



TD 02 ACTIONS MECANQUES

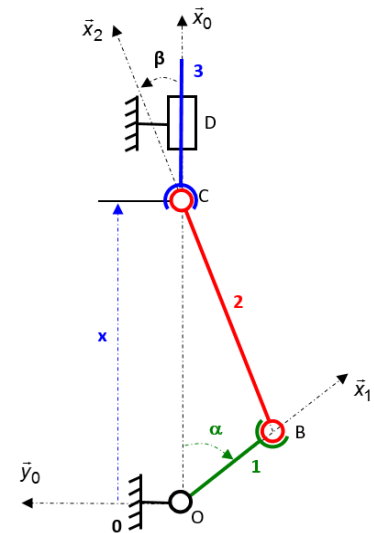
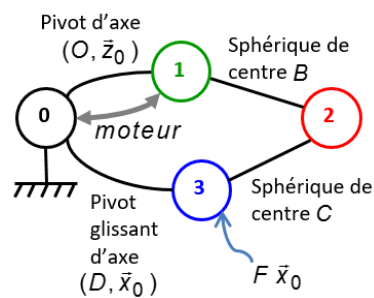
Lois de commande en effort d'un mécanisme à l'équilibre

Exercice 1 : SOLIDE SOUMIS A DEUX GLISSEURS

- Question 1 :** Démontrer qu'un solide soumis à deux forces en équilibre à nécessairement ses forces extérieures de même direction, de même norme et de sens opposé.
- Question 2 :** Etudier l'équilibre d'un vérin.
- Question 3 :** Quels autres systèmes matériels peut-on rencontrer qui sont soumis à deux glisseurs ?
- Question 4 :** Que se passe-t-il pour un solide en équilibre soumis à trois forces ?

Exercice 2 : METHODOLOGIE

On s'intéresse à un système bielle-manivelle. L'objectif est de déterminer une relation entre l'effort F sur le piston 3 et le couple C_{01} du moteur entre 0 et 1.



Question 1 : Ecrire les stratégies d'isolement pour déterminer $C_{01} = f(F)$ en remplissant le tableau suivant :

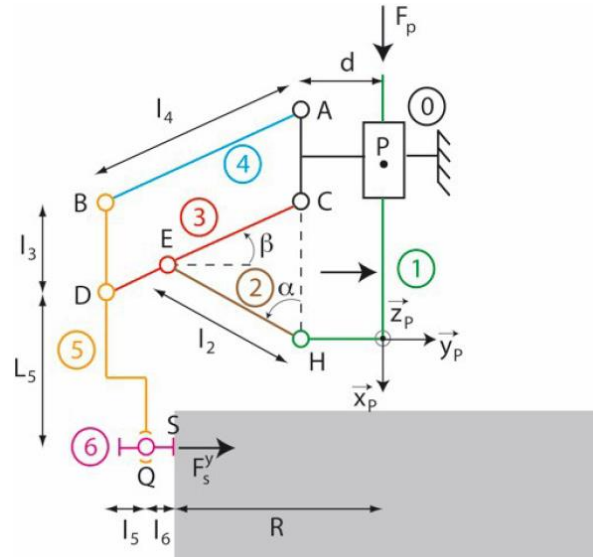
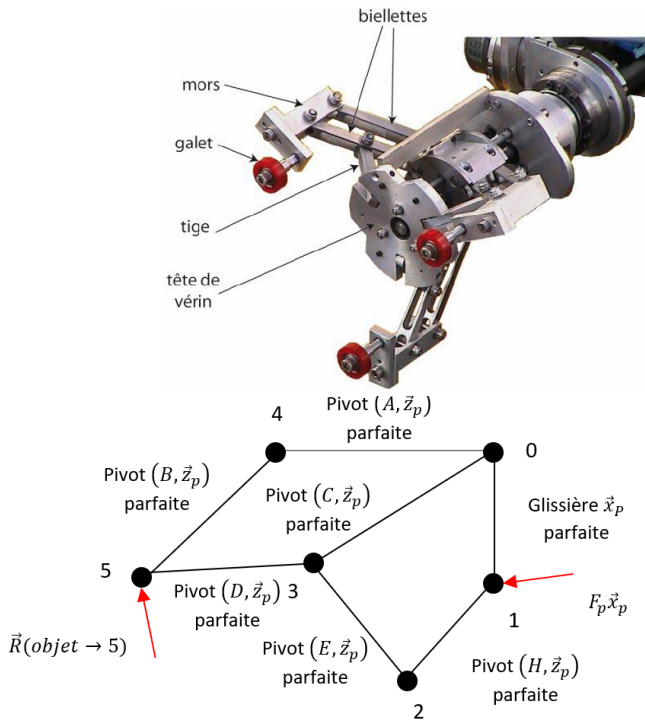
Étape	Isolement	Principe / théorème	Résultat
1			
2			
3			
4			

Question 2 : Résoudre graphiquement l'exercice.

On s'intéresse maintenant au véhicule Robovolc, un robot qui explore le flanc des volcans. Ce robot est muni d'un bras articulé qui peut se déplier afin de permettre à sa pince de saisir des roches volcaniques.



Question 3 : Mêmes questions, on cherche $F_s^y = f(F_p)$.



Pince du Robovolc X ENS PSI 2017

Exercice 3 : CONSOLE PORTANTE DE BATEAU

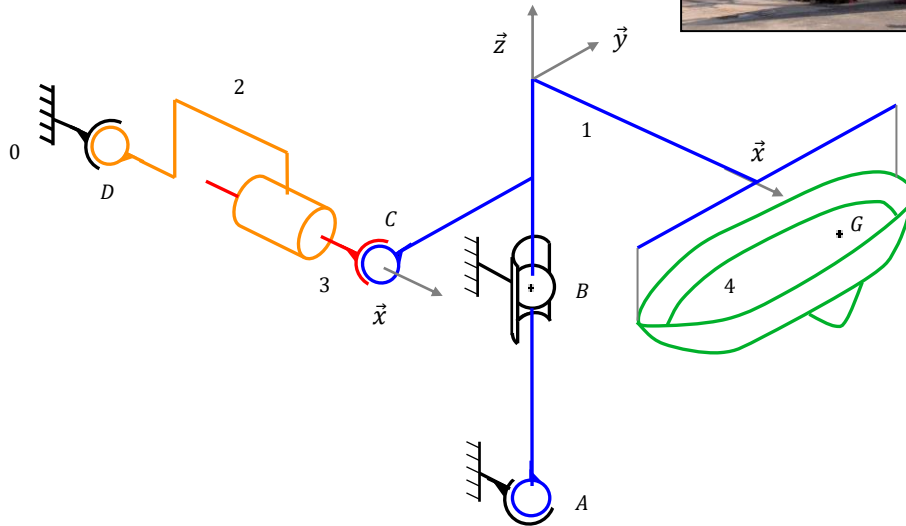
On s'intéresse à un système de console portante de bateau destinée à mettre les bateaux à l'eau ou à les en retirer à partir d'un quai dans les ports de plaisance.

Un modèle de ce système est représenté par son schéma cinématique ci-dessous.

Un vérin {corps 2, tige 3} permet de faire pivoter la console 1 autour de l'axe (B, \vec{z}) .

Le quai est modélisé par la pièce 0.

Le bateau 4 est maintenu à l'aide de câbles sur la console 1.



Hypothèses

- les masses des différentes pièces sont négligées par rapport à la masse $m = 4000\text{kg}$ du bateau 4 dont le centre de gravité est G ;
- le bateau 4 est considéré comme fixe par rapport à la console 1.

Données

$$\overline{AB} = a\vec{z} \quad \overline{BC} = b\vec{z} - c\vec{y} \quad \overline{BG} = d\vec{z} + e\vec{y} + f\vec{x}$$

$$a = 4\text{m}, b = 2\text{m}, c = 4\text{m}, d = 2\text{m}, e = 2\text{m}, f = 6\text{m}$$

$$\text{Diamètre du piston du vérin } D = 10\text{cm}.$$

$$\text{– action de l'air sur le bateau : } \mathcal{F}(\text{air} \rightarrow 4) = \begin{cases} -F_{\text{air}}\vec{x} \\ \vec{0} \end{cases} \text{ avec } F_{\text{air}} = 1500\text{daN}$$

Objectif : Dimensionner les actionneurs et le guidage de la console.

Question 1 : Colorier le schéma cinématique, placer les distances et les forces sur le schéma. Tracer le graphe des structures.

Question 2 : Etudier l'équilibre de l'ensemble {2,3}.

Question 3 : Quel théorème faut-il appliquer pour obtenir l'expression de la pression à fournir dans le vérin pour compenser les efforts extérieurs ?

Question 4 : Déterminer la pression du vérin et l'expression des actions dans les liaisons en A et B. Faire l'application numérique.

Le concepteur du système souhaite remplacer le vérin par un motoréducteur électrique.

Question 5 : Déterminer alors l'expression du couple du motoréducteur pour assurer l'équilibre du système dans la position décrite sur le schéma cinématique. Faire l'application numérique.

Modéliser le contact ponctuel - Aspect effort avec prise en compte des frottements

Exercice 4 : AIDE AU DEMARRAGE EN PENTE

La nouvelle Renault Mégane est dotée d'un frein de stationnement électrique permettant l'automatisation de la fonction, et l'apport de fonctionnalités nouvelles.

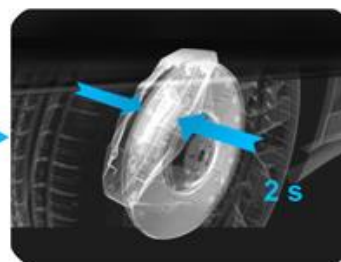
L'aide au démarrage en pente apporte un réel confort de conduite au conducteur. À chaque coupure du moteur, le frein de stationnement est automatiquement serré. Il se desserre au redémarrage dès que le couple moteur nécessaire pour avancer est atteint.

Pour l'utilisateur, il offre une assistance pour les démarrages et les manœuvres en pente. Afin de faciliter la manœuvre du démarrage en côte tant redoutée par un grand nombre de conducteurs, le frein de stationnement reste actif jusqu'à 2 secondes après le lâcher de la pédale de frein. Cela laisse le temps au conducteur de passer de la pédale de frein à celle d'accélérateur sans risquer un mouvement non contrôlé de son véhicule vers le bas de la pente. Cette aide au démarrage s'active dès 3% de pente dans les deux sens de déplacement.

Aide au démarrage en pente / Hill start assistance



Pédale de frein relâchée
Release brake pedal



Maintien du freinage pendant 2 secondes
Vehicle remains stationary for 2 seconds

Ce système est composé d'un moteur électrique, placé sous le siège avant gauche, tirant les câbles du dispositif de serrage des disques de frein arrière. Son calculateur contrôle le dosage de l'effort à appliquer, en fonction de la pente, pour immobiliser le véhicule. Un programme de réajustement de l'effort de freinage veille en permanence sur l'efficacité du serrage, par exemple lors d'un chargement du véhicule en pente ou sous une forte variation de température.

Objectif :

Afin de dimensionner l'actionneur électrique qui tend le câble du frein de stationnement, nous allons déterminer :

- la pente limite (en %) acceptable au-delà de laquelle le véhicule glisse par rapport au sol ;
- la pente limite (en %) acceptable au-delà de laquelle le véhicule bascule en arrière ;
- le couple de freinage qu'il faut exercer sur une roue arrière dans le cas le plus défavorable.

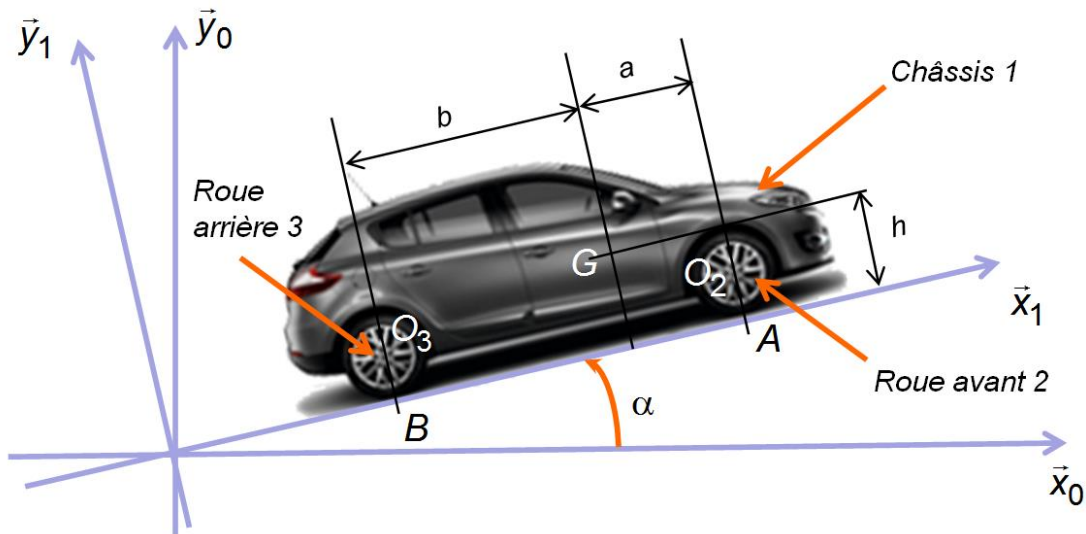
Hypothèses et données :

Le problème est considéré plan dans le plan médian de la voiture. On ne considère donc qu'une demi-voiture dans ce plan médian.

- Masse du châssis 1 avec 4 passagers : $M = 1300$ kg.
- Les masses des roues sont négligeables.
- 60% de la masse est répartie sur l'avant : $a = 0,9$ m, $b = 1,40$ m et $h = 0,9$ m.
- Diamètre d'une roue 205/55 R15 : $D = 648$ mm.

On suppose toutes les liaisons parfaites sauf celles entre les roues et le sol. Coefficient d'adhérence pneu/route : $f = 0,6$.

Le véhicule est supposé maintenu à l'équilibre, sur une route 0 de pente α , par le dispositif de frein de stationnement électrique qui n'agit que sur les roues arrières 3. L'action de ce frein est modélisée par un couple de freinage entre le châssis 1 et les roues arrières 3 : $\vec{C}(1 \text{freinage} \rightarrow 3) = C_f \vec{z}_1$



Question 1 : Réaliser le graphe d'analyse.

Question 2 : Isoler 2 et en déduire la forme du torseur de l'action mécanique de 0 sur 2.

Question 3 : Isoler l'ensemble $\{1,2,3\}$ et en déduire $X_{0 \rightarrow 3}$, puis $Y_{0 \rightarrow 3}$ et enfin $Y_{0 \rightarrow 2}$ en fonction de M et des caractéristiques géométriques.

Question 4 : En déduire la pente limite (en %) acceptable au-delà de laquelle le véhicule glisse par rapport au sol.

Question 5 : En déduire la pente limite (en %) acceptable au-delà de laquelle le véhicule bascule en arrière.

Question 6 : Isoler l'ensemble 3 et en déduire C_f en fonction de M et des caractéristiques géométriques. Faire l'application numérique pour une pente de 30%.

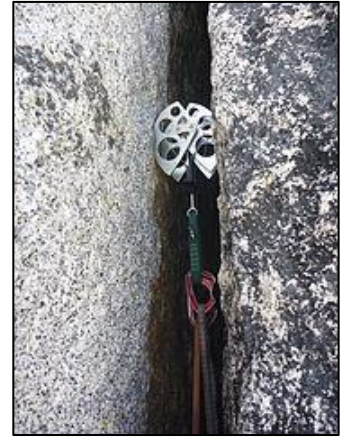
Exercice 5 : COINCEUR A CAMES

Dans cet exercice, on s'intéresse à quelques aspects des coinces à cames utilisés en escalade.

Cet équipement, photographié figure 1, permet à un alpiniste de placer un point d'ancrage dans une fissure pour laquelle il est adapté.



Figure 1 – Coinceur à cames



Il est principalement constitué d'un axe sur lequel sont articulées des cames, d'une tige souple attachée à l'axe, d'une sangle qui termine la tige, de ressorts de torsion de câbles et d'une gâchette. Les ressorts tendent à faire tourner les cames par rapport à l'axe dans le sens de l'écartement des profils des cames, ce qui permet la mise en contact avec les parois de la fissure.

La gâchette et les câbles, au contraire, permettent de rendre le coinceur moins encombrant et rendent ainsi possible la mise en place dans la fissure. La figure 2 présentent trois positions différentes des cames faisant varier l'écartement.



Figure 2 – Trois positions différentes des cames

Le système est autobloquant : si les conditions de géométrie de la fissure, de frottement et de direction de la charge sont vérifiées, le coinceur reste en adhérence avec la paroi indépendamment de la valeur de la charge suspendue à la sangle. Les quatre cames sont à rotation indépendantes et permettent au coinceur de fonctionner avec stabilité pour des parois non strictement parallèles. Chaque modèle est conçu pour une charge nominale donnée ainsi qu'un intervalle pour la taille de la fissure.

Le modèle étudié est caractérisé pour une charge nominale de 14 kN et un intervalle pour la taille de la fissure de 43mm à 66mm.

Hypothèses pour l'étude

Le parallélisme entre les deux faces de la fissure, la position dans laquelle le coinceur est mise en place, la direction de la charge par rapport à la fissure permettent de faire une modélisation plane du mécanisme, telle que proposée figure 3.

On considère donc une charge appliquée à l'ensemble 2 constitué de l'axe et de la sangle modélisée par un glisseur de résultante $-P\vec{y}_1$ de 14 kN de module, parallèle à la fissure et dont l'axe central passe par le point O.

Les cames 3 et 4 sont supposées en contact ponctuel avec la paroi 1, respectivement aux points A et B, et en liaison pivot d'axe (O, \vec{z}_1) avec l'axe 2.

La masse totale du coinceur est de l'ordre de 150 g ; on négligera donc le poids des pièces ainsi que les actions de rappel des ressorts devant la charge P appliquée.

On notera $\vec{OA} = a\vec{x}_1 - b\vec{y}_1$ et on donne $f_{acier/roche} \approx 0,4$

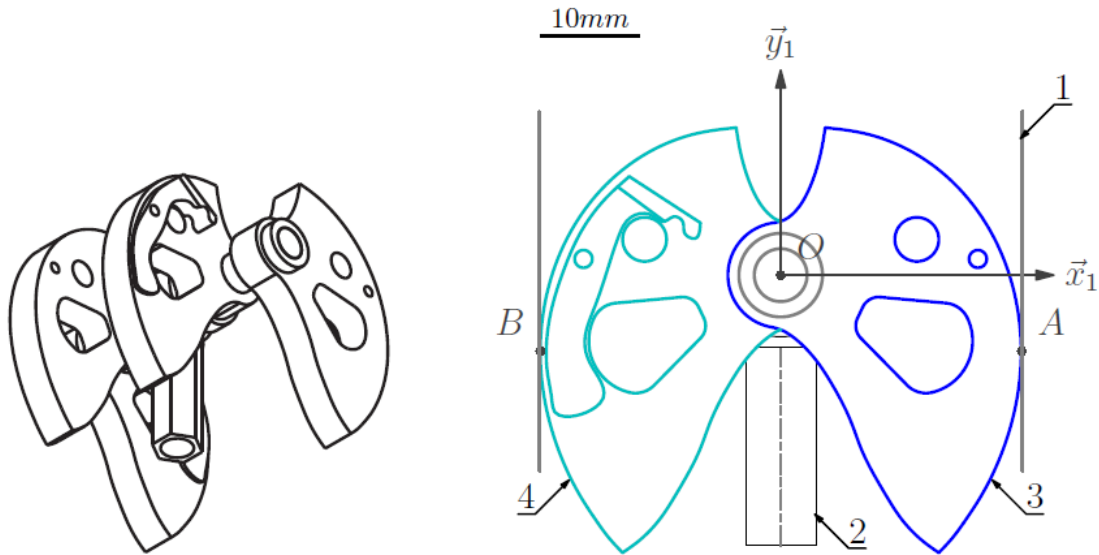


Figure 3 – Modélisation géométrique adoptée pour l'étude

Objectif : Déterminer dans la position de la figure 3 l'angle de frottement minimum au contact paroi came pour assurer le coincement.

Question 1 : Tracer le graphe de structure du coincideur à cames dans la phase de vie d'utilisation. Et proposer une démarche de résolution en fonction de la structure de ce graphe.

On suppose l'équilibre du coincideur réalisé.

Question 2 : Etudier l'équilibre de la came 3 et en déduire une relation entre X_{13} , Y_{13} et a , b .

Question 3 : Etudier l'équilibre de l'ensemble $\{2,3,4\}$. Et en déduire un lien entre X_{13} , Y_{13} et a , b , P .

Question 4 : En déduire l'angle minimum de frottement au contact paroi-came pour assurer le coincement.

Question 5 : Pourquoi peut-on dire que ce système est autobloquant ?

Question 6 : Quelle grandeur géométrique doit être surveillée pour que le système fonctionne pour des fissures variables sans que les efforts ne deviennent trop grands pour une même charge P ?

Exercice 6 : RESISTANCE AU ROULEMENT D'UN TGV

Le TGV Duplex présente une masse de 386 tonnes, une vitesse maximale de 300 km/h et une puissance de 8800 kW. Le contact roue-rail et de type acier sur acier dont la SNCF évalue le coefficient de frottement à 0,15 et le coefficient de roulement à 3 mm. Les roues ont pour diamètre 920 mm.

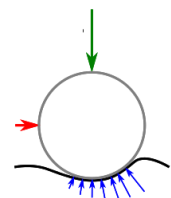
Objectif : Vérifier si la puissance est suffisante pour vaincre la résistance au roulement.



Question 1 : Déterminer le moment de résistance au roulement global subit par le TGV.

Question 2 : Déterminer la vitesse angulaire des roues en rad/s.

Question 3 : En déduire la puissance nécessaire pour vaincre la résistance au roulement. Vérifier si la puissance installée sur le TGV est suffisante.



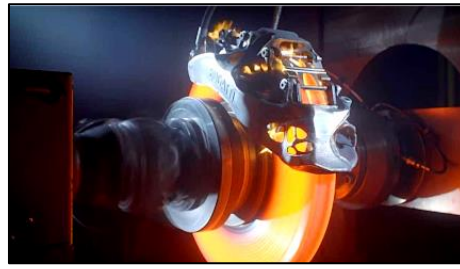
Actions mécaniques, du modèle local au modèle global

Exercice 7 : FREIN DE BUGATTI CHIRON

(Similaire au support TP Ouvre-portail PSI)



Voiture Bugatti et son frein



Banc de test du frein

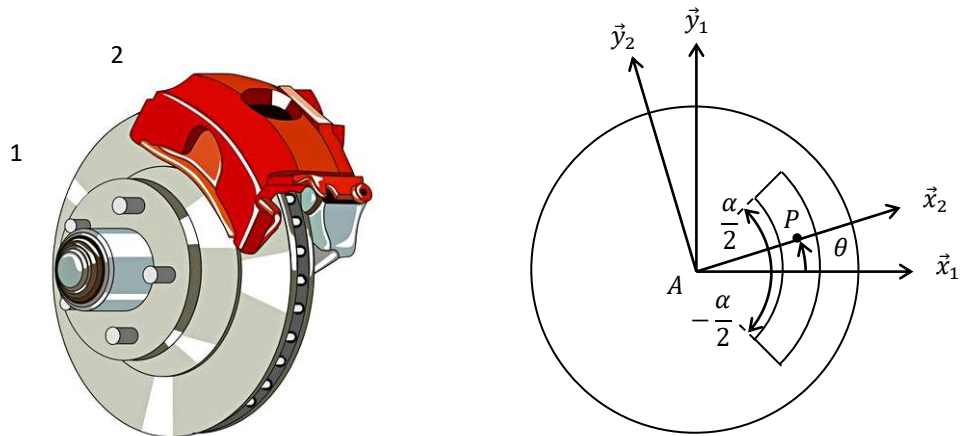
On le sait, chez Bugatti tout est extrême. Le laboratoire technologique de la marque de luxe alsacienne se démarque en fabriquant les étriers de frein des futurs Chiron à partir d'une imprimante 3D, une première dans la construction automobile. Preuve en est, les étriers de frein des Chiron produites seront fabriqués avec du titane sur une imprimante 3D.

Ils doivent dissiper une énorme quantité d'énergie. Ils deviennent incandescents quand il faut passer de 400km/h à 0. Leur dimensionnement est soumis à des contraintes mécaniques et thermiques importantes.

Objectif : Déterminer le couple de freinage maximal transmissible.

Le couple de freinage correspond à la valeur de la composante, sur l'axe de rotation, du moment résultant de l'action mécanique des garnitures 2 sur le disque 1 pendant une phase de freinage.

Lors du freinage, il y a glissement du disque 1 par rapport aux garnitures 2 dans le sens indiqué sur la figure ci-dessus.



Question 1 : Représenter sur les schémas du disque 1 ci-dessus, la force élémentaire de pression $d\vec{N}(2 \rightarrow 1)$ et la force élémentaire de résistance au glissement $d\vec{T}(2 \rightarrow 1)$ en un point P de la surface de contact.

Question 2 : Donner l'expression de la force élémentaire $d\vec{F}(2 \rightarrow 1)$ en fonction de p , f et dS .

Question 3 : Indiquer en le justifiant, quelle composante du moment résultant de l'action mécanique d'une garniture 2 sur le disque 1 au point O permet de caractériser l'action de freinage d'une garniture. Déterminer cette composante.

Question 4 : En déduire le couple total de freinage avec les deux étriers en fonction de α , F , f , R_i et R_e , avec F , la force normale.

Exercice 8 : OUVRANT DE BUGGATI

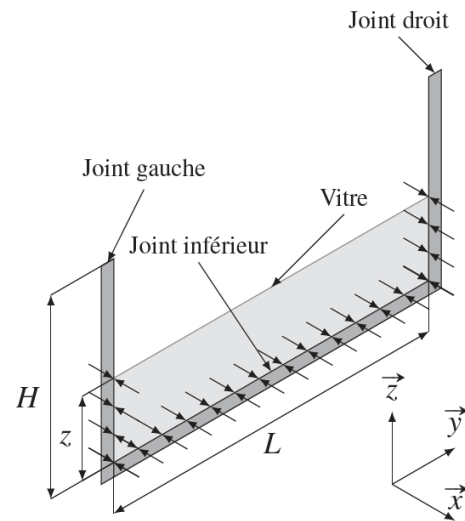
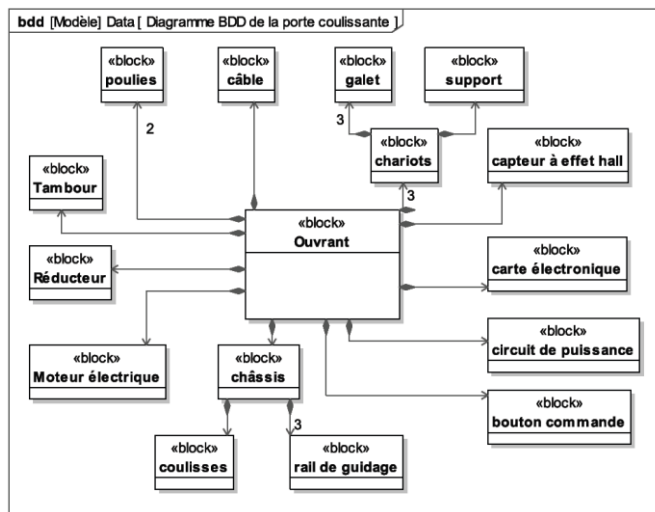
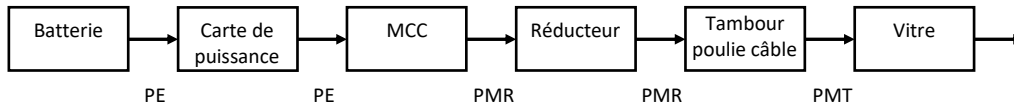
(d'après CCINP-PSI 2017)

On s'intéresse à la vitre d'une Bugatti Chiron. D'un point de vue des actions mécaniques, les joints jouent fortement sur le comportement de la motorisation au cours du temps. C'est pourquoi il est important d'évaluer l'impact des frottements entre les joints et la vitre sur le comportement du système.



Objectif : On cherche à modéliser les AM de frottement.

La chaîne de puissance considérée est ci-dessous.



Les joints appliquent une action de part et d'autre de la vitre.

Le paramétrage est donné ci-dessus où seules les actions normales sont représentées. Le contact entre le joint inférieur et la vitre est permanent et se fait approximativement sur un segment de longueur $L = 776$ mm.

Le contact entre les joints latéraux (gauche et droit) se fait progressivement au cours du déplacement de la vitre.

La hauteur des deux joints, supposés identiques, est $H = 450$ mm.

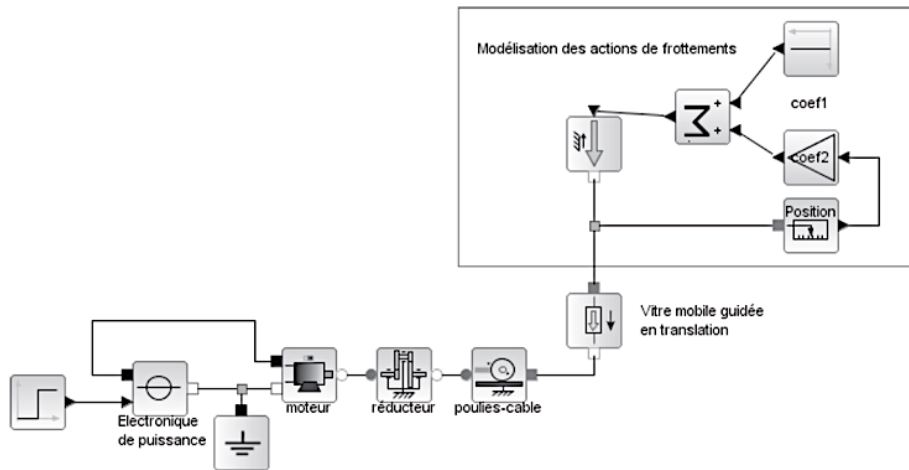
Le coefficient de frottement entre un joint et la vitre est pris égal à $f = 0,5$. Les zones de contact sont supposées être linéiques et la densité linéique d'effort au contact entre un joint et la vitre est supposée constante et égale à $p = 25$ N/m.

Question 1 : Déterminer l'expression littérale de la résultante selon \vec{z} de l'action mécanique du joint inférieur sur la vitre au cours du déplacement de celle-ci.

On suppose que la vitesse de déplacement de la vitre est constante et que le temps du déplacement complet est de 4 s.

Question 2 : Représenter l'évolution au cours du temps de la résultante des efforts résistants selon \vec{z} de l'ensemble des joints sur la vitre (2 joints verticaux de hauteur H et un joint horizontal de longueur L). Donner les valeurs numériques minimale et maximale de cet effort.

Sur le schéma-blocs ci dessous, apparaissent les actions de frottements qui sont exercées sur la vitre.



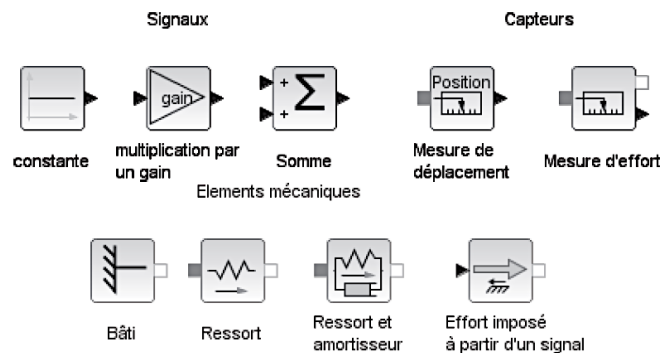
Modélisation acausale de la transmission.

Question 3 : Indiquer sur ce schéma l'action du joint horizontal inférieur et l'action des joints verticaux latéraux.

Modélisation du contact avec un obstacle

Dans le cas d'un ouvrant piloté, l'obstacle est souvent une main. Des études montrent que les phalanges sont très résistantes et peuvent supporter des efforts allant de 250 à 1 150N en fonction des différentes phalanges. On modélise donc l'obstacle entre le châssis et la vitre par une raideur k (cette raideur peut varier de 10 à 50 N/mm).

Question 4 : Compléter le schéma-blocs multiphysique pour prendre en compte cet obstacle. Une palette composée de constituants standards est donné ci-dessous.



Palette de constituants ou fonctions standards