32} & \tilde{K}_{33} & \tilde{K}_{34} & \tilde{K}_{35} & \tilde{K}_{36} \\ \tilde{K}_{41} & \tilde{K}_{42} & \tilde{K}_{43} & \tilde{K}_{44} & \tilde{K}_{45} & \tilde{K}_{46} \\ \tilde{K}_{51} & \tilde{K}_{52} & \tilde{K}_{53} & \tilde{K}_{54} & \tilde{K}_{55} & \tilde{K}_{56} \\ \tilde{K}_{61} & \tilde{K}_{62} & \tilde{K}_{63} & \tilde{K}_{64} & \tilde{K}_{65} & \tilde{K}_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U_0 \\ U_1 \\ U_2 \\ U_3 \\ U_4 \\ U_5 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R(t)_0 \\ R(t)_1 \\ R(t)_2 \\ R(t)_3 \\ R(t)_4 \\ R(t)_5 \end{bmatrix} \tag{18}$$

Avec $\tilde{K} = K + a_0M + a_1C$ (18) ; $K = \frac{5 \cdot E \cdot S}{l} \begin{bmatrix} 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 2 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 2 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 2 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 2 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 1 \end{bmatrix}$

E est le module de Young de la nuance d'aluminium ; l la longueur d'une barre élémentaire ; S la section de notre poutre

$$M = \begin{bmatrix} M_{11} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & M_{22} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & M_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & M_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & M_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & M_{66} \end{bmatrix} \quad C = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & c & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

Avec M_{ii} la masse équivalente au nœud i et c est le coefficient d'amortissement intrinsèque au vérin.

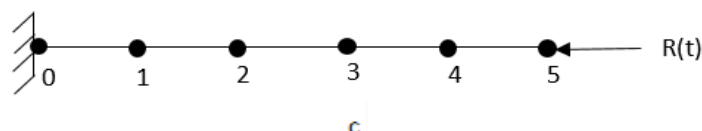


Figure 11 : Discrétisation de notre simplifier du schéma

3. Résultats et discussion

La **Figure 12** présente le prototype de châssis sur lequel ont été réalisées les différentes simulations. Ces résultats sont regroupés en trois principaux volets. Le premier concerne la répartition des masses, critère crucial pour la bonne tenue de route de l'automobile [30]. Le second volet concerne l'analyse des résultats obtenus sous charges statiques (flexion, torsion, flexion-torsion combinées). Le troisième et dernier est celui consacré à l'analyse dynamique du châssis sous un choc frontal de 4 g. Cette analyse permet d'apprécier l'impact des amortisseurs incorporés sur la déformation de l'habitacle.



Figure 12 : *Prototype de châssis*

3-1. Répartition des masses

La répartition des masses est un des éléments clés pour la tenue de route d'une voiture. Le **Tableau 4** permet d'apprécier la répartition de masses lorsque le véhicule (modèle deux places) est à vide. Soit une charge de 51 % à l'avant et donc de 49 % à l'arrière, ce qui constitue une bonne répartition de la masse sur un véhicule lorsqu'il est à vide, l'idéal étant 50 %/50 % [30]. L'obtention de cette répartition s'est faite en jouant surtout sur la position de certains éléments tels que les batteries. En effet la MN est conçue pour être une traction, d'où une forte concentration de la masse vers l'avant de l'automobile (moteur, éléments de direction, éléments de transmission de puissance du moteur aux roues).

Tableau 4 : *Répartition de la masse quand la voiture est à vide*

	Avant	Arrière
Charge sur essieu (N)	3212.59	3087.41
Répartition de la masse (N)	51 %	49 %

Les valeurs que montrent le **Tableau 5** sont relatives à la répartition des masses lorsque le véhicule (le modèle 2 places) est chargé. Soit une charge de 44 % à l'avant et donc une 56 % à l'arrière. Ces résultats préconisent que l'on ne devra pas trop s'éloigner de la charge de 50 kg pour permettre à l'automobile de garantir une tenue de route sécurisante [30].

Tableau 5 : *Répartition de la masse quand la voiture est chargé*

	Avant	Arrière
Charge sur essieu (N)	3212.59	4087.41
Répartition de la masse (N)	44 %	56 %

3-2. Simulations des essais mécaniques

Le **Tableau 6** présente les principaux résultats des simulations numériques des essais mécaniques. Les déplacements maximaux et les contraintes maximales relevés aux cours des différentes simulations y sont consignés. Toutes les contraintes maximales présentées sont en deçà de la limite d'élasticité (205 MPa) de la nuance d'aluminium (la nuance 6063 T6 et pour les tubes) [27].

Tableau 6 : *Quelques résultats des simulations mécaniques*

Test	Déplacement max	Contrainte max
Flexion	8.2 mm	108.7 MPa
Torsion	5 mm	52.07 MPa
Torsion + flexion	6.4 mm	153.3 MPa
Freinage 2G	2.61 mm	108 MPa

La **Figure 13** illustre la déformation subie par le châssis sous la flexion pure. Nous observons que le châssis se déforme principalement en son centre mais aussi au niveau de la partie supérieure du compartiment arrière. Le déplacement maximal est de 8.2 mm, c'est une valeur admissible pour un châssis [28]. Ce déplacement est relativement important mais sera réduit avec l'intégration de la plaque rigide présentée à la **Figure 14** [25].

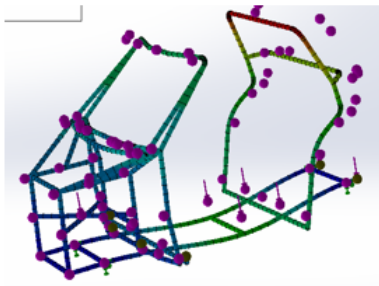


Figure 13 : *Déformation du châssis soumis à la flexion pur*



Figure 14 : *Plaque rigide utilisée dans la MN*

La **Figure 15** montre les déformations du châssis lorsqu'il est soumis à une charge de torsion pure. Nous observons une déformation marquée sur un des longerons arrière devant accueillir l'essieu arrière ; celui-ci est l'essieu le plus léger compte tenu de la distribution des charges dans le châssis [30]. Cela peut affecter l'alignement des vérins. Pour contrer cet effet, le montage des vérins en leurs deux extrémités est fait avec articulation. D'autre part, l'intégration des éléments de suspensions (dans le cas d'utilisation réelle) permettra d'atténuer de façon significative cette déformation.

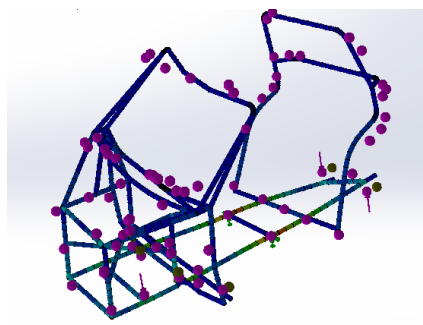


Figure 15 : *Déformation du châssis soumis à la torsion*

La **Figure 16** montre le châssis lorsqu'il est soumis à la sollicitation combinée torsion + flexion. Nous observons que les déplacements max, 6.4 mm, sont plus ou moins importants au niveau de plusieurs éléments barres du châssis, du compartiment avant au compartiment arrière. La déformation la plus importante se localise au niveau des tubes devant accueillir le pare-brise. Ceci est dû à la répartition de la densité du nombre d'éléments tubulaires par compartiment. Le compartiment avant possède plus d'éléments tubulaires rigides du fait de leurs petites longueurs. Ce qui n'est pas le cas du cadre du pare-brise qui est relativement plus souple. Les déformations enregistrées sont admissibles [28, 34]. Elles seront tout de même, comme dans le cas de la torsion, grandement atténuée grâce à l'intégration des éléments de suspensions.

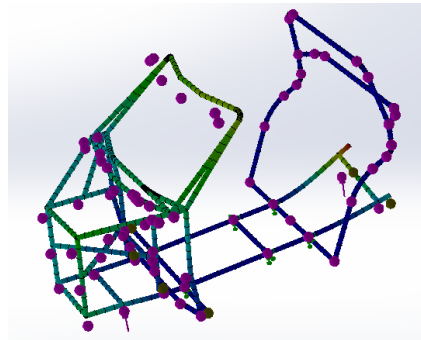


Figure 16 : Déformation du châssis soumis à la combinaison torsion + flexion

3-3. Résultat de l'étude dynamique

La modularité et la capacité du châssis à absorber les chocs sont assurées par deux vérins avec amortisseurs. La longueur de course des tiges est de 50 cm. L'effort maximal supporté par les vérins sera celui induit par la masse du compartiment avant du véhicule (soit une masse de 175 kg). Cet effort peut augmenter sous l'induction de l'inertie que subit le véhicule lors des différentes accélérations et décélérations. Ce critère est pris en compte dans l'étude dynamique via des coefficients d'amplifications [31]. Le **Tableau 7** présente les caractéristiques des vérins choisis pour assurer ces deux fonctions (la modularité et l'absorption des chocs du châssis).

Tableau 7 : Caractéristique des vérins choisis pour la MN [35]

Modèle	CHSD
Type	Double effets : simple tige
Fluide	Fluide hydraulique minérale
Pression nominale	10 MPa
Vitesse de déplacement	8 à 300 mm/s
Amortisseurs	Bague d'amorti
Taille de l'alésage	40 mm
Taille de la tige	22 mm

Le **Tableau 8** présente les résultats de l'étude dynamique des châssis avec amortisseurs. Le **Tableau 9** présente les résultats des châssis sans amortisseurs dans les mêmes conditions. La pertinence de ces résultats ressort clairement sur les **Figures 17** et **18** qui illustrent le déplacement des nœuds *U3* et *U4*. Ces nœuds sont choisis car ils permettent de mettre en lumière les différences entre les deux modèles. Le nœud *U3* est le premier situé directement après l'amortisseur alors que le nœud *U4* est le premier situé directement avant l'amortisseur.

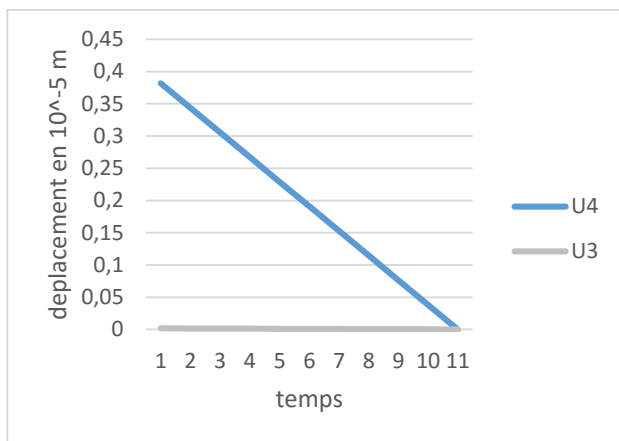


Figure 17 : Graphe des déplacements avec amortisseurs

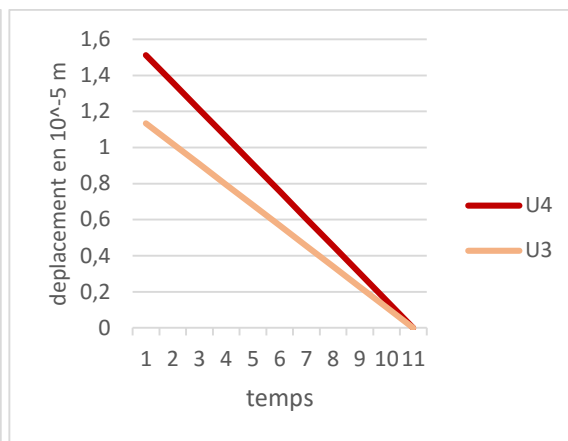


Figure 18 : Graphe des déplacements sans amortisseurs

Le graphe illustré sur la **Figure 17** montre que le nœud situé après l'amortisseur (*U3*) subit un déplacement quasiment nul comparativement à celui de la **Figure 18**. En effet, la **Figure 18** affiche des déplacements au moins 100 fois supérieurs (en *U3* à $t=0$ nous avons un déplacement de $0.018 \cdot 10^{-5} m$ pour le modèle avec amortisseurs contre $1.134 \cdot 10^{-5} m$ pour le modèle sans amortisseurs). Concernant le déplacement du nœud situé avant l'amortissement, l'analyse de la **Figure 17** montre des déplacements relativement moins importants par rapport à ceux enregistrés sur la **Figure 18**. En effet la **Figure 18** affiche des déplacements au moins 4 fois plus importants (en *U4* à $t=0$ nous avons un déplacement de $0.3817 \cdot 10^{-5} m$ pour le modèle avec amortisseurs contre $1.513 \cdot 10^{-5} m$ pour le modèle sans amortisseurs). Ces écarts observés entre les deux modèles et représentés sur le graphe de la **Figure 19**, montrent de façon concrète l'apport des vérins lors d'un impact frontal.

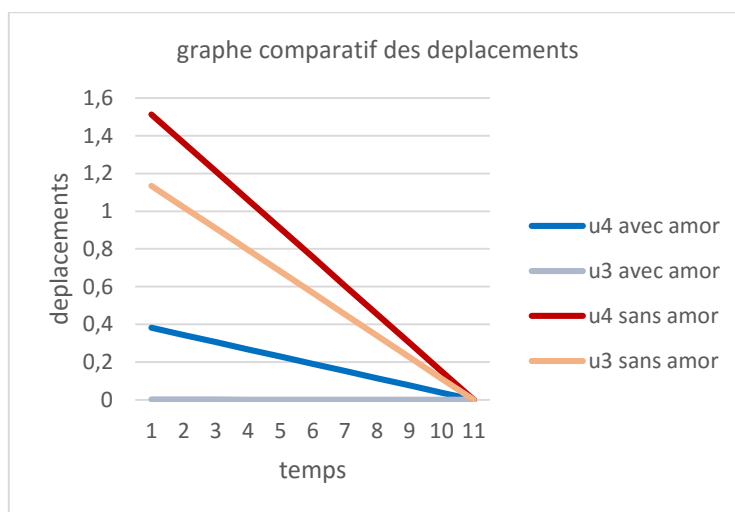


Figure 19 : Graphe comparatif des déplacements avec et sans amortisseurs

L'analyse de la **Figure 19** nous montre que sans amortisseurs, non seulement les déformations sont globalement plus importantes, (constat fait à partir du graphe de la **Figure 18**) mais elles sont aussi uniformes à travers toute la structure (comportement normal pour des châssis classiques) [34]. La conséquence logique de ce constat est le risque élevé de la détérioration d'une grande partie du châssis, mais aussi la transmission d'une grande partie de l'énergie du choc aux occupants du véhicule en cas d'impact frontal.

Tableau 8 : Comportement du châssis avec amortissement

En N	En m*1.0e-05					En s
R(t)	U ₁	U ₂	U ₃	U ₄	U ₅	Ti*10e-3
20000	0.0006	0.0012	0.0018	0.3817	0.7618	0
18000	0.0005	0.0011	0.0016	0.3436	0.6857	12
16000	0.0005	0.0010	0.0014	0.3054	0.6095	24
14000	0.0004	0.0008	0.0013	0.2672	0.5333	36
12000	0.0004	0.0007	0.0011	0.2290	0.457	48
10000	0.0003	0.0006	0.0009	0.1909	0.3809	60
8000	0.0002	0.0005	0.0007	0.1527	0.3047	72
6000	0.0002	0.0004	0.0005	0.1145	0.2286	84
4000	0.0001	0.0002	0.0004	0.0763	0.1524	96
2000	0.0001	0.0001	0.0002	0.0382	0.0762	108
0	0	0	0	0	0	120

Tableau 9 : Comportement du châssis sans amortissement

En N	En m*1.0e-04					En s
R(t)	U ₁	U ₂	U ₃	U ₄	U ₅	Ti*10e-3
20000	0.0378	0.0756	0.1134	0.1513	0.1893	0
18000	0.0340	0.0680	0.1021	0.1362	0.1704	12
16000	0.0302	0.0605	0.0908	0.1211	0.1514	24
14000	0.0265	0.0529	0.0794	0.1059	0.1325	36
12000	0.0227	0.0454	0.0681	0.0908	0.1136	48
10000	0.0189	0.0378	0.0567	0.0757	0.0946	60
8000	0.0151	0.0302	0.0454	0.0605	0.0757	72
6000	0.0113	0.0227	0.0340	0.0454	0.0568	84
4000	0.0076	0.0151	0.0227	0.0303	0.0379	96
2000	0.0038	0.0076	0.0113	0.0151	0.0189	108
0	0	0	0	0	0	120

4. Conclusion

Ce travail est consacré à la conception, au dimensionnement et à une étude dynamique du châssis d'un véhicule modulable. Nous constatons que les vérins avec amortisseurs permettent une amélioration significative du comportement du châssis vis à vis des impacts frontaux ($0.018 \cdot 10^{-5} m$ de déplacements maximum avec amortisseur contre $1.134 \cdot 10^{-5} m$ sans amortisseurs). En effet les simulations montrent que le châssis résiste bien aux différentes sollicitations mécaniques, notamment à la torsion où la contrainte maximale générée est de 52.07 MPa. La contrainte mécanique globale maximale (153.30 MPa) est largement en dessous de la limite d'élasticité du matériau (la nuance d'aluminium 6063 T6 et pour les tubes) utilisé. Il est important de mentionner que la plaque rigide servant d'habitacle n'a pas été prise en compte dans les simulations et son intégration ne pourra qu'améliorer ces résultats. L'intégration des vérins dans le châssis posera des problèmes certains liés à leurs maintenances contrairement au cas des châssis classiques.

Références

- [1] - A. BOUDJEMDA, "Le Problème de l'embouteillage du trafic urbain et son impact sur la ville de Constantine," Thèse, Université de Constantine, ALGERIE (2017)
- [2] - G. KOPP, M. KLÖTZKE, L. GEBHARDT, and H. J. H. Z. O. FRIEDRICH, "A mixed-methods approach to derive vehicle concepts for urban mobility," <https://zenodo.org>. Transport Research Arena TRRA, A digital era for transport, solutions for society, economy and environment, Wien, Österreich (2018), DOI: 10.5281/zenodo.14857952018
- [3] - P. GYLLENHAMMAR, "Il faut bannir les voitures des villes in Transport public," Les cahiers scientifiques du transport (1989), pdfs.semanticscholar.org, (consulté le Avril 2019)
- [4] - L. D. OLVERA, D. PLAT, P. POCHE, and M. SAHABANA, "La diffusion des taxis-motos dans l'Afrique urbaine au sud du sahara," halshs.archives-ouvertes.fr (2007), halshs-00175729
- [5] - N. J. C. D. G. D. Q. AGOSSOU, "La diffusion des innovations: l'exemple des zemijan dans l'espace béninois," *Cahiers de géographie du Québec*, erudit.org, vol. 47, no. 130 (2003) 101 - 120
- [6] - X. GODARD, Les transports et la ville en Afrique au sud du Sahara: le temps de la débrouille et du désordre inventif. Karthala Editions (2002)
- [7] - L. D. OLVERA, D. PLAT, P. POCHE, and S. MAIDADI, "motorbike in the "transport crisis "of West and Central African cities," halshs.archives-ouvertes.fr (2012), <https://doi.org/10.4000/echogeo.13080>
- [8] - L. D. OLVERA, D. PLAT, P. POCHE, and S. J. E. MAÏDADI, "Motorbike taxis in the "transport crisis" of West and Central African cities," *EchoGéo - journals.openedition.org*, no. 20 (2012), (consulté le Avril 2019)
- [9] - M. C. U. d. D. Sahabana, "MOTORIZED TWO-WHEELERS IN SUB-SAHARAN AFRICAN CITIES: PUBLIC AND PRIVATE USE." 12th WCTR, Lisbon, Portugal (2010)
- [10] - L. D. OLVERA, D. PLAT, and P. J. J. o. T. G. POCHE, "Looking for the obvious: Motorcycle taxi services in Sub-Saharan African cities," *Journal of Transport Geography, Elsevier* (2019) 102476p.
- [11] - H. NGABMEN, M. HABYARIMANA, and J. C. EBOUMBOU, "Etude exploratoire sur les taxis-motos dans les villes africaines. Les " bend skin" de Douala," in Groupe Interdisciplinaire d'Etudes et de Recherche sur les Transports (Giret) (2000)
- [12] - J. J. C. D. E. A. KEUTCHEU, "Le « fléau des motos-taxis », " Cahiers d'études, africaines, journals.openedition.org, vol. 219 (2015) 509 - 534
- [13] - C. OMS, "évaluation de la performance en matière de sécurité routière au cameroun (EPRS)," New York et Genève (2018)
- [14] - C. ULRICH, H. FRIEDRICH, J. WEIMER, and S. SCHMID, "A highly innovative on-the-road modular vehicle and operation concept to solve today traffic issues," 32nd Electric Vehicle Symposium (EVS32), Lyon, Frankreich (2019)
- [15] - D. REZGUI, J. C. SIALA, W. AGGOUNE-MTALAA, H. J. C. BOUZIRI, and I. ENGINEERING, "Application of a variable neighborhood search algorithm to a fleet size and mix vehicle routing problem with electric modular vehicles," *Computers & Industrial, Elsevier*, vol. 130 (2019) 537 - 550
- [16] - X. LI and B. I. J. I. J. O. P. E. EPUREANU, "An agent-based approach to optimizing modular vehicle fleet operation," *International Journal of Production Economics, Elsevier*, vol. 228 (2020) 107733 p.
- [17] - A. E. BAYRAK et al., "A system-of-systems approach to the strategic feasibility of modular vehicle fleets," *Systems, Man, ieeexplore.ieee.org* (2018)
- [18] - M. MÜNSTER, M. SCHÄFFER, G. KOPP, G. KOPP, and H. E. J. T. R. P. FRIEDRICH, "New approach for a co urban vehicle concepts with electric powertrain and their necessary vehicle structures," *ransportation Research Procedia, Elsevier*, vol. 14 (2016) 3686 - 3695

- [19] - H. E. FRIEDRICH, E. BEEH, and C. S. ROIDER, " Solutions for Next Generation Automotive Lightweight Concepts Based on Material Selection and Functional Integration," in *TMS Annual Meeting & Exhibition*, Springer (2018) 343 - 348
- [20] - M. Sako and F. Murray, "Modules in design, production and use: implications for the global auto industry," in *IMVP Annual Sponsors Meeting* (1999) 5 - 6, Citeseer
- [21] - C. BAYLISS and K. B. J. H. B. R. CLARK, "Managing in an age of modularity," *Harvard Business Review*, vol. 75 (1997) 84 - 93
- [22] - M. SAKO and M. WARBURTON, "Modularization and Outsourcing Project MIT International Motor Vehicle Programme Preliminary Report of European Research Team," *MIT IMVP Annual Forum* (1999)
- [23] - J. PANDREMENOS, J. PARALIKAS, K. SALONITIS, G. J. C. J. O. M. S. CHRYSSOLOURIS, and Technology, "Modularity concepts for the automotive industry : A critical review," *CIRP Journal of manufacturing science and technology, Elsevier*, vol. 1 (2009) 148 - 152
- [24] - W. SIHN, J. BISCHOFF, and M. ESTERHÁZY, "Intelligent Logistics for Innovative Product Technologies as Part of the EU 5-Day Car Initiative," in *CIRP-38 th International Seminar for Manufacturing Engineering* (2005) 16 - 18
- [25] - B. HEIBING and M. ERSOY, *Chassis handbook : fundamentals, driving dynamics, components, mechatronics, perspectives*. Springer Science & Business Media (2010)
- [26] - Q. GAO et al., "Design and development of a variable ground clearance, variable wheel track self-leveling hillside vehicle power chassis (V2-HVPC)," *Journal of Terramechanics, Elsevier*, vol. 56 (2014) 77 - 90
- [27] - BERNARD GILMONT, CHRISTIAN VARGEL, *l'aluminium dans les véhicules industriels*, European Aluminium Association AISBL, Avenue de Broqueville, BE - 1150 Bruxelles - Belgique (2011)
- [28] - P. J. U. d. L. DUYSINX, "Conception et analyse structurale des châssis," *Université de Liège* (2012), cours-examens.org, consultation (mai 2017)
- [29] - V. V. PATEL, R. J. W. J. O. S. PATEL, and Technology, "Structural analysis of a ladder chassis frame," vol. 2, no. 4 (2012) 05 - 08
- [30] - W. F. MILLIKEN, D. L. MILLIKEN, and M. OLLEY, *Chassis design : principles and analysis*. Society of Automotive Engineers Warrendale, PA (2002)
- [31] - T.-W. KIM and H.-Y. J. I. J. O. A. T. JEONG, "Stochastic analysis of the variation in injury numbers of automobile frontal crash tests," vol. 11 no. 4 (2010) 481 - 488
- [32] - L. BOULMANE, "Application des techniques implicites-explicites de la dynamique transitoire à la simulation numérique en mise en forme des métaux," *Thèse, Besançon* (1994)
- [33] - J.-C. CRAVEUR, *Modélisation des structures : calcul par éléments finis*. Masson Paris, (1996)
- [34] - A .RODRIGUES, L. GERTZ, A. CERVIERI, A. PONCIO et al., "Static and Dynamic Analysis of a Chassis of a Prototype Car," *SAE Technical Paper 2015-36-0353*, 2015, <https://doi.org/10.4271/2015-36-0353>