



## 6 Rappels sur la modélisation des actions mécaniques

### 6.1 Modélisation locale des actions mécaniques

#### Définition – Action mécanique de contact volumique

Localement, les actions mécaniques volumiques peuvent être modélisées par le

$$\text{torseur suivant : } \{\mathcal{T}(1 \rightarrow 2)\} = \left\{ \begin{array}{l} \overrightarrow{R_{(1 \rightarrow 2)}} = \iiint_{\mathcal{V}} f(M) \overrightarrow{u(M)} d\mathcal{V} \\ \overrightarrow{\mathcal{M}(P, 1 \rightarrow 2)} = \iiint_{\mathcal{V}} \overrightarrow{PM} \wedge d\overrightarrow{R_{(1 \rightarrow 2)}} \end{array} \right\}_M.$$

La densité volumique d'effort s'exprime en  $[\text{Nm}^{-3}]$ .

6.1 Modélisation locale des actions mécaniques . . . . . 1

6.2 Modélisation globale des actions mécaniques . . . . . 1

B2-14

#### Définition – Action mécanique de contact surfacique

Localement, les actions mécaniques dans un contact surfacique peuvent être modélisées par le torseur suivant :  $\{\mathcal{T}(1 \rightarrow 2)\} =$

$$\left\{ \begin{array}{l} \overrightarrow{R_{(1 \rightarrow 2)}} = \iint_{\mathcal{S}} f(M) \overrightarrow{u(M)} d\mathcal{S} \\ \overrightarrow{\mathcal{M}(P, 1 \rightarrow 2)} = \iint_{\mathcal{S}} \overrightarrow{PM} \wedge d\overrightarrow{R_{(1 \rightarrow 2)}} \end{array} \right\}_M.$$

La densité surfacique d'effort peut alors se décomposer sur le vecteur normal au contact et sur un vecteur appartenant au plan tangent au contact. On a alors  $f(M) \overrightarrow{u(M)} = p_{12}(M) \overrightarrow{n_{12}} + \overrightarrow{\tau_{12}}(M)$ . On note :

- ▶  $p_{12}(M)$  pression de contact au point  $M$  (en  $[\text{Nm}^{-2}]$ );
- ▶  $\overrightarrow{\tau_{12}}(M)$  : la projection tangentielle de la densité surfacique (norme en  $[\text{Nm}^{-2}]$ ).

### 6.2 Modélisation globale des actions mécaniques

#### Définition – Torseur statique ou torseur sthénique ou torseur d'efforts

L'action mécanique d'un système matériel  $S_1$  (ou d'un phénomène physique) sur un système matériel  $S_2$  est représentable par un torseur au point  $M$  :

$$\{\mathcal{T}(S_2 \rightarrow S_1)\} = \left\{ \begin{array}{c} \overrightarrow{R(S_2 \rightarrow S_1)} \\ \overrightarrow{\mathcal{M}(M, S_2 \rightarrow S_1)} \end{array} \right\}_M = \left\{ \begin{array}{cc} X_{12} & L_{12} \\ Y_{12} & M_{12} \\ Z_{12} & N_{12} \end{array} \right\}_{M,\mathcal{R}}$$

**Remarque**

La norme de vecteur  $\overrightarrow{R(S_2 \rightarrow S_1)}$  est en Newton (N). La norme du vecteur  $\overrightarrow{\mathcal{M}(M, S_2 \rightarrow S_1)}$  est en Newton – mètre ( $N \cdot m$ ).

**Propriété – Varignon**

Le torseur statique étant un torseur, on a donc :

$$\forall B, \overrightarrow{\mathcal{M}(B, S_2 \rightarrow S_1)} = \overrightarrow{\mathcal{M}(A, S_2 \rightarrow S_1)} + \overrightarrow{BA} \wedge \overrightarrow{R(S_2 \rightarrow S_1)}$$

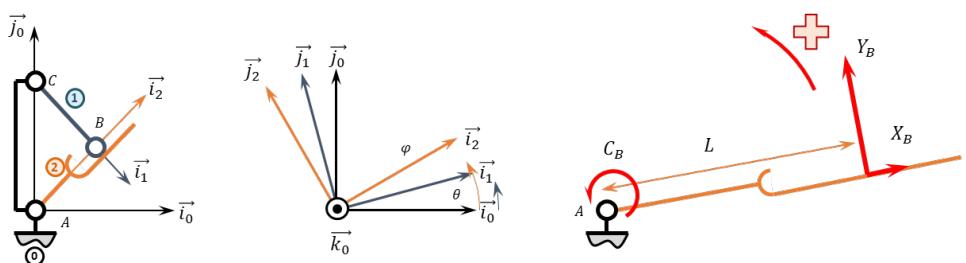
**Remarque – Moment d'une force – Interprétation graphique**

Prenons le cas du serrage d'un écrou avec un effort  $\vec{F} = -F\vec{y}$  :

Dans l'hypothèse où l'effort  $\vec{F}$  s'appliquerait au point  $O$ , il n'y aurait donc pas de serrage de l'écrou. Le moment (ou couple de serrage) serait donc nul :  $\overrightarrow{\mathcal{M}(O, Clef \rightarrow Ecrou)} = \vec{0}$ .

Si l'effort s'applique en  $P$  :  $\overrightarrow{\mathcal{M}(O, Clef \rightarrow Ecrou)} = \overrightarrow{OP} \wedge \vec{F} = L\vec{x} \wedge -F\vec{y} = -LF\vec{z}$ . Méthode pour déterminer le moment dans un problème plan :

- ▶ norme du vecteur : effort fois bras de levier (on peut éventuellement décomposer l'effort dans le repère de travail);
- ▶ perpendiculaire au plan;
- ▶ sens : on regarde si, par rapport au point où on cherche le moment, l'effort fait tourner la pièce dans le sens direct ou indirect.



Application du TMS en  $A$  :  $C_B + Y_B L + 0 = 0$ .



## 7 Rappels sur la modélisation des actions mécaniques

### 7.1 Modélisation du contact ponctuel entre 2 pièces

#### 7.1.1 Torseur des actions mécaniques

Considérons le contact ponctuel ponctuel entre deux pièces 1 et 2. En considérant la liaison parfaite, le torseur des actions mécaniques de 1 sur 2 s'écrit sous la forme suivante :  $\{\mathcal{T}(1 \rightarrow 2)\} = \left\{ \begin{array}{c} F_{12}\vec{n}_{12} \\ 0 \end{array} \right\}_I$  en notant  $\vec{n}_{12}$  le vecteur normal au contact orienté de 1 vers 2. En considérant que la liaison n'est pas parfaite, plusieurs situation peuvent se présenter.

- ▶ Si on considère qu'un effort tend à faire translater 2 suivant  $\vec{t}_{12}$ , le torseur des actions mécaniques de 1 sur 2 peut alors s'écrire sous la forme  $\{\mathcal{T}(1 \rightarrow 2)\} = \left\{ \begin{array}{c} N_{12}\vec{n}_{12} + T_{12}\vec{t}_{12} \\ 0 \end{array} \right\}_I$ .
- ▶ Si on considère qu'un effort tend à faire rouler 2 autour de  $\vec{z}_{12}$ , le torseur des actions mécaniques de 1 sur 2 peut alors s'écrire sous la forme  $\{\mathcal{T}(1 \rightarrow 2)\} = \left\{ \begin{array}{c} N_{12}\vec{n}_{12} \\ M_{r12}\vec{z} \end{array} \right\}_I$  avec  $M_{r12}$  moment de résistance au roulement.
- ▶ Si on considère qu'un effort tend à faire pivoter 2 autour de  $\vec{n}_{12}$ , le torseur des actions mécaniques de 1 sur 2 peut alors s'écrire sous la forme  $\{\mathcal{T}(1 \rightarrow 2)\} = \left\{ \begin{array}{c} N_{12}\vec{n}_{12} \\ M_{p12}\vec{n}_{12} \end{array} \right\}_I$  avec  $M_{p12}$  moment de résistance au pivotement.

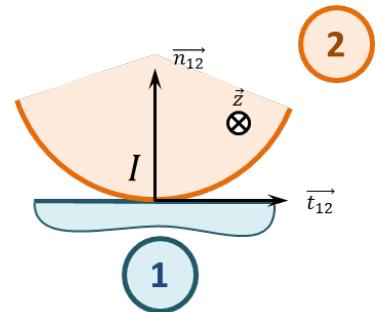
#### Remarque

Il est possible de modéliser l'ensemble des composantes dues au frottement dans un même torseur.

On fait l'hypothèse ici d'un problème plan, mais il peut aisément être adapté à un modèle 3D.

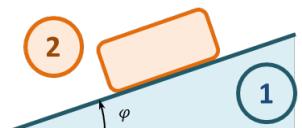
7.1 Modélisation du contact ponctuel entre 2 pièces . . . . .	3
7.2 Modélisation locale des actions mécaniques . . . . .	5
7.3 Résolution des problèmes d'arc-boutement . . . . .	5

B2-14



#### 7.1.2 Facteur de glissement et d'adhérence

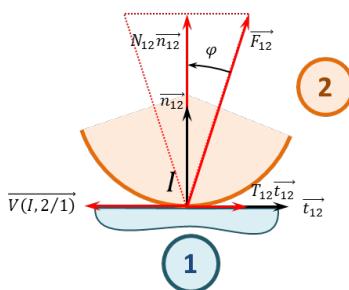
Considérons la pièce 2 sur un plan incliné 1. Notons  $\varphi_a$  l'angle à partir duquel la pièce 2 se met à glisser sur le plan. On appelle  $f_a = \tan \varphi_a$  le facteur d'adhérence.



On constate expérimentalement qu'une fois la pièce est en mouvement, si on diminue l'angle  $\varphi$ , la pièce continue à glisser, jusqu'à un angle  $\varphi_g$ . On appelle  $f_g = \tan \varphi_g$  le facteur de glissement.

Ces facteurs sont sans unité. Ils dépendent de la nature des matériaux en contact ainsi que de la nature des surfaces de contact (et d'un lubrifiant éventuel). Ils sont indépendants de l'effort de 2 sur 1. Ces deux facteurs étant relativement proches, on fera l'hypothèse que  $f = f_a = f_g$ .

### 7.1.3 Modélisation de l'adhérence et du glissement – Lois de Coulomb



**Cas 1 – Glissement** –  $\overrightarrow{V(I, 2/1)} \neq \vec{0}$

- ▶ Connaissant le sens et la direction de  $\overrightarrow{V(I, 2/1)}$ , alors  $\vec{t}_{12}$  s'oppose à  $\overrightarrow{V(I, 2/1)}$ .
- ▶  $|T_{12}| = f|N_{12}|$ .
- ▶ La vecteur vitesse appartenant au plan tangent au contact, on dit que l'effort résultant ( $\vec{F}_{12} = N_{12}\vec{n}_{12} + T_{12}\vec{t}_{12}$ ) est sur le cône de frottement.

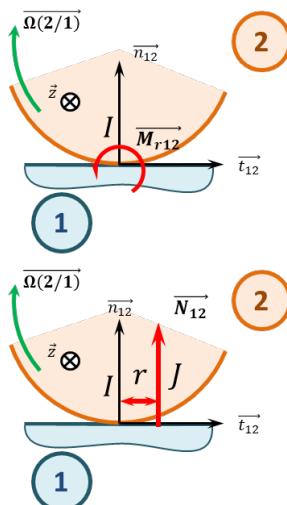
**Cas 2 – Adhérence** –  $\overrightarrow{V(I, 2/1)} = \vec{0}$

- ▶ La direction de  $\vec{t}_{12}$  n'est pas connue.
- ▶  $|T_{12}| \leq f|N_{12}|$ .
- ▶ La direction  $\vec{t}_{12}$  n'étant pas connue, on dit que l'effort résultant ( $\vec{F}_{12} = N_{12}\vec{n}_{12} + T_{12}\vec{t}_{12}$ ) appartient au cône d'adhérence.

#### Remarque

En considérant que la direction du vecteur vitesse peut décrire le plan tangent au contact, la résultante des efforts  $\vec{F}_{12}$  décrit alors un cône. On parle donc de cône d'adhérence.

### 7.1.4 Modélisation de la résistance au roulement et au pivotement



#### Modélisation de la résistance au roulement

- ▶ Le moment de résistance au roulement  $\vec{M}_{r12}$  s'oppose à  $\overrightarrow{\Omega(2/1)} \cdot \vec{z}$ .
- ▶ On note  $r$  le coefficient de résistance au roulement ([m]) et on a  $||\vec{M}_{r12}|| = r||\vec{N}_{12}||$ .

#### Modélisation de la résistance au pivotement

- ▶ Le moment de résistance au pivotement  $\vec{M}_{p12}$  s'oppose à  $\overrightarrow{\Omega(2/1)} \cdot \vec{n}_{12}$ .
- ▶ On note  $p$  le coefficient de résistance au pivotement ([m]) et on a  $||\vec{M}_{p12}|| = p||\vec{N}_{12}||$ .

Ainsi pour modéliser la résistance au roulement, on peut faire l'hypothèse que l'action normale de 1 sur 2 est « avancée » de  $r$  par rapport au point I.

## 7.2 Modélisation locale des actions mécaniques

### Définition – Action mécanique locale

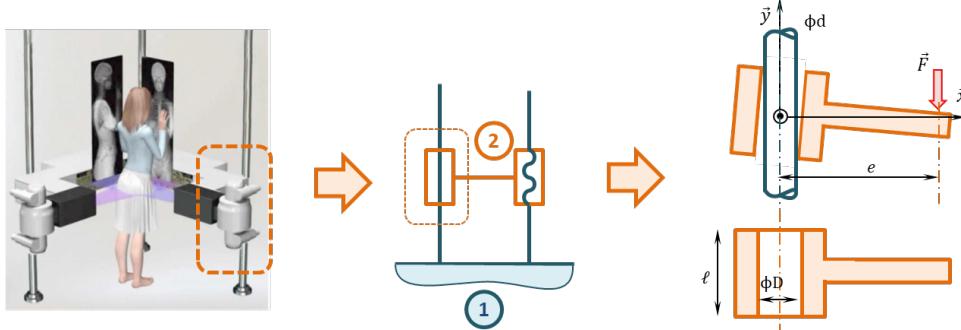
Localement, les actions mécaniques dans un contact ponctuel avec frottement peuvent être modélisées par le torseur suivant :  $\{\mathcal{T}(1 \rightarrow 2)\} = \left\{ \begin{array}{l} \overrightarrow{R}_{(1 \rightarrow 2)} = \iint_S f(M) \overrightarrow{u(M)} dS \\ \overrightarrow{m(P, 1 \rightarrow 2)} = \iint_S \overrightarrow{PM} \wedge dR_{(1 \rightarrow 2)} \end{array} \right\}_M$ .

La densité surfacique d'effort peut alors se décomposer sur le vecteur normal au contact et sur un vecteur appartenant au plan tangent au contact. On a alors  $f(M) \overrightarrow{u(M)} = p_{12}(M) \overrightarrow{n_{12}} + \overrightarrow{\tau_{12}}(M)$ . Dans le cas du glissement :  $\|\overrightarrow{\tau_{12}}(M)\| = p_{12} \cdot f$ . En notant :

- ▶  $p_{12}(M)$  pression de contact au point  $M$  (en  $\text{Nm}^{-2}$ );
- ▶  $\overrightarrow{\tau_{12}}(M)$  : la projection tangentielle de la densité surfacique (norme en  $\text{Nm}^{-2}$ );
- ▶  $f$  facteur de frottement.

## 7.3 Résolution des problèmes d'arc-boutement

L'arc-boutement est un phénomène de blocage d'une liaison (souvent glissière ou pivot glissant). Ce phénomène est causé d'une part par le frottement dans une liaison et d'autre part par le jeu existant entre les deux pièces en mouvement. En effet, le jeu dans la liaison autorise une légère rotation de la pièce mâle, modifiant les zones de contact. Le frottement dans ces zones de contact conduit à l'arc-boutement.



On commence donc par modéliser le contact par des liaisons ponctuelles avec frottement. L'écriture du PFS et l'utilisation du modèle de Coulomb permet de déterminer des conditions géométriques à la limite du coincement. (Pour cela, on fait l'hypothèse qu'on est à la limite du glissement en un point (égalité) et dans le cône d'adhérence à l'autre point inégalité.)





## 8 Résolution d'un problème de statique

### 8.1 Ce qu'il faut connaître et savoir faire... pour pouvoir commencer

1. Les torseurs des actions mécaniques dans les liaisons.
2. Faire un bilan des actions mécaniques extérieures et écrire le torseur associé.
3. Les torseurs des actions mécaniques dans les liaisons.
4. Faire un graphe d'analyse (ou de structure : liaisons et actions mécaniques extérieures).
5. Les torseurs des actions mécaniques dans les liaisons.
6. Faire des produits vectoriels le plus vite possible.
7. Les torseurs des actions mécaniques dans les liaisons.
8. Simplifier les torseurs des actions mécaniques dans les liaisons dans le cas d'un problème plan.

8.1	Ce qu'il faut connaître et savoir faire... pour pouvoir commencer . . . . .	7
8.2	Les types de problèmes . . . . .	7
8.3	Stratégie d'isolation . . . . .	8

C1-05

C2-07

### 8.2 Les types de problèmes

Le principe fondamental de la statique a pour objectif de calculer des actions mécaniques dans deux cas :

1. connaître toutes les actions mécaniques dans toutes les liaisons ;
2. connaître la loi entrée-sortie en effort, c'est à dire :
  - ▶ quel couple moteur faut-il pour déplacer un objet ?
  - ▶ quel effort doit fournir le vérin pour soulever cette masse ?
  - ▶ ...

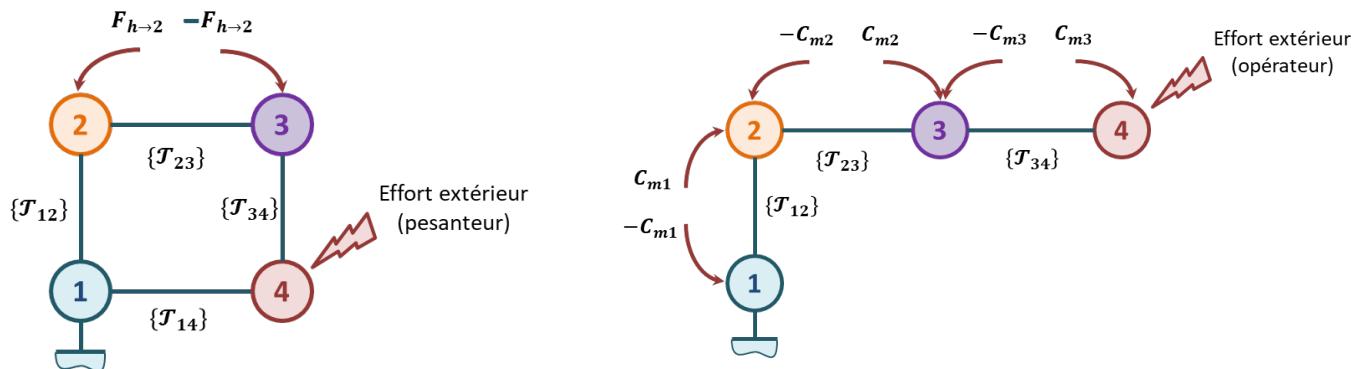
Dans le cas 1, il faut isoler chacune des pièces et réaliser le PFS.

Dans le cas 2, on peut essayer de minimiser le nombre d'équations à écrire. C'est cette stratégie que nous allons présenté.

## 8.3 Stratégie d'isolement

### 8.3.1 Graphe d'analyse, ou de structure

On rencontre principalement deux types de structures : des chaînes fermées, ou des chaînes ouvertes.



#### Remarques :

- ▶ Entre les pièces (ou les groupes de pièces), on matérialise les liaisons (dont vous connaissez super bien les torseurs).
- ▶ Entre certaines pièces (ou groupes de pièces), il peut exister des actions mécaniques extérieures qui agissent « en positif » sur une des pièces et « en négatif » sur l'autre. C'est par exemple le cas des moteurs et des vérins. Il faut bien préciser que l'action mécanique agit sur les deux pièces.
- ▶ Les actions strictement extérieures (comme la pesanteur) ne sont pas en interactions entre deux pièces.

### 8.3.2 Isoler les solides soumis à 2 glisseurs

On commence toujours, toujours, toujours, toujours, toujours par isoler les ensembles soumis à 2 glisseurs. Cela permet de conclure que, d'après le PFS (et le principe des actions réciproques qui en découle) les actions mécaniques agissant sur ce solide ont même direction, même norme et sens opposé. Ce qui supprime des inconnues.

#### Mais qu'est-ce qu'un glisseur ?

Un glisseur est un torseur dont il existe un point tel que le moment est nul. Ainsi, le torseur statique d'une liaison rotule est un glisseur. Le torseur statique d'une liaison pivot n'est pas un glisseur. Lorsque le problème est plan est une liaison pivot à son axe perpendiculaire au plan, c'est un glisseur.

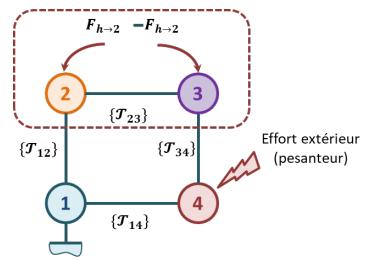
Le torseur cinématique d'une glissière est un glisseur... alors que le torseur statique d'une liaison glissière ne l'est pas...

#### Remarque

Pour démontrer qu'un torseur est un glisseur, on peut par exemple montrer que son automoment est nul. L'automoment est le produit de la résultante du moment d'un torseur. Il est identique en tout point. C'est un invariant du torseur (comme la résultante).

Dans le cas ci-contre, si on isole 2, 3 et  $h$  (qui pourrait être une action hydraulique). Ainsi, si  $\{T_{12}\}$  et  $\{T_{43}\}$  sont des glisseurs de « centres » respectifs  $A$  et  $B$  et qu'on note  $\vec{u} = \frac{\overrightarrow{AB}}{\|\overrightarrow{AB}\|}$ . Alors on a  $\{T_{12}\} = -\{T_{43}\} = \left\{ \begin{array}{c} F\vec{u} \\ 0 \end{array} \right\}_A$ .

**Il faut bien comprendre que  $\{T_{12}\}$  et  $\{T_{43}\}$  pouvaient avoir chacun 2 ou 3 inconnues et que maintenant nous avons au total UNE inconnue.**



### 8.3.3 Isoler les solides soumis à 3 glisseurs ou plus

La stratégie est toujours la suivante :

1. **Isoler la pièce.**
2. **Réaliser le bilan des actions mécaniques, en écrivant les torseurs et en laissant de la place à gauche de la feuille pour les déplacer.**
3. **Citer L'équation du PFS qu'on va utiliser.** Cela peut être le théorème de la résultante statique (TRS) suivant l'axe  $\vec{u}$  ou le théorème du moment statique (TMS) au point  $A$  en projection sur  $\vec{u}$ .
4. **Effectuer la résolution.** (Déplacer les torseurs, appliquer le PFS.)
5. **Réitérer avec un autre isolement.**

### 8.3.4 Oui, mais quel est le problème ?

Le problème est de choisir L'équation. Je dirai qu'il faut écrire le théorème qui correspond à la mobilité de la pièce isolée, mais cela a-t-il vraiment un sens ? Prenons des exemples...

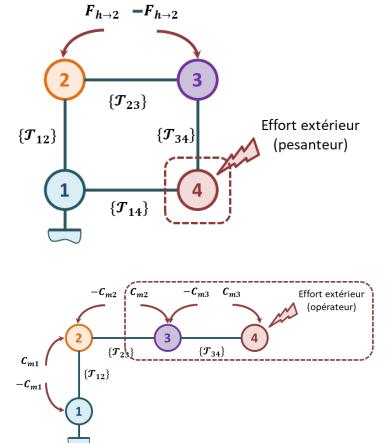
Si on a isolé 4 et que  $\{T_{14}\}$  est une liaison pivot d'axe  $(A, \vec{z})$ , on réalisera un théorème du moment statique en  $A$  en projection suivant  $\vec{z}$ .

Si on a isolé 4 et que  $\{T_{14}\}$  est une liaison glissière de direction  $\vec{u}$ , on réalisera un théorème de la résultante statique en projection suivant  $\vec{u}$ .

... Est-ce que c'est plus clair?... J'espère...

Si on cherche une relation entre l'effort extérieur et  $C_{m2}$ , que la liaison entre 2 et 3 est une liaison pivot d'axe  $(B, \vec{x})$ , on isolera {3 et 4} et on réalisera un théorème du moment statique en  $B$  en projection suivant  $\vec{x}$ .

... Toujours pas clair?... Si?



### 8.3.5 Il y a plus qu'à ...

Petite remarque pour finir : le produit mixte. Lorsqu'on applique un TMS suivant une direction, le produit mixte peut être un bon outil :  $\overrightarrow{\mathcal{M}(B, 1 \rightarrow 2)} \cdot \vec{z} = (\overrightarrow{\mathcal{M}(A, 1 \rightarrow 2)} + \overrightarrow{BA} \wedge \overrightarrow{R(1 \rightarrow 2)}) \cdot \vec{z} = \overrightarrow{\mathcal{M}(A, 1 \rightarrow 2)} \cdot \vec{z} + (\overrightarrow{BA} \wedge \overrightarrow{R(1 \rightarrow 2)}) \cdot \vec{z} \dots$  et  $(\vec{u} \wedge \vec{v}) \cdot \vec{z} = (\vec{v} \wedge \vec{z}) \cdot \vec{u} = (\vec{z} \wedge \vec{u}) \cdot \vec{v}$ .

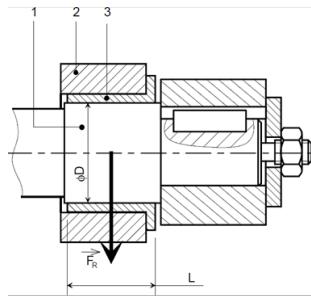


# Application 1

## Modélisation des actions mécaniques – Sujet

### Torseur des actions mécaniques transmissibles dans un coussinet

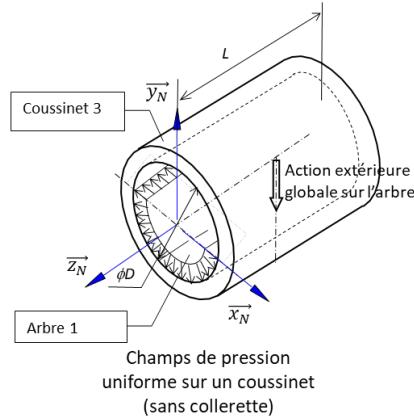
Un coussinet (ou bague) est un élément technologique permettant de réaliser des liaisons pivot. Suivant les cas d'utilisation d'un système, un chargement sur l'arbre est transmis au coussinet.



Montage d'un coussinet



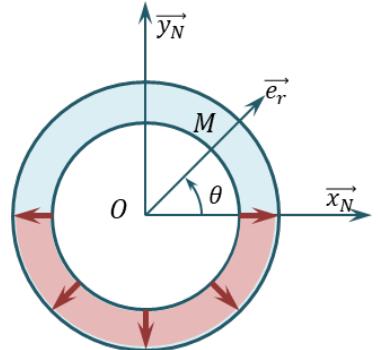
Coussinet seul



B2-14

C1-05

C2-07



On donne le modèle suivant où le champ de pression de l'arbre sur le coussinet est uniforme pour  $\theta \in [\pi, 2\pi]$ . On note  $R = \frac{D}{2}$  le rayon du coussinet.

**Question 1** Déterminer la résultante des actions mécaniques de 1 sur 3. On la note  $\overrightarrow{R(1 \rightarrow 3)}$ .

**Question 2** Déterminer  $\overrightarrow{\mathcal{M}(O, 1 \rightarrow 3)z_N}$ .

On considère maintenant que la pression n'est pas uniforme et vaut au point  $M$   $p(M) = p_0 \sin \theta$ .

**Question 3** Justifier que  $\overrightarrow{R(1 \rightarrow 3)}$  n'a une composante que sur  $\vec{y}$ .

**Question 4** Déterminer la résultante des actions mécaniques de 1 sur 3. On la note  $\overrightarrow{R(1 \rightarrow 3)}$ . On rappelle que  $\sin^2 \theta = \frac{1 - \cos 2\theta}{2}$ .

Éléments de correction

$$2. \overrightarrow{\mathcal{M}(O, 1 \rightarrow 3)x_N} = 0.$$

$$3. \overrightarrow{R(1 \rightarrow 3)} = -LDp \vec{y}.$$

## Détermination des efforts dans une structure étayée

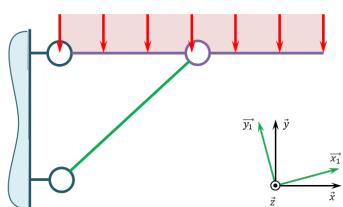


FIGURE 8.1 – Modélisation initiale

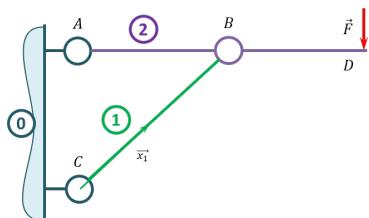


FIGURE 8.2 – Modélisation retenue

### Éléments de correction

$$3. \quad X_{02} = -F \frac{a+b}{a \tan \alpha}, \quad F_{01} = F \frac{a+b}{a \sin \alpha}, \quad Y_{02} = -\frac{b}{a} F.$$



# Application 2

## Modélisation des actions mécaniques – Sujet

Ressources de Stéphane GENOËL.

### Exercice 1 : Assemblage par fretteage

Le fretteage consiste à encastrer deux pièces en utilisant le phénomène d'adhérence.

Avant l'assemblage réalisé à l'aide d'une presse, l'arbre 1 possède un diamètre légèrement supérieur à celui de l'alésage (trou cylindrique) de la pièce 2 dans laquelle il vient se loger.

Après fretteage, il subsiste donc une pression de contact  $p$  (souvent supposée uniforme sur toute la surface de contact) entre les deux pièces.

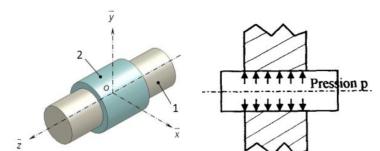
Les caractéristiques de cet assemblage par fretteage sont les suivantes :

- $R$  : rayon de l'arbre 1;
- $L$  : longueur du contact;
- $f$  : facteur d'adhérence entre les deux pièces.

B2-14

C1-05

C2-07



#### Objectif

Déterminer l'effort axial maximal transmissible et le couple maximal transmissible d'une pièce à l'autre.

### Effort axial maximal transmissible

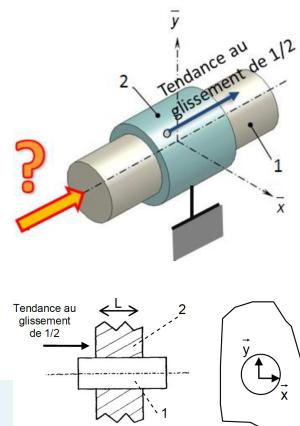
L'effort axial maximal transmissible correspond à la valeur maximale de la composante axiale de la résultante de l'action mécanique qui peut être transmise d'une pièce à l'autre sans qu'elles se désolidarisent.

Pour simplifier notre étude, on considère la pièce 2 fixe et on cherche à déterminer la composante axiale de la résultante de l'action mécanique à appliquer à la pièce 1 pour atteindre le glissement de  $1/2$  suivant  $-\vec{z}$ .

**Question 1** Refaire en grand les 2 schémas : un dans le plan  $(\vec{y}, \vec{z})$  et l'autre dans le plan  $(\vec{x}, \vec{y})$ , en plaçant les actions élémentaires normale et tangentielle de 2 sur 1 en un point Q quelconque de la surface de contact.

**Question 2** Exprimer  $\overrightarrow{dF_{2 \rightarrow 1}(Q)}$ .

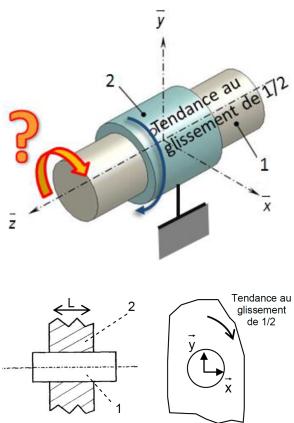
**Question 3** Déterminer la résultante axiale maximale transmissible en fonction de  $p$  et des caractéristiques géométriques du fretteage.



## Couple maximal transmissible

Le couple (ou moment) maximal transmissible correspond à la valeur maximale de la composante sur l'axe  $\vec{z}$  du moment résultant de l'action mécanique qui peut être transmise d'une pièce à l'autre sans qu'elles se désolidarisent.

Pour simplifier notre étude, on considère la pièce 2 fixe et on cherche à déterminer la composante sur l'axe  $\vec{z}$  du moment résultant de l'action mécanique à appliquer à la pièce 1 pour atteindre le glissement de  $1/2$  autour de  $\vec{z}$ .



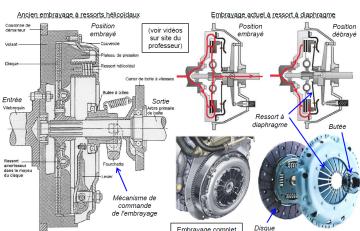
**Question 4** Refaire en grand les 2 schémas : un dans le plan  $(\vec{y}, \vec{z})$  et l'autre dans le plan  $(\vec{x}, \vec{y})$ , en plaçant les actions élémentaires normale et tangentielle de 2 sur 1 en un point  $Q$  quelconque de la surface de contact.

**Question 5** Exprimer  $\overrightarrow{dF_{2 \rightarrow 1}(O)}$ .

**Question 6** Déterminer le couple maximal transmissible en fonction de  $p$  et des caractéristiques géométriques du frettage.

## Exercice 2 : Embrayage à friction mono disque de véhicules automobiles (surfaces de friction plane)

Situé en amont des boîtes à vitesses, l'embrayage mono disque a pour rôle de désolidariser le moteur de la boîte afin de pouvoir changer de rapports, ou lorsque le véhicule est arrêté moteur tournant au ralenti.

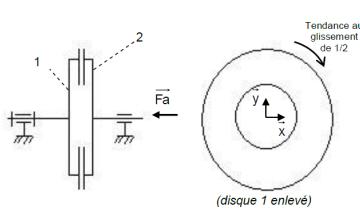


**Position embrayée :** le disque est fortement serré entre deux surfaces lisses (plateau et volant) par la pression des ressorts. Le tout tournera donc d'un bloc, sans glissement et sans pertes.

**Position débrayée :** la poussée du conducteur sur la pédale contrebalance la force des ressorts. Le disque, sous l'effet des vibrations, coulisse alors légèrement sur ses cannelures pour se positionner entre les surfaces lisses (plateau et volant), sans les toucher. Les vitesses angulaires du volant-plateau (solidaires du vilebrequin) et du disque (solidaire des roues par l'intermédiaire de la transmission) peuvent alors différer sans que le disque ne frotte.

On modélise l'embrayage par 2 disques creux identiques (1 et 2) en contact grâce à une action axiale  $\vec{F}_a$ .

Le rayon intérieur des 2 disques vaut :  $R_{\min}$ . Le rayon extérieur des 2 disques vaut :  $R_{\max}$ . On donne  $f$  le facteur d'adhérence entre les deux pièces.



**Question 7** Refaire en grand les 2 schémas ci-dessus : un dans le plan  $(\vec{y}, \vec{z})$  et l'autre dans le plan  $(\vec{x}, \vec{y})$ , en plaçant les actions élémentaires normale et tangentielle de 2 sur 1 en un point  $Q$  quelconque de la surface de contact.

**Question 8** Exprimer  $\overrightarrow{dF_{2 \rightarrow 1}(O)}$ .

**Question 9** Déterminer le couple maximal transmissible en fonction de  $p$  et des caractéristiques géométriques de l'embravage.

**Question 10** Déterminer l'action axiale  $\vec{F}_a$  qui crée les  $\overrightarrow{dN}$  en fonction de  $p$  et des caractéristiques géométriques de l'embrayage

**Question 11** En déduire le couple maximal transmissible en fonction de  $F_a$  (et non en fonction de  $n$ ) et des caractéristiques géométriques de l'embrayage.

### Exercice 3 : Embrayage conique des synchroniseurs de boîte de vitesses (surface de friction coniques)

Les boîtes de vitesses automobiles ont pour particularité d'avoir tous leurs engrenages en prise. Les pignons et roues situés sur l'arbre primaire (arbre qui sera lié à l'arbre moteur) sont en liaison pivot sur ce dernier donc ils tournent tous à des vitesses différentes autour de cet arbre. Ces pignons et roues sont appelés pignons « fous » et roues « folles »

Les pignons et roues situés sur l'arbre secondaire sont solidaires de ce dernier donc ils tournent tous à la même vitesse.

Le rôle de la boîte de vitesses est de mettre en liaison encastrement un des pignons (ou roues) fous de l'arbre primaire avec l'arbre primaire. Or pour pouvoir solidariser un des pignons fous et son arbre, il faut synchroniser leurs régimes de vitesses, et c'est là le rôle des synchroniseurs.

On modélise le pignon fou et l'anneau de synchronisation par 2 cônes en contact grâce à une action axiale  $\vec{F}_a$ .

Le rayon maximal des 2 cônes vaut :  $R_{\max}$ . Le rayon minimal des 2 cônes vaut :  $R_{\min}$ . Le demi-angle au sommet des 2 cônes vaut  $\alpha$ . On donne  $f$  le facteur d'adhérence entre les deux pièces.

**Question 12** Refaire en grand les 2 schémas ci-dessus : un dans le plan ( $\vec{y}, \vec{z}$ ) et l'autre dans le plan ( $\vec{x}, \vec{y}'$ ), en plaçant les actions élémentaires normale et tangentielle de 2 sur 1 en un point Q quelconque de la surface de contact.

**Question 13** Exprimer  $d\overrightarrow{F}_{2 \rightarrow 1}(Q)$ .

**Question 14** Déterminer le couple maximal transmissible en fonction de  $p$  et des caractéristiques géométriques de l'embrayage.

**Question 15** Déterminer l'action axiale  $\vec{F}_a$  qui crée les  $d\vec{N}$  en fonction de  $p$  et des caractéristiques géométriques de l'embrayage.

**Question 16** En déduire le couple maximal transmissible en fonction de  $F_a$  (et non en fonction de  $p$ ) et des caractéristiques géométriques de l'embrayage.

**Question 17** Déterminer le modèle global de l'action mécanique de l'arbre 2 sur le bâti 1 sous forme d'un torseur exprimé au point  $O$ .

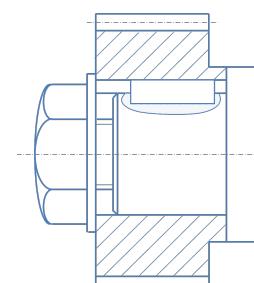
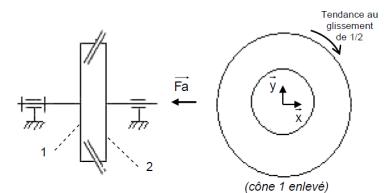
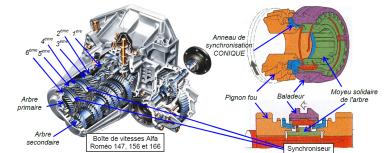
### Couple transmis par une clavette

On cherche à connaître le couple transmissible autour de  $\vec{z}$ , axe du pignon.

La clavette est de hauteur  $2h$  et de largeur  $l$ . On note  $p$  le champ de pression uniforme du pignon sur une demi-clavette.  $p$  est appelée pression de matage.

$O$  est un point de l'axe.

**Question 18** Déterminer le couple transmissible par la clavette.



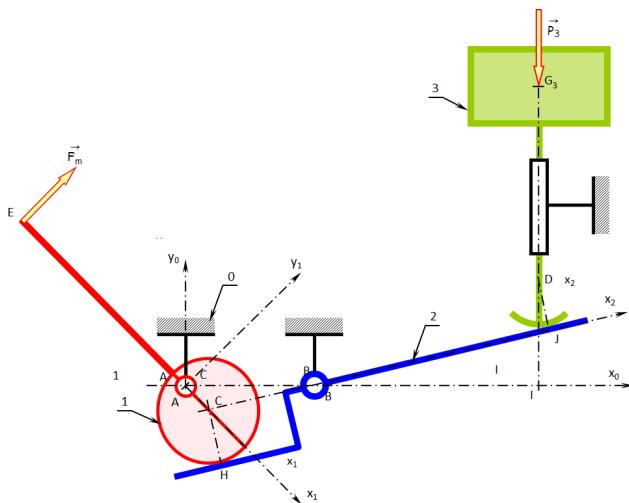


# Application 3

## Mécanisme de levage – Sujet

Le mécanisme représenté schématiquement ci-dessus est destiné à assurer le levage d'une charge liée au coulisseau (3) au moyen d'un levier à excentrique (1) et d'un balancier (2).

Ressources de l'équipe pédagogique La Martinière Monplaisir.



B2-14

C1-05

C2-07

### Objectif

Objectif : Dans cette étude, on va mettre en évidence l'influence du frottement sur l'équilibre d'un système.

On note  $\vec{P}_3$  le poids de la charge appliquée sur le coulisseau et  $\vec{F}_m$  l'effort appliqué en E par l'opérateur sur le levier à excentrique (1).

### Paramétrage géométrique

$$\begin{aligned} \vec{AB} &= L_0 \vec{x}_0; \vec{AE} = -L_1 \vec{x}_1; \vec{BI} = d_0 \vec{x}_0; \vec{AC} = e_1 \vec{x}_1; \vec{HC} = R_1 \vec{y}_2; \vec{BJ} = \lambda_{32} \vec{x}_2; \vec{ID} = \\ &\lambda_{30} \vec{y}_0; \vec{JD} = R_3 \vec{y}_2; (\vec{x}_0, \vec{x}_1) = \theta_{(1/0)}; (\vec{x}_0, \vec{x}_2) = \theta_{(2/0)}. \end{aligned}$$

**On suppose dans un premier temps que toutes les liaisons sont sans frottement.**

**Question 1** Justifier que le système est statiquement plan.

**Question 2** En écrivant les équations associées à l'équilibre de chacune des pièces, établir la relation liant  $F_m$  et  $P_3$  à l'équilibre. On cherchera à écrire le minimum d'équations.

**Question 3** Pour quelle(s) valeur(s) particulière(s) de  $\theta_{1/0}$  l'équilibre est-il possible avec un effort  $F_m$  nul ?

**Question 4** Établir les équations permettant de relier la translation  $\lambda_{3/0}$  du coulisseau, la position angulaire  $\theta_{(1/0)}$  et les constantes géométriques du mécanisme.

**Question 5** En établissant un bilan de puissance, vérifier les relations obtenues.

**On suppose que les contacts en  $H$  et  $J$  s'effectuent avec frottement de même coefficient  $f$**

**Question 6** On suppose que les contacts en  $H$  et  $J$  s'effectuent avec frottement de même coefficient  $f$ . Reprendre la question 2 dans le cadre de cette hypothèse. On se place dans la situation de descente de la charge.

Distinguer deux situations, selon que  $J$  est situé au-dessus ou en dessous de l'axe  $(B, \vec{x}_0)$ .

**Question 7** Définir le domaine de valeurs de  $\theta_{(1/0)}$  pour lequel l'équilibre du système est possible sans exercer d'effort sur le levier (1) ( $F_m = 0$ ).

# Application 4

## Suspension automobile – Sujet

Ressources de Florestan MATHURIN.

On s'intéresse à une suspension automobile dont on donne ci-dessous un extrait de cahier des charges fonctionnel ainsi qu'une modélisation. L'objectif est de vérifier si la suspension satisfait le niveau du critère d'affaissement statique maximal du cahier des charges, c'est à dire vérifier si la voiture, soumise à son propre poids, s'affaisse de moins ou de plus de 12 cm, suite à l'écrasement des amortisseurs.

**Question 1** Déterminer toutes les inconnues d'effort en fonction de  $F_{06}$ .

Données :  $a = 16\text{cm}$ ,  $b = 33\text{cm}$ ,  $c = 8\text{cm}$ ,  $d = 25\text{cm}$ ,  $h = 3\text{cm}$ ,  $L = 15\text{cm}$ ,  $e = 9\text{cm}$ ,  $\mu = 18\text{cm}$ .

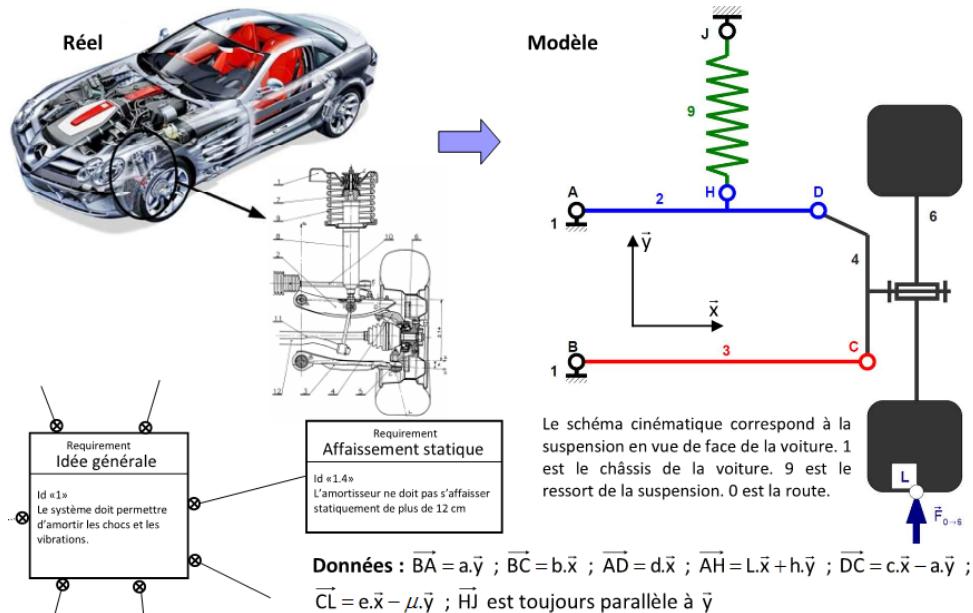
La raideur du ressort est  $k = 100\,000\text{N/m}$ . La masse de la voiture est de 2200 kg.

**Question 2** Conclure quant à la capacité de la suspension de voiture à satisfaire l'exigence Affaissement statique du cahier des charges.

B2-14

C1-05

C2-07





# Application 5

## Étude d'un robot Kuka – Sujet

D'après CCP MP 2010.

## Mise en situation

Le robot Kuka, objet de cette étude, a pour objectif la palettisation de bidons utilisés en agriculture biologique (compléments permettant d'améliorer les qualités nutritives des produits agricoles).

## Objectif

Suite à l'appui sur le bouton d'arrêt d'urgence, le robot doit immédiatement s'immobiliser dans la position courante. On souhaite alors vérifier que les freins équipant le robot sont suffisants pour assurer sa configuration d'équilibre dans le cas d'une charge maximale de 50 daN (préhenseur + bidon de 40 litres) et qu'il ne faudra pas mettre des actionneurs en parallèle.

On se place dans la situation particulière définie figure suivante avec  $\alpha_2 = -90^\circ$  et  $\alpha_3 = +90^\circ$ .

On donne :

- $O_2O_3 = O_6O_7 = 1250 \text{ mm};$
  - $O_3O_{10} = O_8O_9 = 1350 \text{ mm};$
  - $O_2O_6 = O_3O_7 = O_3O_8 = O_9O_{10} = 500 \text{ mm};$
  - $\vec{P} = -500\vec{z}_4.$

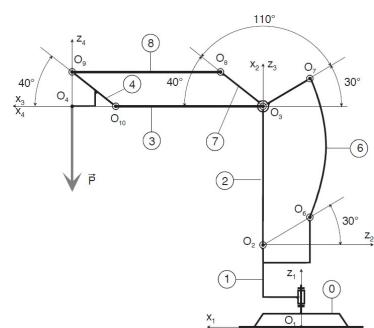
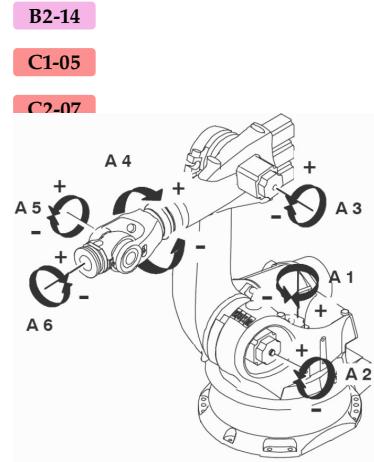
On admettra pour simplifier que le point  $O_4$  est situé sur l'axe  $\vec{x}_3$  et que l'axe  $\vec{z}_4$  passe par le point  $O_9$ . De même, les poids propres des pièces seront négligés par rapport aux autres actions.

Les liaisons pivot sont supposées parfaites (pas de frottement).

Les couples de freinage maxi  $Mf_2$  et  $Mf_3$  des freins associés aux moteurs  $M_2$  et  $M_3$  sont de 5 mN sur l'arbre moteur. On leur adjoint en série un réducteur de rapport 1/200.

**Question 1** Réaliser le graphe de structure du mécanisme.

**Question 2** Déterminer les actions de la barre 8 sur le poignet 4 et du bras 3 sur le poignet 4.



**Question 3** En isolant l'ensemble 3 et 4 et en considérant les informations fournies dans le tableau suivant, déterminer l'expression du moment  $Mf_3$  correspondant à l'action du frein sur la pièce 3 en  $O_3$ .

Moteur	Axe	Monté sur	Entraîne	Nmaxi (tr.min <sup>-1</sup> )	Puissance (kW)	Réducteur	Frein (Nm)
M1	A1	<b>0</b>	<b>1</b>	3500	4,5	200	5
M2	A2	<b>1</b>	<b>2</b>	3500	3,5	200	5
M3	A3	<b>2</b>	<b>3</b>	3500	2,5	200	5
M4	A4	<b>4</b>	<b>5</b>	3500	1,5	100	5

Le dispositif de freinage ne permet qu'un couple maxi de 5 mN sur l'axe moteur.

**Question 4** Quel est alors le couple de freinage disponible en sortie du réducteur ?

**Question 5** Le maintien du freinage est-il assuré ?

On veut alors vérifier que le dispositif de freinage du moteur  $M_2$  convient.

**Question 6** En isolant la pièce 7, déterminer l'action de la barre 6 sur la pièce 7.

**Question 7** En considérant l'ensemble 2, 3, 4, 7, 8, déterminer l'expression du moment  $Mf_2$  correspondant à l'action du frein sur la pièce 2 en  $O_2$ . Calculer  $Mf_2$ .

**Question 8** Le dispositif de freinage étant identique à celui de l'axe 3, le maintien du freinage est-il assuré ?