

SIMULATION MULTIPHYSIQUE

Un tramway dans le vent

JEAN-JACQUES BATON, ARNAUD DUGAS^[1]

Dans la continuité de l'article de Philippe Fichou paru dans le numéro 184 (« La modélisation multiphysique », mars 2013), voici une illustration de l'utilisation de modèles multiphysiques dans l'enseignement des sciences industrielles pour l'ingénieur.

Le processus de développement d'un système technique génère successivement, mais avec d'importants temps d'avancée en parallèle, des activités de conception, de réalisation des composants du système, et d'intégration. La convergence de la conception vers une solution optimisée, prenant en compte les diverses contraintes (liées aux attentes du client, réglementaires, environnementales, sociales, de maintenance, d'organisation industrielle...), parfois contradictoires, s'obtient à l'issue d'un processus itératif dans lequel la simulation ainsi que les tests d'intégration ont une place importante.

Au cours du développement, un dialogue s'établit nécessairement entre les représentants des divers métiers : conception, achats, fabrication, maintenance, essais... De façon plus fine, par exemple dans le champ de la conception, des spécialistes de diverses technologies potentiellement impliquées dans le projet (énergéticiens, mécaniciens, électroniciens...) ont à dialoguer. Pour cela, les ingénieurs peuvent s'appuyer sur des outils de description (comme le bond graph), de modélisation et de simulation comportementale du produit. Ces derniers permettent une optimisation virtuelle avant la réalisation, qui est naturellement suivie, pour le prototype, de la mise en œuvre de tests permettant une validation des performances. Mais ceux-ci doivent également être l'occasion de comparer les performances réelles aux performances attendues. Les écarts, s'ils sont significatifs, doivent être analysés à l'aune de la modélisation qui a été effectuée, mais également des outils de simulation employés et de leur paramétrage.

Si les logiciels de simulation monotecnologique sont toujours indispensables, un système doit pouvoir être simulé de façon globale, afin que les interactions entre phénomènes physiques de natures différentes soient prises en compte.

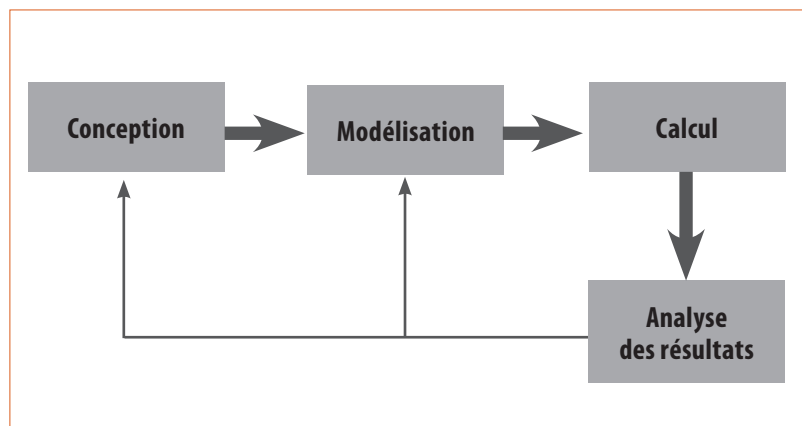
[1] Respectivement : IA-IPR STI à l'académie de Nantes (44) ; professeur en CPGE ATS et PT. Courriels : jean-jacques.baton@ac-nantes.fr ; arnaud.dugas@ac-nantes.fr.

mots-clés
ingénieur,
modélisation

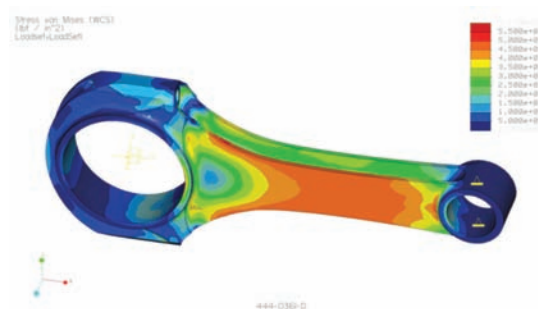
S'il est nécessaire que les ingénieurs et techniciens connaissent un certain nombre de méthodes de résolution d'un système d'équations différentielles, le cœur de leur métier doit être centré sur la conception, la modélisation et l'analyse critique des résultats fournis par un solveur.

Les modélisations peuvent être de natures différentes. Nous proposons deux cas majeurs.

Les figures 2 et 3 illustrent le premier. Tout d'abord un calcul de champ de contraintes sur une bielle de moteur sollicitée en compression, puis la simulation de la circulation d'un fluide hydraulique autour du clapet d'une pompe hydraulique. Dans ces deux situations de détermination des contraintes au sein d'une pièce mécanique pour l'un, du champ des pressions dans un écoulement fluide pour l'autre, il n'y a aucune nécessité d'écrire les équations régissant le comportement. Le travail de modélisation consiste à définir les caractéristiques intrinsèques (du matériau pour la première illustration, du fluide pour la



1 Le cycle de conception



2 SOURCE : R&R RACING PRODUCTS, WWW.RRCONNECTINGRODS.COM

Champ de contraintes calculé dans une simulation par éléments finis

seconde) ainsi que les conditions aux limites (efforts et déplacements en particulier).

Nous allons illustrer le second cas de modélisation de façon détaillée à l'aide d'un système développé par la société Lohr, et plus particulièrement par son département transports : le tramway sur pneus Translohr **4**. Il a servi de support à l'épreuve 2011 d'analyse et de conception des systèmes commune aux agrégations de mécanique et de génie mécanique. L'objectif général consistait à mettre en évidence l'une des limites majeures d'une solution sur rails (partie non reproduite ici) et de démontrer la faisabilité d'une solution sur pneumatiques (démonstration partiellement reproduite ici).

Le questionnement a été rédigé à partir de problématiques auxquelles le constructeur a été confronté, parfois simplifiées afin de limiter la complexité des modèles correspondants.

Nous sommes dans un cas de simulation multiphysique pour lequel l'utilisation exclusive de logiciels dédiés ne suffit pas. En particulier, comme nous allons le voir, la modélisation des pneumatiques nécessite l'implémentation d'un modèle de comportement spécifique (modèle de Pacejka, détaillé plus loin) qui n'est pas intégré dans les logiciels de mécanique usuels. L'ingénieur est amené à mettre en équations le système étudié. L'établissement des équations est fait par des spécialistes du domaine correspondant. La résolution, quant à elle, est effectuée, pour ce qui est de la société Lohr, à l'aide du logiciel Matlab.

Le Translohr et son modèle

La gamme de tramways développée par la société Lohr comporte des innovations majeures : les rames sont légères et entièrement modulaires, peu gourmandes en emprise au sol, et, caractéristique majeure, elles roulent sur pneus.

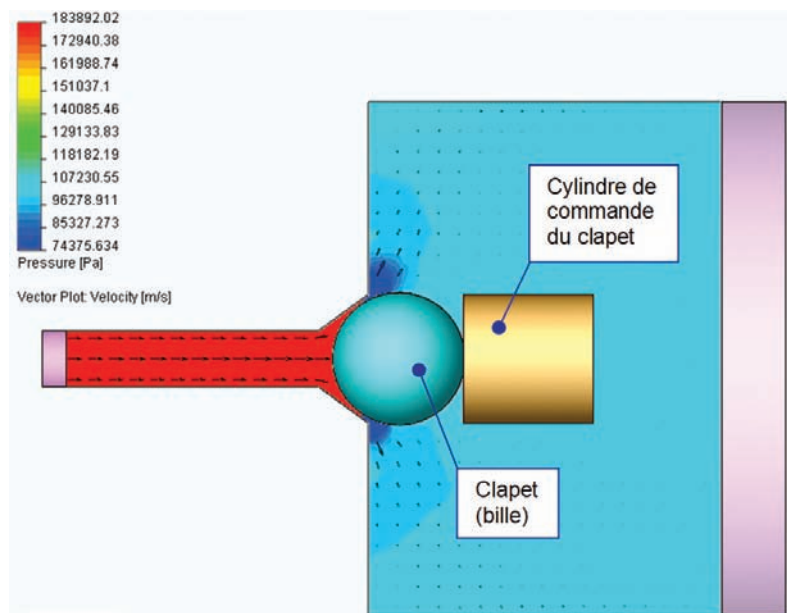
Une rame de type ST4 **5** est constituée de :

4 caisses

2 modules d'extrémité (ME) motorisés

3 modules intermédiaires (MI) porteurs

Les modules d'extrémité sont motorisés et ont une cinématique différente de celle des modules intermédiaires.

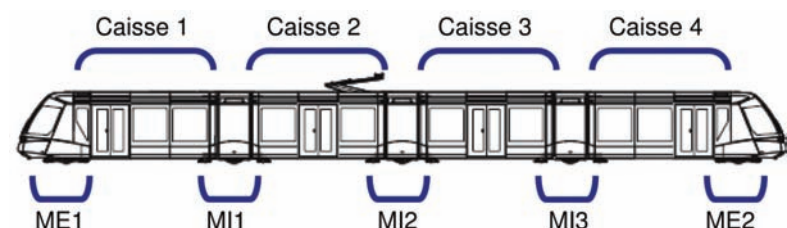


3 SOURCE : SUJET DE L'AGRÉGATION EXTERNE DE GÉNIE MÉCANIQUE 2004

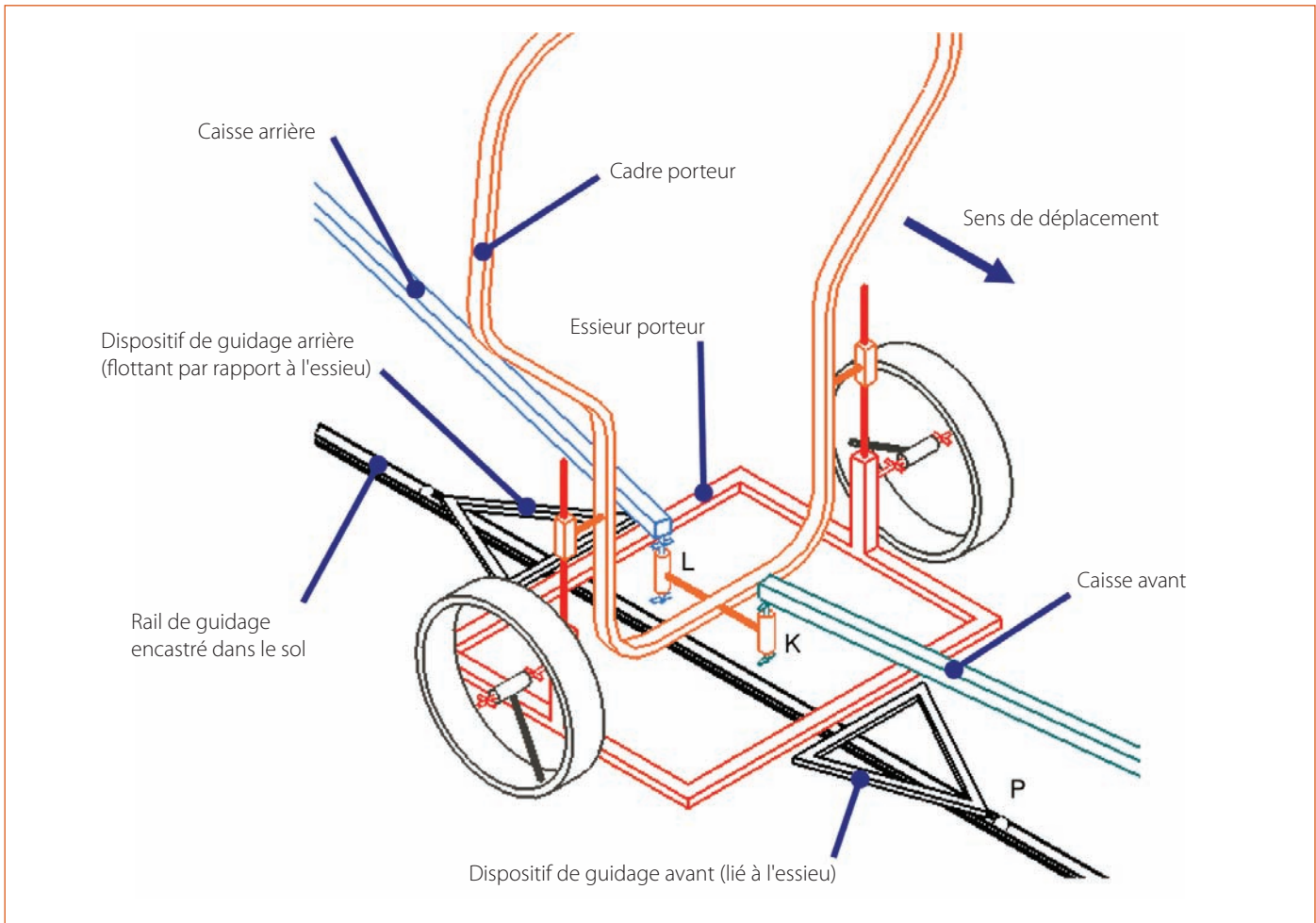
Simulation de la circulation d'un fluide hydraulique dans une restriction



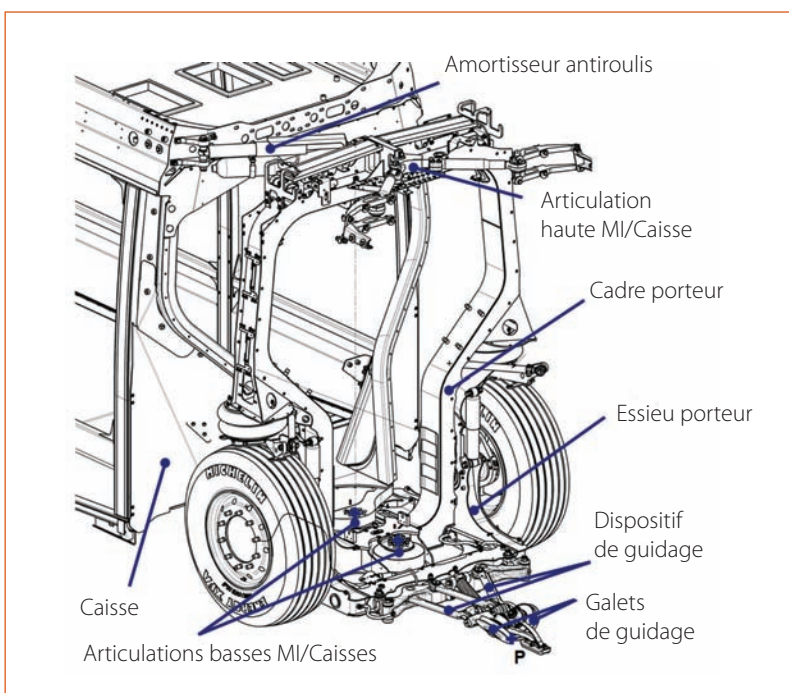
4 Le Translohr



5 La structure d'une rame ST4



6 Le schéma cinématique partiel d'un module intermédiaire



7 La vue 3D d'un module intermédiaire

Un module intermédiaire est constitué des éléments suivants 6 :

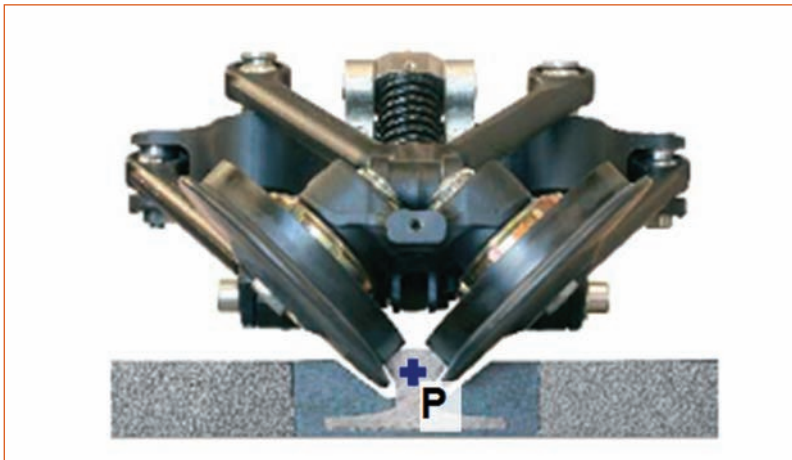
1 cadre porteur lié aux caisses par un ensemble de liaisons assimilable en 1^{re} approximation à 2 liaisons pivots verticales (1 par liaison caisse-MI en L et K)

1 essieu porteur lié au cadre porteur par un ensemble de liaisons assimilables à une liaison glissière verticale et par un système de suspensions-amortisseurs

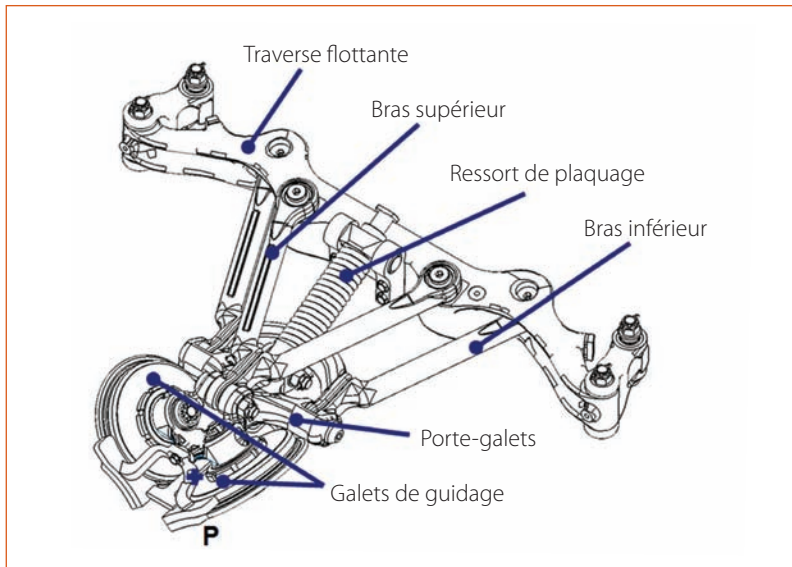
2 dispositifs de guidage disposés symétriquement par rapport à l'axe de l'essieu, assurant l'interface rail - essieu porteur

Le dispositif de guidage situé en avant (relativement au sens de déplacement de la rame) est solidaire de l'essieu porteur 6 7. La liaison galets-rail 8 9 est assimilable en première approximation à une liaison linéaire annulaire en P.

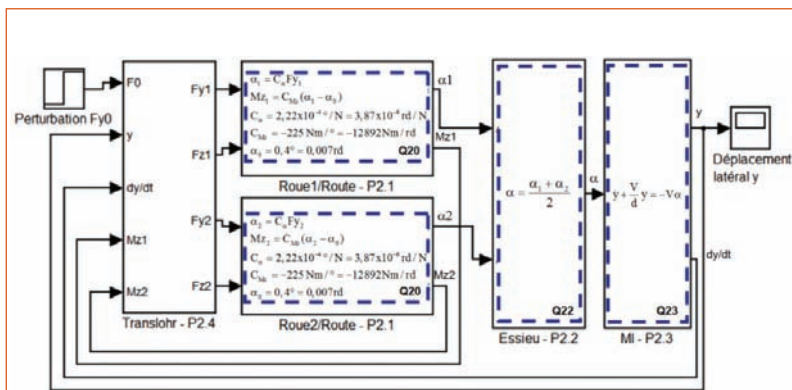
Le dispositif de guidage situé en arrière est flottant latéralement et ne participe donc pas au guidage du module intermédiaire. Des « dispositifs de verrouillage » (non représentés) permettent de solidariser/désolidariser les dispositifs de guidage en fonction du sens de déplacement de la rame.



8 Le système de guidage (en P)



9 Vue 3D du système de guidage



F_x, F_y, F_z : résultante route/pneu, en N
 M_z : moment route/pneu d'autoalignement, en Nm
 y : déplacement latéral, en mm
 F_{y0} : perturbation latérale, en N
 α : angle de dérive du pneu, en rad

10 Le modèle Matlab global du Translohr

Ces dispositifs sont nécessaires pour pouvoir laisser les pneus se mettre en dérive. En exploitation normale, la reprise des efforts latéraux est assurée par les pneumatiques et non par les galets de guidage. Exceptionnellement, le dispositif de guidage situé en arrière vient se mettre en butée pour assurer la reprise des efforts latéraux en cas de glissement des pneumatiques (verglas par exemple) ou si le Translohr part accidentellement en marche arrière.

La création d'un tramway sur pneus a conduit la société Lohr à revoir totalement les solutions classiques que l'on trouve dans les systèmes ferroviaires habituels. Elle a en particulier conçu un système de guidage par rail central permettant de garantir la précision de la trajectoire 8. Il correspond à la « consigne » de l'asservissement en position, le long de la trajectoire souhaitée, de l'ensemble de la rame.

Les concepteurs ont eu à valider le comportement de la rame dans différentes situations :

- Présence de défauts ou d'obstacles sur la voie
- Perte d'adhérence des pneumatiques (verglas par exemple)
- Croisement de rames
- Fort vent latéral

La partie 2 du sujet visait à définir un modèle du Translohr exploitable numériquement, avec l'objectif de simuler et valider son comportement. En particulier a été étudié l'effet d'un effort latéral sur le comportement de la rame (effort lié au vent, surpression lors du croisement d'une rame...).

La figure 10 présente une vue générale du modèle qui a été construit. Il permet de simuler le déplacement latéral y d'un module intermédiaire face à une perturbation latérale (F_{y0} sur la figure 10) :

- Les blocs P2.1 traduisent le comportement des pneus sur la route.
- Le bloc P2.2 traduit le comportement cinématique de l'essieu.
- Le bloc P2.3 traduit le comportement en suivi de trajectoire d'un module intermédiaire.
- Le bloc P2.4 traduit le comportement dynamique du Translohr.

Les variations du déplacement latéral y d'un module intermédiaire engendrent en particulier :

- des accélérations latérales que ressentent les passagers ;
- un mouvement de lacet du module intermédiaire qui engendre des mouvements de caisses perturbants pour les passagers (les caisses constituant la rame ne sont plus bien alignées sur la route, la rame prend la forme d'un S au lieu d'être bien rectiligne) ;
- des efforts importants dans la liaison galets-rail qui peuvent conduire à une usure prématurée des éléments de guidage.

Les paramètres sur lesquels nous pouvons agir afin de limiter les variations du déplacement latéral y sont en particulier :

– la distance d horizontale positionnant le centre de la liaison galets-rail en P **11** relativement à l'axe des roues ;

– la présence ou non d'un système antilacet (vérin amortisseur) que nous modéliserons par un frottement visqueux dans les articulations MI-caisses en L et K. Le coefficient de frottement visqueux est noté f_v , en Nm/(rd/s).

La partie 2 du sujet d'agrégation de 2011 visait à définir les différents modèles du schéma-bloc **10** et à conclure vis-à-vis des choix constructifs à effectuer (distance d optimale **11** et présence ou non de vérins amortisseurs antilacet), à partir de résultats de simulation.

Dans la suite seront détaillés les points clefs du modèle. L'objectif est d'étudier les effets d'un effort latéral dû au vent sur le comportement de la rame en ligne droite afin de conclure sur les choix techniques à effectuer à partir des simulations réalisées.

La modélisation du contact pneu-route (bloc P2.1)

Le modèle de Coulomb, classiquement utilisé pour décrire les contacts avec frottement entre deux pièces, n'est pas adapté pour décrire le comportement du pneu sur la route, car il n'en prend pas en compte les déformations. Le pneumatique est un solide déformable au comportement complexe. Intéressons-nous à son comportement sous l'action d'une sollicitation latérale :

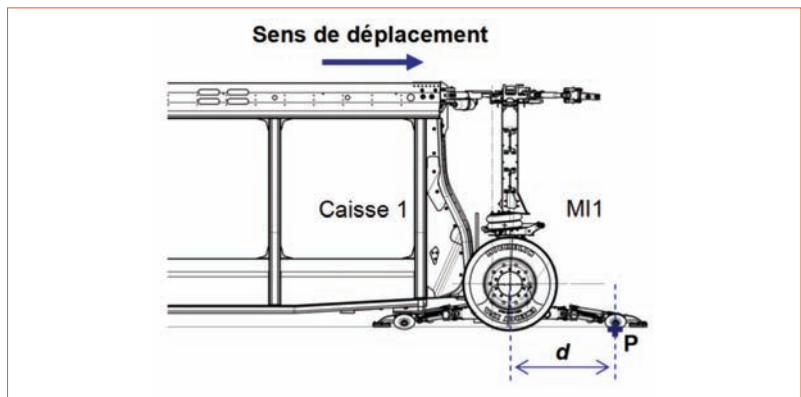
● **Comportement statique** **12** : Lorsqu'il est soumis à un effort latéral, le pneumatique se déforme. Apparaît fort logiquement un déplacement latéral du véhicule.

● **Comportement dynamique** **13** : Lors d'un déplacement du véhicule soumis à effort latéral, la partie arrière de la zone de contact du pneumatique avec le sol est plus déformée que la partie avant, qui vient d'entrer en contact avec le sol et était donc préalablement non déformée. La résultante des actions exercée par la chaussée sur le pneumatique n'est donc plus centrée. Apparaît alors un moment, appelé moment d'autoalignement, noté M_z dans la suite de l'étude. Ce moment tend à aligner la roue avec sa direction de déplacement réel.

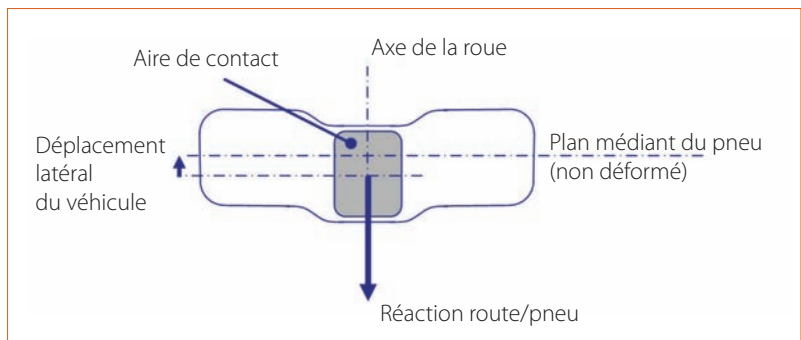
Dans l'exemple présenté en **14** d'une automobile soumise à une perturbation latérale tel le vent, si le conducteur ne veut pas être dévié sur la gauche, il va falloir qu'il compense la perturbation en tournant son volant légèrement à droite.

Un des modèles couramment employés pour les véhicules sur pneus est le modèle de Pacejka. Il s'agit d'un modèle de comportement très réaliste, puisque les équations sont une interpolation de résultats expérimentaux effectués sur un banc d'essai. Le glissement latéral du pneu est introduit sous la forme d'un angle de dérive α **14** **15**. Pour plus d'informations, on se rapportera utilement à la littérature relative à la modélisation de la déformée d'un pneumatique, en particulier *Dynamique des véhicules routiers* de Charles Deutsch (Onser, 1970) et *Dynamique du véhicule : Modélisation des systèmes complexes* de Jean-Pierre Brossard (PPUR, 2006).

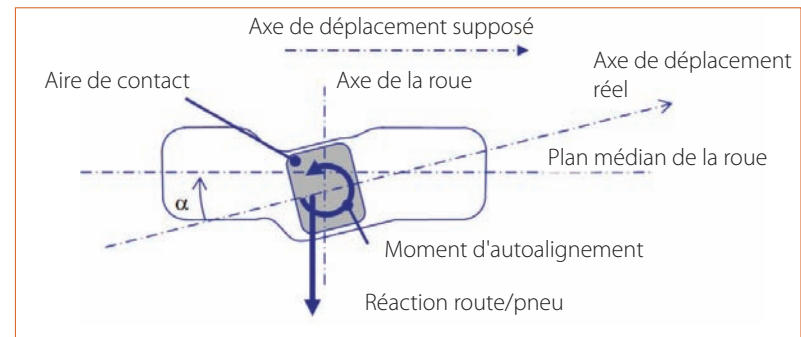
Pour l'étude, le comportement dynamique du pneu doit être pris en compte. Voici la modélisation correspondante.



11 Caisse + module intermédiaire



12 Le comportement statique du pneu



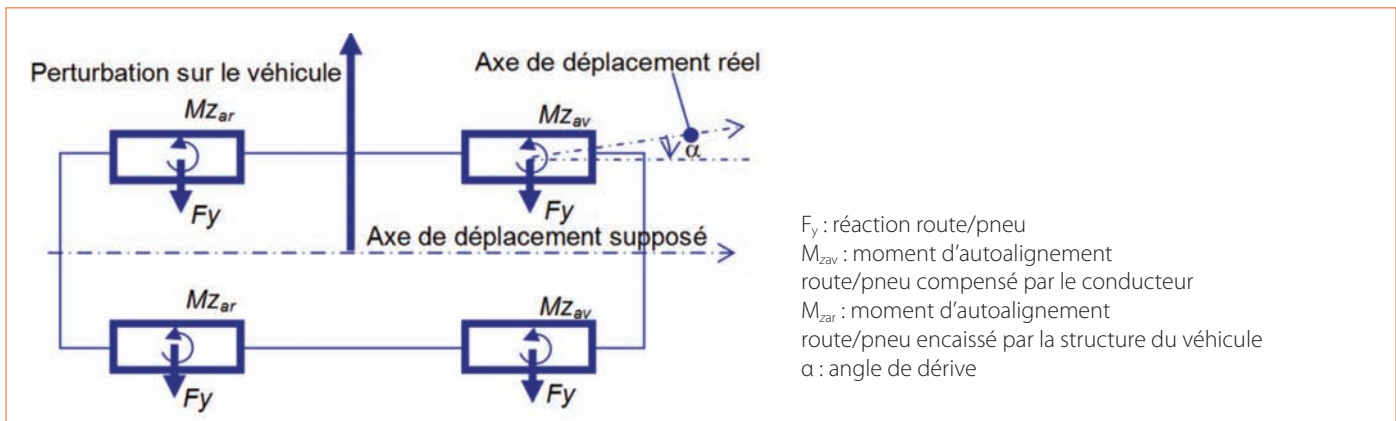
13 Le comportement dynamique du pneu

L'angle de dérive α est l'angle entre la vitesse de déplacement du centre de la roue A_1 et le plan médian de la roue $(A_1, \vec{x}_1, \vec{z})$. L'angle de dérive α dépend des composantes de la résultante de la route sur le pneu F_y et F_z , mais aussi des caractéristiques du pneu et de celles de la route. L'angle de dérive α , qui caractérise la déformation du pneu, permet de quantifier le moment d'autoalignement M_z ayant tendance à ramener le plan médian du pneu $(A_1, \vec{x}_1, \vec{z})$ parallèle à la vitesse de déplacement $V_{A_1 \in 1/0} = V_A \sqrt{1 + \lambda^2}$ du centre de la roue.

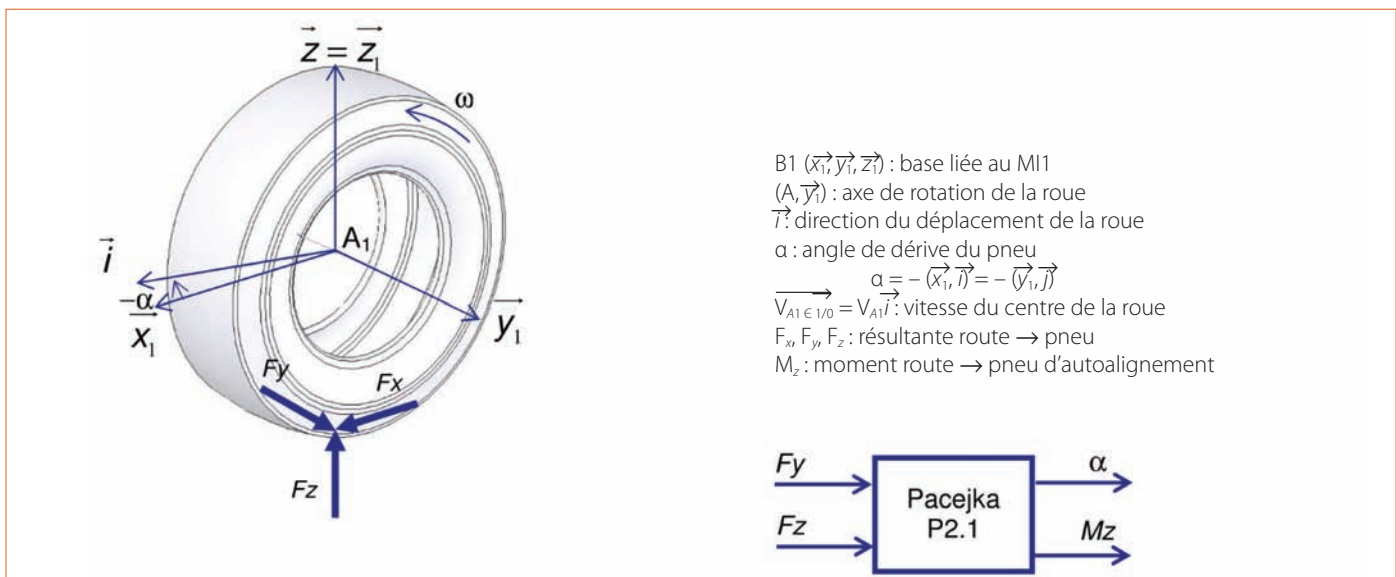
Les relations $\alpha = f(F_y, F_z)$ et $M_z = f(\alpha, F_z)$ sont obtenues expérimentalement pour un couple pneu-route donné. On montre (voir le sujet d'agrégation) que, dans notre cas, on peut modéliser le comportement pneu-route par un modèle linéaire. On obtient alors les équations suivantes :

$$\alpha = C_\alpha \cdot F_y \quad \text{et} \quad M_z = C_{M_z} \cdot (\alpha - \alpha_0)$$

Ce modèle vient enrichir notre modèle global présenté en **10**.



14 Exemple d'une automobile soumise à une perturbation latérale (vent)



15 Le modèle de Pacejka

La modélisation dynamique du Translohr (bloc P2.4)

Une approche simplifiée, non présentée ici, a permis de dégager les paramètres influençant le comportement du Translohr. Afin de valider les principaux choix constructifs, il est nécessaire d'obtenir un modèle précis permettant de quantifier, entre autres, l'incidence de la longueur d du dispositif du guidage sur la stabilité et les efforts de guidage galets-rail. Nous allons pour cela étudier l'ensemble {caisse 2 + M_l 2 + caisse 3}.

Hypothèses :

- La rame est sur une portion droite.
- Les points extrêmes de l'ensemble étudié restent à la verticale du rail de guidage (points L₁ et K₃).
- La perturbation F_{y0} (due au vent latéral) s'applique intégralement en O₂.
- Les articulations en L₁, K₂, L₂, K₃ sont avec raideur et frottement visqueux 16.
- Les efforts de la route sur les deux roues sont identiques.

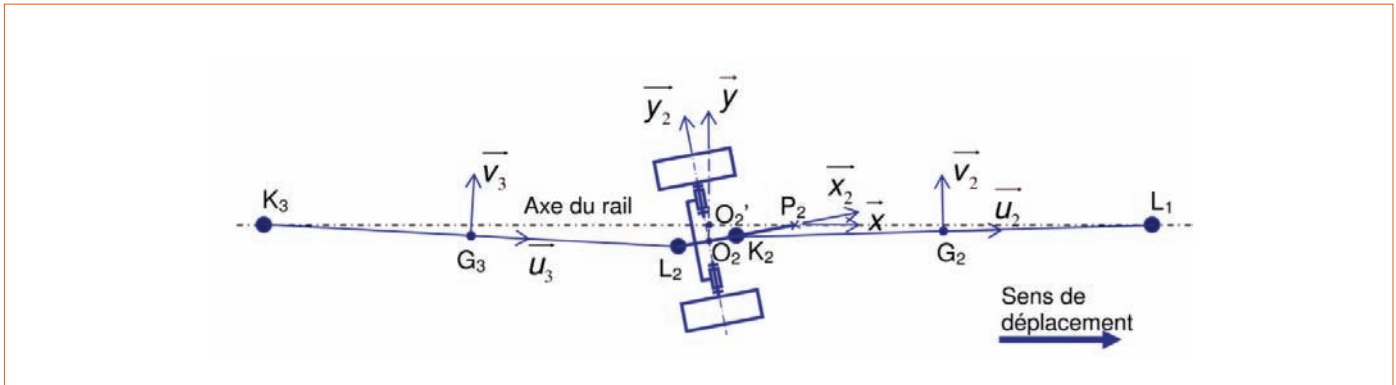
En appliquant le PFD aux différents sous-ensembles, on obtient les blocs donnés en 17. L'assemblage de ces différents blocs nous conduit au modèle Simulink proposé en 18. Ce modèle s'intègre sous la forme du bloc P2.4 de la figure 15.

La construction des autres blocs de la figure 10 (géométrie et cinématique de la rame) est décrite dans le sujet d'agrégation.

L'exploitation et l'analyse des résultats

Les résultats de simulation du modèle défini précédemment sont représentés sur le document DT6 (en encadré). Ces simulations représentent la réponse à un échelon F_{y0} (rafales de vent latéral à 120 km/h) pour quatre configurations différentes. On cherche à minimiser les efforts de guidage rail-galet afin de limiter l'usure tout en assurant un maximum de confort aux passagers.

L'analyse des résultats de simulation permet d'effectuer une analyse comparative conduisant à des préconisations techniques relatives à la distance d et à la présence ou non d'un système antilacet.



16 Schéma en vue de dessus de la configuration étudiée

L'augmentation de la distance d se traduit par un meilleur amortissement, cependant d a une incidence modérée sur l'amplitude de l'accélération initiale ressentie par les passagers (courbes 1 et 3 et courbes 2 et 4). En revanche, diminuer d conduit à augmenter de manière significative les efforts du rail sur les galets (courbes 1 et 3 et courbes 2 et 4). Une distance d de 1,2 m semble donc préférable à une distance de 0,6 m.

La présence du vérin antilacet diminue fortement la durée durant laquelle il y a oscillation (courbes 1 et 2 et courbes 3 et 4). Cependant, l'antilacet ne réduit pas l'amplitude de l'accélération initiale, qui est la plus ressentie par les passagers. De plus, l'antilacet augmente les efforts de guidage. Il n'est donc pas nécessaire d'implanter un antilacet.

Une démarche d'ingénieur

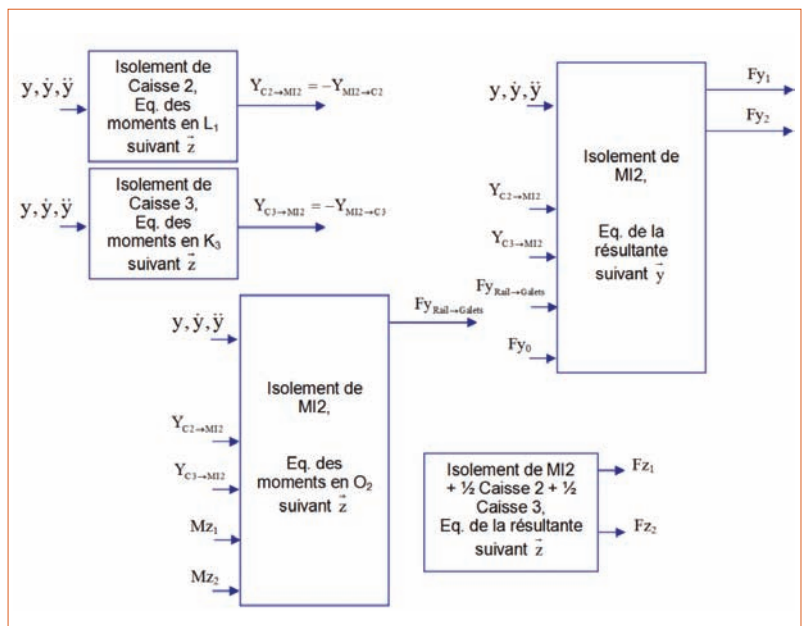
L'objectif ici n'est pas de proposer un exercice d'application, aussi pertinent soit-il, mais d'illustrer une partie de la démarche qui est celle d'un ingénieur en bureau d'études. Celui-ci n'a pas à mener de longs et fastidieux calculs, mais, à l'issue d'une modélisation, il doit être à même d'établir un modèle de comportement de chacun des composants constitutifs du système étudié. Ces derniers sont ensuite assemblés dans un logiciel de calcul, et les résultats obtenus analysés par l'ingénieur. Ce type de démarche fait maintenant partie intégrante des enseignements de sciences industrielles pour l'ingénieur, en particulier dans les séries STI2D et S-SI. ■

En ligne

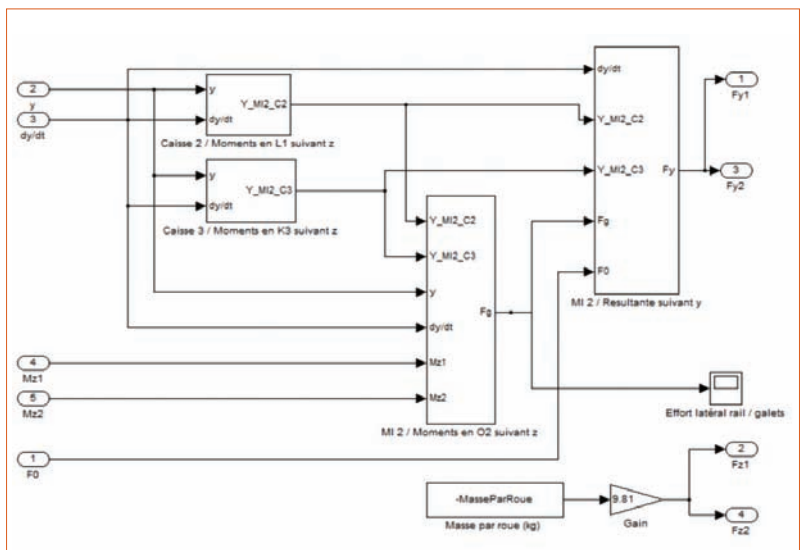
L'intégralité du sujet de l'épreuve d'analyse et de conception des systèmes de l'agrégation 2011 est disponible à l'adresse suivante :

http://media.education.gouv.fr/file/agreg_externe/69/4/agreg_ext_genie_mecanique_2_172694.pdf

Retrouvez tous les liens sur <http://eduscol.education.fr/sti/revue-technologie>



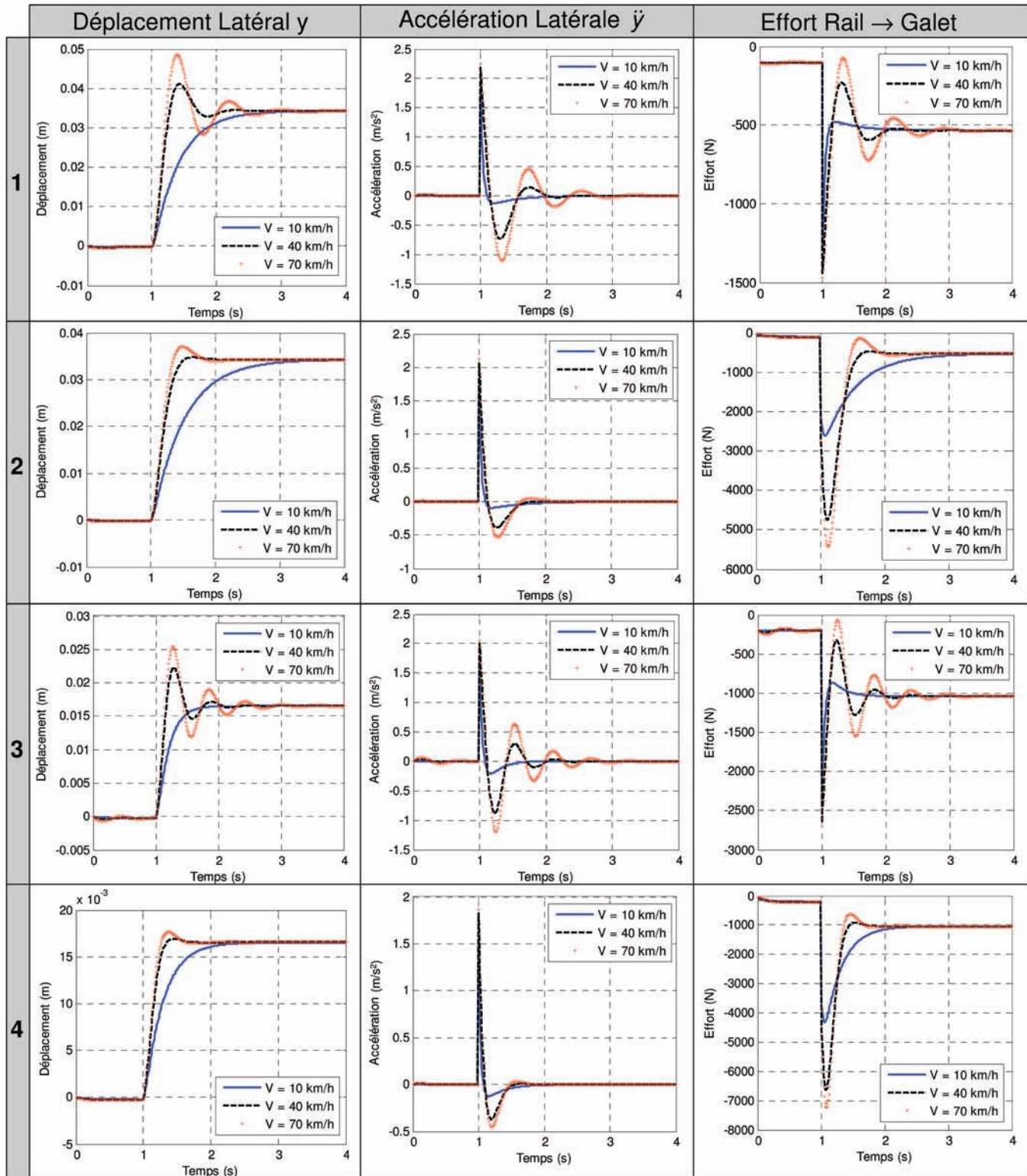
17 Les blocs du modèle



18 Le modèle Simulink du comportement dynamique

DT6

Résultats de simulations



1 : $d = 1,2\text{ m}$; $f_v = 0\text{ Nm/(rad/s)}$ 2 : $d = 1,2\text{ m}$; $f_v = 25\,000\text{ Nm/(rad/s)}$ 3 : $d = 0,6\text{ m}$; $f_v = 0\text{ Nm/(rad/s)}$ 4 : $d = 0,6\text{ m}$; $f_v = 25\,000\text{ Nm/(rad/s)}$

Remarque : $f_v = 0\text{ Nm/(rad/s)}$ correspond à une configuration sans système antilacet