Étudier l'équilibre d'un mécanisme

Table des matières

I - Remarques préliminaires	4
1. Définitions	4
2. Référentiel galiléen	4
3. Isolement d'un système matériel	4
II - Principe Fondamental de la Statique	6
1. Définition générale	6
2. Théorèmes	6
III - Méthodologie de résolution	8
1. Problématique et hypothèses de départ 1.1. Problématique 1.2. Hypothèses	8
2. Inventaire du milieu environnant	9
3. Décompte du nombre d'inconnues et du nombre d'équations	9
4. Résolution effective	10
IV - Exercice : Conditions d'équilibre dans un cas spatial simple	12
V - Équilibres particuliers	14
1. Système soumis à l'action de deux glisseurs	14
2. Système soumis à l'action de trois glisseurs	15
3. Arc-boutement	17
4. Coincement	18
VI - Cas d'un problème plan	19
1. Conditions d'étude dans un plan	19
2. Exercice : Conditions d'équilibre exprimées dans le plan (sans frotter	nent)19
3. Exercice : Conditions d'équilibre exprimées dans le plan (avec frotter	ment)21
4. Résolution graphique	22

Solutions des exercices

24

Remarques préliminaires



1. Définitions

Équilibre
Définition

Un mouvement nul est appelé équilibre.
La Statique s'intéresse aux états d'équilibre.

Système matériel
Définition

Un ensemble d'objets réels (solides, fluides) peut être appelé **système matériel**.

2. Référentiel galiléen

Un espace-temps, ou **référentiel**, peut être défini comme l'association d'un **repère** à trois dimensions (longueurs en mètre) et d'une **chronologie** (temps en seconde).

Les repères suivants peuvent être considérés comme galiléens :

- Le **repère** de Copernic ou **héliocentrique**, utilisé par exemple pour l'étude des fusées interplanétaires.
 - o centre : centre d'inertie du système solaire
 - o directions: trois directions stellaires
- Le **repère géocentrique**, utilisé par exemple pour l'étude des satellites au voisinage de la Terre, ou de systèmes sur de longues durées (cf. pendule de Foucault).
 - o centre : centre d'inertie de la Terre
 - o directions: trois directions stellaires
- Un repère terrestre, utilisé pour l'étude de systèmes proches de la surface terrestre.

Tout repère en **translation rectiligne uniforme** par rapport à un repère galiléen, est lui-même galiléen.

3. Isolement d'un système matériel

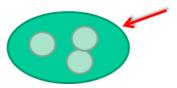


Afin d'étudier les actions mécaniques relatives à un système matériel E quelconque, il est nécessaire de l'**isoler**, c'est-à-dire de le rendre **distinct de son environnement** :

- décrire E revient à détailler les éléments de E
- ullet décrire $ar{E}$ revient à lister les éléments extérieurs à E (ayant une influence sur son comportement).

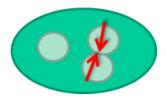
Actions mécaniques extérieures et intérieures





Effort extérieur

• Une action mécanique **extérieure** à un système E est exercée par un des éléments de \bar{E} sur un des éléments de E.



Efforts intérieurs

• Une action mécanique **intérieure** à un système E est exercée par un des éléments de E sur un autre élément de E.

Principe Fondamental de la Statique



1. Définition générale

Équilibre d'un système matériel quelconque



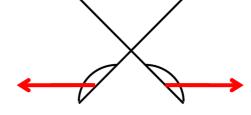
Pour qu'un système matériel E soit en équilibre par rapport à un référentiel galiléen, il faut que le torseur des actions mécaniques extérieures à E soit nul à chaque instant.

$$\left\{ \mathcal{F}(\bar{E} \to E) \right\} = \{0\}$$



La réciproque est fausse! Ce n'est pas parce que le torseur des actions mécaniques extérieures à un système est nul que ce système est en équilibre.

Un exemple simple : la paire de ciseaux.



Exemple réciproque du PFS

2. Théorèmes

En détaillant les éléments de réduction du torseur des actions mécaniques extérieures, on obtient ce qui est encore souvent appelé les "théorèmes généraux" de la Statique.

Théorème de la Résultante Statique (TRS)



Définition

E est en équilibre par rapport à R_g implique que la résultante des actions mécaniques extérieures est nulle :

$$\overrightarrow{R(\bar{E} \to E)} = \vec{0}$$

Théorème du Moment Statique (TMS)



Définition

E est en équilibre par rapport à R_g implique que le moment des actions mécaniques (exprimé en n'importe quel point, ici A) est nul :

$$\overrightarrow{\mathcal{M}_A(\bar{E} \to E)} = \vec{0}$$



En projetant ces deux théorèmes sur les trois axes d'un repère orthonormé, on obtient six équations scalaires.

Théorème des actions mutuelles (ou réciproques)



Q Définition

Si un système E_1 exerce une action mécanique sur E_2 , alors celle qu'exerce E_2 sur E_1 est opposée.

Démonstration du théorème des actions mutuelles



Complément

1.
$$\left\{ \mathcal{F}(\bar{E} \to E) \right\} = \left\{ \mathcal{F}(\bar{E} \to E_1) \right\} + \left\{ \mathcal{F}(\bar{E} \to E_2) \right\} = \{0\}$$

2. $\left\{ \mathcal{F}(\bar{E}_1 \to E_1) \right\} = \left\{ \mathcal{F}(\bar{E}_2 \to E_1) \right\} + \left\{ \mathcal{F}(\bar{E} \to E_1) \right\} = \{0\}$
3. $\left\{ \mathcal{F}(\bar{E}_2 \to E_2) \right\} = \left\{ \mathcal{F}(\bar{E}_1 \to E_2) \right\} + \left\{ \mathcal{F}(\bar{E} \to E_2) \right\} = \{0\}$
1-2-3 donne: $\left\{ \mathcal{F}(E_2 \to E_1) \right\} + \left\{ \mathcal{F}(E_1 \to E_2) \right\} = \{0\}$

Méthodologie de résolution



1. Problématique et hypothèses de départ

1.1. Problématique



Plusieurs objectifs différents peuvent apparaître ; ne pas les perdre de vue afin de mener l'étude de manière efficace.

a) Un objectif : relier des inconnues de liaison aux données ...

Il s'agira alors de déterminer les composantes des actions mécaniques de liaison en fonction :

- des actions mécaniques extérieures au mécanisme (A.M. d'entrée ou de sortie) données par l'énoncé
- et de la **géométrie** du mécanisme.



- 1. Si toutes les composantes sont déterminées alors le mécanisme (sa modélisation) est **isostatique**.
- 2. Si certaines composantes ne sont pas déterminées alors le mécanisme (sa modélisation) est **hyperstatique**.

b) Autre objectif : obtenir une loi entrée-sortie du point de vue des efforts

L'objectif peut être aussi de déterminer la ou (les) relation(s) entre les actions mécaniques extérieures au système, et les paramètres géométriques définissant la position d'équilibre du mécanisme.



On définit ainsi la ou les **mobilités** attendues du mécanisme (loi(s) **entrée-sortie** du point de vue des actions mécaniques).

1.2. Hypothèses

Les **hypothèses** faites au départ doivent être examinées avec soin :

- solides indéformables
- liaisons parfaites ou non
- problème spatial ou problème plan
- ..

Ne pas oublier les simplifications proposées par l'énoncé dans la suite de l'étude!

2. Inventaire du milieu environnant

Il s'agit de faire la **liste exhaustive** de tous les éléments **extérieurs** au système en relation avec lui.

S'il n'est pas disponible dans l'énoncé, **tracer un graphe des liaisons "enrichi"** (ou graphe de structure). Cela a plusieurs avantages :

- cela permet facilement (et rapidement) de faire l'inventaire des solides en contact : à chaque contact correspondent des actions mécaniques transmises par les liaisons,
- les actions mécaniques exercées à distance, ou d'autres supplémentaires (couples moteur, ressort) doivent être ajoutées au graphe et représentées par des vecteurs



Pour les liaisons parfaites, on connaît la forme de leur torseur des actions mécaniques transmissibles.



Ne pas chercher à ce stade de l'étude à modéliser **systématiquement** les actions mécaniques appliquées par ces éléments extérieurs (c'est-à-dire à écrire leur torseur de manière détaillée)!

3. Décompte du nombre d'inconnues et du nombre d'équations

Deux objectifs correspondent à cette étape :

- se faire une **opinion** sur la faisabilité de la résolution (nombre d'équations et nombre d'inconnues)
- localiser les **inconnues recherchées** et **celles que l'on veut éviter** pour résoudre rapidement le problème

3.1. Équations

En traduisant l'équilibre de **n** solides ou groupe de solides du système, on obtient **au maximum** :

- **6n** équations scalaires (modélisation spatiale)
- **3n** équations scalaires (modélisation plane (cf. p.19))



Parfois, certaines des équations ne seront pas utiles (par exemple 0=0).

Nombre d'isolements indépendants possibles



Le nombre d'isolements indépendants qu'il est possible d'effectuer, donc le nombre de traductions d'équilibre qu'il est possible d'écrire, est égal au **nombre de classes d'équivalence du mécanisme sans le bâti**. En effet, **il n'est pas possible d'isoler le bâti** afin de déterminer toutes les actions mécaniques extérieures qu'il subit.

En revanche, on n'est pas du tout obligé d'isoler les classes d'équivalence seules à chaque fois : on peut les regrouper.

Mécanisme à 3 classes d'équivalence en plus du bâti



Soit un mécanisme modélisé par 3 classes d'équivalence 1,2 et 3 en plus du bâti 0.

Les isolements indépendants possibles (donc le nombre d'application du PFS possibles) sont au nombre de 3 mais chacun des trois peut être :

- 1 ou 2 ou 3 seul
- 1+2 ou 1+3 ou 2+3
- 1+2+3

On évitera évidemment les redondances : on ne vas pas isoler 1+2 si l'on a déjà isolé 1 puis 2 précédemment.

3.2. Inconnues

Inconnues de liaison

Chaque liaison du mécanisme apporte plus ou moins d'inconnues (composantes d'actions mécaniques transmissibles).

Liaisons avec frottement



Attention

La présence de frottement au sein des liaisons fait apparaître certaines composantes dans les torseurs d'actions mécaniques transmissibles, mais ce ne sont pas forcément des inconnues, car :

- en utilisant les lois de Coulomb pour le frottement sec, la composante tangentielle T pourra être remplacée par $f \cdot N$, et N sera une inconnue déjà comptabilisée
- la direction et le signe de la composante tangentielle T seront connus car déterminés grâce à la vitesse de glissement (effective ou potentielle)

Inconnues supplémentaires apportées par l'énoncé

L'énoncé peut donner d'autres inconnues (généralement recherchées), comme un couple moteur C, ou spécifier que certaines inconnues correspondent à un paramètre que l'on peut faire varier (masse d'un objet, par exemple).

4. Résolution effective

Quel théorème du PFS appliquer?



Fondamental

Souvenons-nous de la relation de Varignon :

$$\overrightarrow{\mathcal{M}_B} = \overrightarrow{\mathcal{M}_A} + \overrightarrow{BA} \wedge \overrightarrow{R}$$

Si une inconnue recherchée est une **composante de résultante**, alors on pourra l'obtenir par application :

- du TRS: elle sera alors exprimée en fonction d'autres composantes de résultante (inconnues ou pas)
- **ou** du **TMS** en un point (cf. Varignon) : elle sera alors exprimée en fonction de composantes de moment (inconnues ou pas), et de paramètres géométriques.

Si une inconnue recherchée est une composante de moment, on ne pourra l'obtenir que par application du TMS en un point (car le TRS ne fait pas intervenir de moment).

Elle sera alors exprimée en fonction (cf. Varignon):

- d'autres composantes de moment (inconnues ou pas)
- de composantes de résultante (inconnues ou pas)
- et de paramètres géométriques.



Une fois la stratégie de résolution choisie et mise en place, il faut pour chaque système isolé :

- 1. faire le **B**ilan des **A**ctions **M**écaniques **E**xtérieures (**BAME**) en écrivant pour chacune le torseur d'efforts en son point d'application
- 2. relier ces torseurs par une application du Principe Fondamental de la Statique (PFS) en veillant à choisir si nécessaire un point commun d'expression des moments (et appliquer Varignon si nécessaire)
- 3. projeter sur les directions ou axes **nécessaires à la résolution** afin d'obtenir des équations scalaires
- 4. résoudre les équations choisies.

Systèmes soumis à deux glisseurs



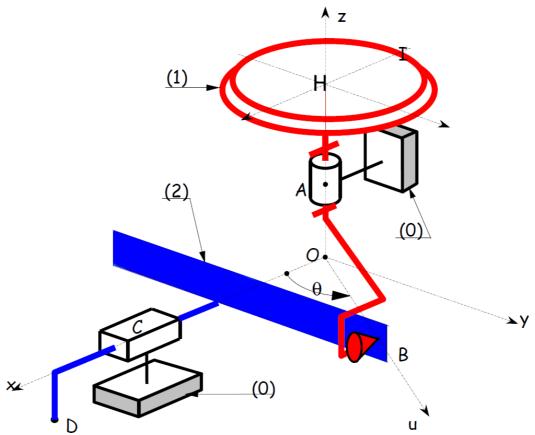
Chercher les systèmes soumis à deux glisseurs (cf. p.14) permet d'identifier à chaque fois une direction d'effort et de supprimer des composantes d'actions mécaniques inconnues.

Exercice : Conditions d'équilibre dans un cas spatial simple





Le schéma cinématique ci-dessous modélise un mécanisme de transformation du mouvement de rotation continue en mouvement de translation alternative (type "bielle manivelle"). Ce type de mécanisme est utilisé en particulier dans les scies sauteuses.



L'objectif de l'exercice consiste à analyser l'équilibre de ce modèle et plus particulièrement de **déterminer les actions mécaniques présentes dans les liaisons**.

Les actions mécaniques extérieures connues sont :

- l'action appliquée au coulisseau 2, dont le torseur d'action s'écrit en D : $\{\mathcal{T}(ext \to 2)\} = \begin{cases} \vec{R}_{ext \to 2} = D_X \vec{x} + D_Y \vec{y} + D_Z \vec{z} \\ \vec{M}_{(D)ext \to 2} = \vec{0} \end{cases}$
- et l'action appliquée par le pignon conique à la roue appartenant à l'arbre 1, notée : $\{\mathcal{T}(pig \to 1)\} = \left\{ \begin{array}{c} \vec{R}_{pig \to 1} = R\vec{x} + T\vec{y} A\vec{z} \\ \vec{M}_{(I)pig \to 1} = \vec{0} \end{array} \right\}$

En effet, l'action du pignon sur la roue est supposée ponctuelle en I, de composantes radiale, tangentielle et axiale respectivement notées R, T et A.

Paramètres:
$$\overrightarrow{IH} = r \ \vec{x} \ ; \overrightarrow{OB} = e \ \vec{u} \ ; \overrightarrow{OD} = d \ \vec{x} - f \ \vec{z} \ ; \overrightarrow{OH} = h \ \vec{z} \ ; \theta = \left(\vec{x}, \overrightarrow{OB} \right) = (\vec{x}, \vec{u})$$

Question 1 [solution n°1 p. 24]

Exprimer les conditions d'équilibre des pièces (1) et (2) en écrivant pour chacune les six équations scalaires.

Question 2 [solution n°2 p. 25]

Résoudre le système mis en place afin d'exprimer les inconnues de liaison en fonction des actions mécaniques extérieures.

Équilibres particuliers



1. Système soumis à l'action de deux glisseurs

1.1. Définition



Si un système est en équilibre dans un référentiel galiléen sous l'action de **deux glisseurs**, alors ces deux glisseurs sont **opposés**.



La réciproque est bien entendu fausse!

Démonstration



$$\{\mathcal{F}_{A}(Ext/S)\} = \begin{cases} \overrightarrow{A_{Ext/S}} \\ \overrightarrow{0} \end{cases}$$
 et
$$\{\mathcal{F}_{B}(Ext/S)\} = \begin{cases} \overrightarrow{B_{Ext/S}} \\ \overrightarrow{0} \end{cases}$$

$$X$$

Solide soumis à deux glisseurs

Pour que S soit à l'équilibre, il faut que :

$$1.\overrightarrow{A_{Ext/S}} + \overrightarrow{B_{Ext/S}} = \vec{0}$$

2.
$$\overrightarrow{AB} \wedge \overrightarrow{B_{Ext/S}} = \overrightarrow{0}$$
, c'est-à-dire que \overrightarrow{AB} et $\overrightarrow{B_{Ext/S}}$ soient colinéaires

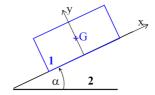
Ainsi : $\overrightarrow{B_{Ext/S}}$ passe par A, et $\overrightarrow{A_{Ext/S}}$ est opposé à $\overrightarrow{B_{Ext/S}}$, donc passe par B.

1.2. Exemple

Solide sur un plan incliné

On suppose l'action de **2** sur **1** modélisable par un glisseur.

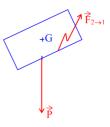
L'objectif est de déterminer le coefficient de frottement minimal pour que **1** reste en équilibre.



Solide sur plan incliné

Bilan des actions mécaniques extérieures au solide isolé 1 :

- poids de ${\bf 1}$ modélisable par un glisseur \vec{P} passant par G (centre de gravité de ${\bf 1})$
- action de contact de 2 sur 1 modélisable par un glisseur $\overrightarrow{F_{2 \to 1}}$ (cf. hypothèse de départ), appliqué en un point inconnu

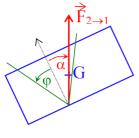


Solide soumis à deux glisseurs

Pour que **1** reste en équilibre, il faut que ces deux glisseurs soient opposés : $\overrightarrow{F_{2\rightarrow 1}}$ est donc vertical et passe par G.

Conclusions supplémentaires grâce aux lois de Coulomb





Selon les lois de Coulomb, pour que $\mathbf{1}$ reste en équilibre, il faut qu'il y ait **adhérence** entre $\mathbf{1}$ et $\mathbf{2}$, donc que $F_{2 \to 1}$ reste à l'intérieur du cône de frottement.

Solide soumis à deux alisseurs

Ainsi, pour que **1** reste en équilibre, il faut que $\alpha < \varphi$.

2. Système soumis à l'action de trois glisseurs

2.1. Définition



Si un système est en équilibre dans un référentiel galiléen sous l'action de **trois** glisseurs, alors :

- 1. les trois axes centraux (supports) sont coplanaires,
- 2. les trois glisseurs sont soit parallèles, soit concourants.



Ce théorème est surtout utile en résolution graphique.

Démonstration



$$\{\mathcal{F}_{A}(Ext/S)\} = \begin{cases} \overrightarrow{A_{Ext/S}} \\ \overrightarrow{0} \end{cases},$$

$$\{\mathcal{F}_{B}(Ext/S)\} = \begin{cases} \overrightarrow{B_{Ext/S}} \\ \overrightarrow{0} \end{cases} \text{ et }$$

$$\{\mathcal{F}_{C}(Ext/S)\} = \begin{cases} \overrightarrow{C_{Ext/S}} \\ \overrightarrow{0} \end{cases}$$

$$\{\mathcal{F}_{C}(Ext/S)\} = \begin{cases} \overrightarrow{C}_{C}(Ext/S) \\ \overrightarrow{0} \end{cases}$$

$$\{\mathcal{F}_{C}(Ext/S)\} = \begin{cases} \overrightarrow{C}_{C}(Ext/S) \\ \overrightarrow{0} \end{cases}$$

$$\{\mathcal{F}_{C}(Ext/S)\} = \begin{cases} \overrightarrow{C}_{C}(Ext/S) \\ \overrightarrow{0} \end{cases}$$

Pour que S soit à l'équilibre, il faut que :

1.
$$\overrightarrow{A_{Ext/S}} + \overrightarrow{B_{Ext/S}} + \overrightarrow{C_{Ext/S}} = \vec{0}$$

2. $\overrightarrow{AB} \wedge \overrightarrow{B_{Ext/S}} + \overrightarrow{AC} \wedge \overrightarrow{C_{Ext/S}} = \vec{0}$

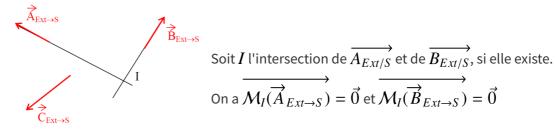
Soit $\overrightarrow{X} = \overrightarrow{AB} \land \overrightarrow{B_{Ext/S}}$, donc perpendiculaire à \overrightarrow{AB} et perpendiculaire à $\overrightarrow{B_{Ext/S}}$, donc perpendiculaire au plan P_1 contenant A, B et $\overrightarrow{B_{Ext/S}}$.

 $\operatorname{Soit} \overrightarrow{Y} = \overrightarrow{AC} \wedge \overrightarrow{C_{Ext/S}}, \text{ donc perpendiculaire à } \overrightarrow{AC} \text{ et perpendiculaire à } \overrightarrow{C_{Ext/S}}, \text{ donc perpendiculaire au plan } P_2 \operatorname{contenant} A, C \operatorname{et} \overrightarrow{C_{Ext/S}}.$

D'après l'équation 2, \vec{X} et \vec{Y} sont colinéaires, donc les plans P_1 et P_2 ont une normale commune et un point commun A: ils sont donc confondus.

Ainsi $\overrightarrow{B_{Ext/S}}$ et $\overrightarrow{C_{Ext/S}}$ appartiennent au même plan $P_1=P_2=P$.

L'équation 1 permet d'écrire alors que $\overrightarrow{A_{Ext/S}}$ appartient à P: les trois glisseurs sont donc **coplanaires**.



Intersection des trois glisseurs

Pour que S soit à l'équilibre, il faut que $\overline{\mathcal{M}_I(\overrightarrow{A}_{Ext \to S})} + \overline{\mathcal{M}_I(\overrightarrow{B}_{Ext \to S})} + \overline{\mathcal{M}_I(\overrightarrow{C}_{Ext \to S})} = \vec{0}$, on a donc $\overline{\mathcal{M}_I(\overrightarrow{C}_{Ext \to S})} = \vec{0}$.

 $\overrightarrow{C}_{Ext \to S}$ passe donc par I; les trois glisseurs sont donc **concourants**.

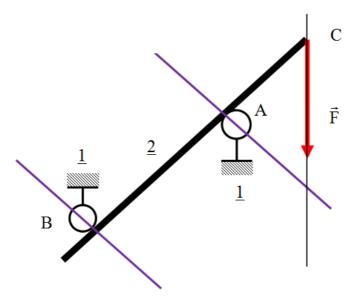
Si I n'existe pas, alors $\overrightarrow{A}_{Ext \to S}$ est parallèle à $\overrightarrow{B}_{Ext \to S}$.

Pour que S soit à l'équilibre, il faut que la somme des trois glisseurs soit nulle, donc $\overrightarrow{C}_{Ext \to S}$ est parallèle aux deux autres glisseurs : les trois glisseurs sont alors **parallèles**.

2.2. Exemple

S'il n'y a pas de frottement en A et en B, les actions mécaniques transmissibles par les ponctuelles (donc des glisseurs) sont perpendiculaires à (AB).

En considérant un troisième glisseur \vec{F} appliqué en C, on constate que l'**équilibre est impossible**, car les trois glisseurs ne peuvent être ni concourants, ni parallèles.



3. Arc-boutement

3.1. Arc-boutement



On appelle **arc-boutement** le phénomène issu du **frottement**, pour lequel un équilibre subsiste indépendamment de l'intensité de l'effort qui tend à le rompre.

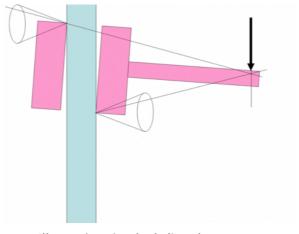
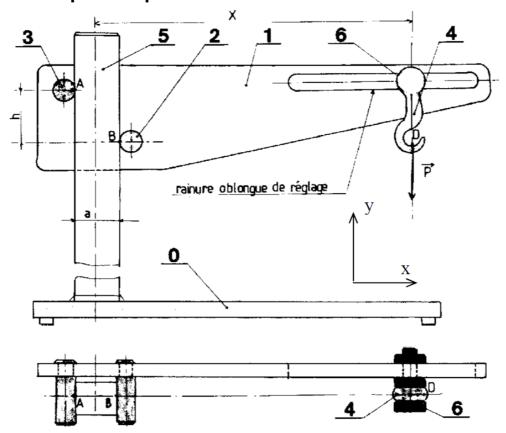


Illustration simple de l'arc-boutement

Un exemple de la vie courante est le serre-joint (notamment utilisé en maçonnerie) mais on retrouve également ce phénomène dans les roues libres.

3.2. Exercice: Dispositif expérimental



Le dispositif permet d'étudier expérimentalement le phénomène d'arc-boutement. La tige $\bf 5$ (de diamètre a) est solidaire d'un support horizontal $\bf 0$. Le bras $\bf 1$ prend appui sur la tige $\bf 5$ par l'intermédiaire de deux piges $\bf 2$ et $\bf 3$ en A et B (distants de h selon l'axe \vec{y}). La position du crochet $\bf 4$ sur le bras $\bf 1$ est réglable (distance $\bf x$).

Une masse de poids P est suspendue au crochet. Les masses des autres pièces sont négligées. On note f le coefficient de frottement en A et B, et le problème est supposé plan.

Question 1 [solution n°3 p. 26]

Déterminer pour quelles valeurs de x le système est en équilibre (pas de glissement entre $\{1, 2, 3, 4, 6\}$ et $\{5\}$).

Indice:

Écrire le P.F.S. appliqué à $\{1,2,3,4,6\}$, au point A.

Question 2 [solution n°4 p. 26]

Pourquoi y a-t-il alors arc-boutement?

4. Coincement



On appelle **coincement** le phénomène issu du **frottement**, pour lequel un équilibre persiste sous des actions mécaniques **indéterminées** alors même que la cause de l'équilibre a disparu.



Il faut donc dépenser de l'énergie pour supprimer le coincement de l'objet, ce qui n'est pas le cas pour l'arc-boutement.

Cas d'un problème plan



1. Conditions d'étude dans un plan



On peut **ramener** l'étude des conditions d'équilibre d'un mécanisme **dans un plan** si les **deux conditions** suivantes sont remplies :

- 1. le mécanisme dispose d'un plan de symétrie pour sa géométrie et la répartition de ses masses
- 2. les actions mécaniques présentent une répartition symétrique de part et d'autre du plan



Si le problème est plan :

- pour la résultante des torseurs, seules les composantes dans le plan seront prises en compte
- pour le **moment** des torseurs, seule la composante **normale au plan** sera prise en compte



Avec un plan d'étude (\vec{x}, \vec{y}) , la forme des torseurs d'actions mécaniques sera la suivante :

$$\{\mathcal{F}_{1\to 2}\} = \left\{ \begin{array}{c} X_{12} \vec{x} + Y_{12} \vec{y} \\ N_{12} \vec{z} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{c} X_{12} - \\ Y_{12} - \\ - N_{12} \end{array} \right\}_{(\vec{x}, \vec{y}, \vec{z})}$$

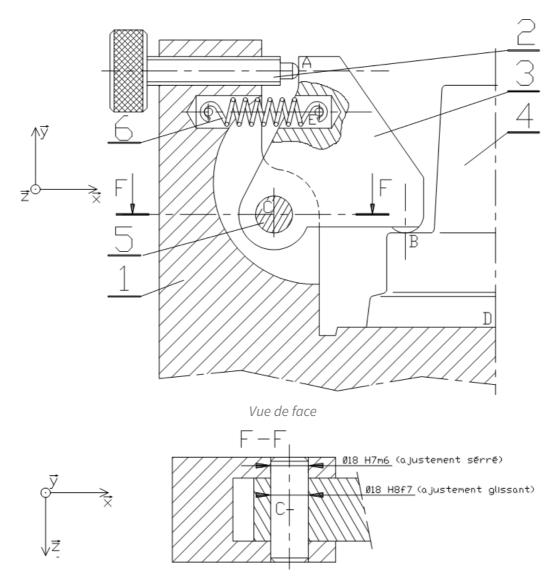
2. Exercice : Conditions d'équilibre exprimées dans le plan (sans frottement)

Bride de serrage

Le dispositif proposé fait partie d'un montage d'usinage. La pièce à usiner (4) est bridée en B (contact ponctuel: sphère sur plan) par l'intermédiaire d'un renvoi (3). Celui-ci est articulé (liaison pivot) en C sur un axe cylindrique (5) solidaire du bâti (1). Le serrage de la vis de pression (2) agit en A sur le renvoi. Le ressort (6) fait fonction de ressort de rappel.

Trois dispositifs identiques, disposés à 120° assurent un bridage efficace de la pièce.

On cherche à déterminer l'effort de serrage de la pièce en *B*.



Vue suivant la direction F-F

Hypothèses:

- le plan (C, \vec{x}, \vec{y}) est plan de symétrie du mécanisme et de son chargement
- les poids propres de pièces sont considérés négligeables
- les liaisons sont parfaites (sans jeu et sans frottement)
- l'action mécanique exercée par le ressort (6) sur le renvoi (3) est modélisée par un glisseur $\overrightarrow{E_{6\to 3}} = -E_{63} \ \vec{x}$.

Données numériques :

- $E_{63} = 20 N$
- action de la vis sur le renvoi : 500 N
- Les coordonnées x_I , y_I et z_I des différents points I dans le repère $(C, \vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$ sont : A(6,35,0) B(32,-5,0) E(17,25,0) D(50,-30,0)

Question 1 [solution n°5 p. 26]

Faire le Bilan des Actions Mécaniques Extérieures au solide (3).

Indice:

Le renvoi (3) est soumis aux actions du ressort en E, du bâti en C, de la vis en A, et de la pièce à serrer en B.

Question 2 [solution n°6 p. 26]

En traduisant les conditions d'équilibre du renvoi 3, obtenir la norme de l'effort de serrage en B.

Indice:

Une seule inconnue est à obtenir, donc une seule équation scalaire nous est vraiment nécessaire.

Le solide (3) est en équilibre car le serrage en B, l'action du ressort en E et l'action de la vis en A "empêchent" le renvoi de tourner autour du point C.

Les inconnues de liaison en C ne sont pas à déterminer.

Enfin, toutes les coordonnées des points sont données par rapport à C.

L'application du **Théorème du Moment Statique en** C (projeté sur \vec{z} , mais ici de toute façon seuls les moments suivant \vec{z} sont pris en compte) est donc tout indiqué.

3. Exercice : Conditions d'équilibre exprimées dans le plan (avec frottement)

Frein de treuil manuel

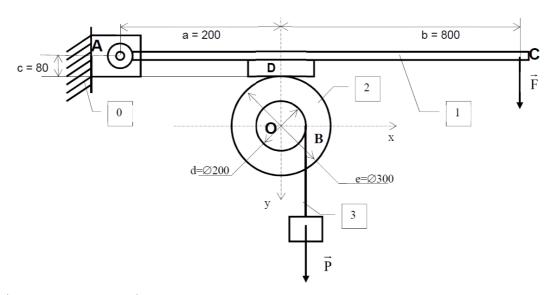


Un treuil chargé d'un poids \vec{P} (de norme 500~N, appliqué au centre de gravité G de la masse suspendue) et son système de freinage sont représentés ci dessous.

Le levier (1) est en liaison pivot d'axe (A, \vec{z}) avec le bâti (0). Le tambour du treuil (2) est en liaison pivot d'axe (O, \vec{z}) avec le bâti (0), et en liaison ponctuelle de centre D et de normale \vec{y} avec le levier (1).

Le câble étant tendu, on peut considérer la classe d'équivalence (3) regroupant la masse suspendue et le brin de câble tendu, en liaison rotule en B avec (2).

L'effort de serrage est modélisé par le glisseur $\vec{F} = F \ \vec{y}$ appliqué en C.



Hypothèses et valeurs numériques :

- toutes les liaisons sont considérées comme parfaites, sauf celle entre (1) et (2)
- on donne f = 0.35 le coefficient de frottement en D entre (1) et (2)
- le problème est supposé symétrique (géométrie et chargement) par rapport au plan (\vec{x}, \vec{y}) .

Objectif:

Connaissant le poids de la charge suspendue, déterminer l'effort minimum de serrage en C, et ceci dans deux configurations d'enroulement différentes du câble.

Question 1 [solution n°7 p. 27]

A la limite du glissement, déterminer F et les actions de contact en D et A.

Indice:

Les actions mécaniques à obtenir concernent le tambour (2) et le levier (1), mais dépendent de la charge \vec{P} . C'est la charge \vec{P} qui est l'effort connu dans tout le problème.

Les isolements successifs à effectuer sont donc a priori {3}, {2} puis {1}.

Question 2 [solution n°8 p. 29]

Le câble étant enroulé en sens inverse, déterminer ce que cela implique vis-à-vis de l'effort de serrage en C.

Indice:

On peut reprendre toute l'étude ou essayer de raisonner sur les modifications, notamment sur les moments d'actions mécaniques.

4. Résolution graphique

Cette méthode permet d'obtenir les actions mécaniques recherchées uniquement par des tracés (faits proprement sur papier ou sur écran).

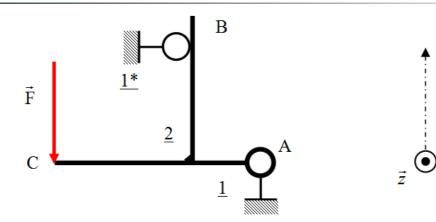


Fondamental

Afin d'effectuer un travail efficace, il faut toujours commencer par isoler les systèmes soumis à deux glisseurs.



Exemple



BAME à {2}:

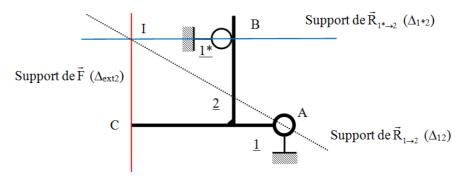
•
$$\arctan de 1 \operatorname{sur} 2 \operatorname{en} A$$
 (liaison pivot parfaite d'axe (A, \vec{z})) : $\{\mathcal{F}_{1 \to 2}\} = A \left\{ \begin{array}{c} \overrightarrow{R_{12}} \\ \overrightarrow{0} \end{array} \right\}$

• action de
$$1^*$$
 sur 2 en B (liaison ponctuelle parfaite de normale (B,\vec{x}) : $\{\mathcal{F}_{1^* \to 2}\} = \left\{ \begin{array}{c} R_{1^*2} \ \overrightarrow{x} \\ \overrightarrow{0} \end{array} \right\}$

• action extérieure sur 2 en C :
$$\{\mathcal{F}_{ext\to 2}\} = \left\{\begin{array}{c} -F \vec{y} \\ 0 \end{array}\right\}$$

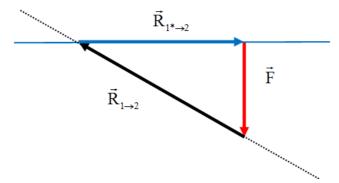
Le solide 2 est soumis à trois glisseurs. Comme ceux-ci ne peuvent pas être ici parallèles (car deux sont forcément perpendiculaires), ils sont concourants en un point nommé I.

On obtient donc la droite support de l'action mécanique $\overrightarrow{R_{12}}$.



Le P.F.S. appliqué à 2 permet également d'écrire que $\overrightarrow{R_{12}} + R_{1^*2} \ \vec{x} - F \ \vec{y} = \vec{0}$.

Cette somme nulle de trois vecteurs peut être traduite graphiquement par un "dynamique des forces", un triangle où les trois côtés matérialisent chacun un glisseur.



En connaissant l'échelle des tracés et la norme de l'effort connu dans le problème, on obtient la norme, le signe et la direction des deux autres glisseurs.

Solutions des exercices



Solution n°1 [exercice p. 13]

Bilan des actions mécaniques extérieures à (1)

Action du pignon en I:

$$\{\mathcal{T}(pig \to 1)\} = \left\{ \begin{array}{c} R\vec{x} + T\vec{y} - A\vec{z} \\ \vec{0} \end{array} \right\}$$

Action du bâti 0 par la pivot d'axe (H, \vec{z}) :

$$\{\mathcal{T}(0\to 1)\} = \left\{ \begin{array}{c} X_{01}\vec{x} + Y_{01}\vec{y} + Z_{01}\vec{z} \\ L_{01}\vec{x} + M_{01}\vec{y} \end{array} \right\}$$

Action du solide (2) par la ponctuelle en B de normale $\vec{\chi}$:

$$\{\mathcal{T}(2 \to 1)\} = \left\{ \begin{array}{c} X_{21}\vec{x} \\ \vec{0} \end{array} \right\}$$

Choix du point d'expression des torseurs d'actions mécaniques extérieures

C'est au point H qu'il y a le plus d'inconnues de liaison ; on choisit donc ce point pour écrire les différents torseurs.

Action du pignon:

$$\{\mathcal{T}(pig \to 1)\} = \left\{ \begin{array}{l} R\vec{x} + T\vec{y} - A\vec{z} \\ -r(A\vec{y} + T\vec{z}) \end{array} \right\}$$

Action du solide (2):

$$\{\mathcal{T}(2 \to 1)\} = \left\{ \begin{array}{c} X_{21}\vec{x} \\ -X_{21}\left(h\vec{y} + e\sin\theta\vec{z}\right) \end{array} \right\}$$

Application du Principe Fondamental de la Statique

On obtient les six équations suivantes :

$$\begin{pmatrix} R & + & X_{01} & + & X_{21} & = 0 \\ T & + & Y_{01} & + & 0 & = 0 \\ -A & + & Z_{01} & + & 0 & = 0 \\ 0 & + & L_{01} & + & 0 & = 0 \\ -rA & + & M_{01} & - & hX_{21} & = 0 \\ -rT & + & 0 & - & eX_{21}\sin\theta & = 0 \end{pmatrix}$$

Bilan des actions mécaniques extérieures à (2)

Action du solide 1, opposée à celle déjà définie lors de l'équilibre de (1) :

$$\{\mathcal{T}(1 \to 2)\} = \begin{cases} -X_{21}\vec{x} \\ \vec{0} \end{cases}$$

Action du bâti par la liaison glissière de direction \vec{x} (située en O):

$$\{\mathcal{T}(0 \to 2)\} = \left\{ \begin{array}{c} Y_{02}\vec{y} + Z_{02}\vec{z} \\ L_{02}\vec{x} + M_{02}\vec{y} + N_{02}\vec{z} \end{array} \right\}$$

Action extérieure appliquée en D :

$$\{\mathcal{T}(ext \to 2)\} = \left\{ \begin{array}{c} D_X \vec{x} + D_Y \vec{y} + D_Z \vec{z} \\ \vec{0} \end{array} \right\}$$

Choix du point d'expression des torseurs d'actions mécaniques extérieures

C'est au point O qu'il y a le plus d'inconnues de liaison ; on choisit donc ce point pour écrire les différents torseurs.

Action du solide 1 :

$$\{\mathcal{T}(1 \to 2)\} = \begin{cases} -X_{21}\vec{x} \\ e X_{21}\sin\theta\vec{z} \end{cases}$$

Action extérieure appliquée en D :

$$\{\mathcal{T}(ext \to 2)\} = \begin{cases} D_X \vec{x} + D_Y \vec{y} + D_Z \vec{z} \\ f(D_Y \vec{x} - D_X \vec{y}) + dD_Y \vec{z} \end{cases}$$

Application du Principe Fondamental de la Statique

On obtient les six équations suivantes :

$$\begin{cases} -X_{21} & + & 0 & + & D_X & = 0 \\ 0 & + & Y_{02} & + & D_Y & = 0 \\ 0 & + & Z_{02} & + & D_Z & = 0 \\ 0 & + & L_{02} & + & f D_Y & = 0 \\ 0 & + & M_{02} & - & f D_X & = 0 \\ e & X_{21} \sin \theta & + & N_{02} & + & d D_Y & = 0 \end{cases}$$

Solution n°2 [exercice p. 13]

Résolution des éguations et obtention des inconnues de liaison

Les composantes des actions de liaisons L_{01} , L_{12} et L_{02} s'expriment toutes en fonction des actions extérieures appliquées au système. Cette propriété est caractéristique d'un système **isostatique**.

Mobilité du mécanisme

L'équation $e D_X \sin \theta + r T = 0$ traduit la **mobilité du mécanisme**. Elle exprime la relation que doivent vérifier les efforts extérieurs T et D_X pour que l'ensemble soit en équilibre.

Solution n°3 [exercice p. 18]

TRS:

•
$$\operatorname{sur} \vec{x} : X_A - X_B = 0$$

•
$$sur \vec{y} : f.X_A + f.X_B - P = 0$$

TMS en A:

•
$$\operatorname{sur} \vec{z} : a.f.X_B - \left(\frac{a}{2} + x\right).P + h.X_B = 0$$

$$X_A = X_B \operatorname{donc} X_B = \frac{P}{2.f}.\operatorname{Par cons\'equent} \frac{a.P}{2} - \left(\frac{a}{2} + x\right).P + \frac{h.P}{2.f} = 0.$$
 Il reste $x.P = \frac{h.P}{2.f}\operatorname{d'o\`u} x = \frac{h}{2.f}$

Solution n°4

Parce que l'équilibre n'est conditionné que par la géométrie du problème et le coefficient de frottement, pas par l'intensité des efforts.

Solution n°5 [exercice p. 20]

BAME au renvoi (3) dans le plan de symétrie

$$\{\mathcal{F}_{6\to 3}\} = \begin{cases}
-E_{63} & - \\
0 & - \\
- & 0
\end{cases}, \qquad \{\mathcal{F}_{5\to 3}\} = \begin{cases}
X_{53} & - \\
Y_{53} & - \\
- & 0
\end{cases}, \\
\{\mathcal{F}_{2\to 3}\} = \begin{cases}
A_{23} & - \\
0 & - \\
- & 0
\end{cases}, \qquad \{\mathcal{F}_{5\to 3}\} = \begin{cases}
0 & - \\
Y_{43} & - \\
- & 0
\end{cases}, \\
R = \begin{cases}
0 & - \\
Y_{43} & - \\
- & 0
\end{cases}, \qquad \{\mathcal{F}_{5\to 3}\} = \begin{cases}
0 & - \\
Y_{43} & - \\
- & 0
\end{cases}, \qquad \{\mathcal{F}_{5\to 3}\} = \begin{cases}
0 & - \\
Y_{43} & - \\
- & 0
\end{cases}, \qquad \{\mathcal{F}_{5\to 3}\} = \begin{cases}
0 & - \\
Y_{43} & - \\
- & 0
\end{cases}, \qquad \{\mathcal{F}_{5\to 3}\} = \begin{cases}
0 & - \\
Y_{43} & - \\
- & 0
\end{cases}, \qquad \{\mathcal{F}_{5\to 3}\} = \begin{cases}
0 & - \\
Y_{43} & - \\
- & 0
\end{cases}, \qquad \{\mathcal{F}_{5\to 3}\} = \begin{cases}
0 & - \\
Y_{43} & - \\
- & 0
\end{cases}, \qquad \{\mathcal{F}_{5\to 3}\} = \begin{cases}
0 & - \\
Y_{43} & - \\
- & 0
\end{cases}, \qquad \{\mathcal{F}_{5\to 3}\} = \begin{cases}
0 & - \\
Y_{43} & - \\
- & 0
\end{cases}$$

Solution n°6 [exercice p. 21]

Expression de tous les moments au point C

$$\overrightarrow{\mathcal{M}_{C,6\to3}} = \vec{0} + y_E \cdot E_{63} \ \vec{z}, \overrightarrow{\mathcal{M}_{C,5\to3}} = \vec{0}, \overrightarrow{\mathcal{M}_{C,2\to3}} = \vec{0} - y_A \cdot A_{23} \ \vec{z}, \overrightarrow{\mathcal{M}_{C,4\to3}} = \vec{0} + x_B \cdot Y_{43} \ \vec{z}$$

Projection et obtention de l'équation scalaire

$$y_E \cdot E_{63} + 0 - y_A \cdot A_{23} + x_B \cdot Y_{43} = 0 \operatorname{donc} Y_{43} = \frac{-y_E \cdot E_{63} + y_A \cdot A_{23}}{x_B}$$

Application numérique :
$$Y_{43} = \frac{-25 \cdot 20 + 35 \cdot 500}{32} = 531 \ N$$

L'action de serrage, c'est-à-dire l'action qu'exerce (3) sur (4) a donc la même norme, 531 N.

Solution n°7 [exercice p. 22]

Conditions d'équilibre de {3}

$$\mathsf{BAME}: \left\{ \mathcal{F}_{pes \to 3} \right\} = \left\{ \begin{array}{c} 0 & - \\ P & - \\ - & 0 \end{array} \right\} \underbrace{\mathsf{et} \left\{ \mathcal{F}_{2 \to 3} \right\}}_{\left(\vec{x}, \vec{y}, \vec{z}\right)} = \left\{ \begin{array}{c} X_{23} & - \\ Y_{23} & - \\ - & 0 \end{array} \right\}_{\left(\vec{x}, \vec{y}, \vec{z}\right)}$$

L'application du TRS donne directement $Y_{23} = -P$.

Détail de l'action en D

L'action mécanique en D correspond à celle transitant à travers une liaison ponctuelle, mais avec frottement. Le torseur de la liaison ponctuelle parfaite serait le suivant :

$$\{\mathcal{F}_{1\to 2}\} = \left\{ \begin{array}{cc} 0 & - \\ Y_{12} & - \\ - & 0 \end{array} \right\}_{(\vec{x},\vec{y},\vec{z})} \text{(avec } Y_{12} > 0 \text{ puisque la composante de l'effort normal est}$$

dirigée vers le solide isolé, ici $\{2\}$). La seule inconnue serait Y_{12} .

La présence de frottement va créer une composante d'effort tangentielle, donc ici colinéaire à \vec{x} . Mais il s'agit de définir le sens correct de cette composante !

La vitesse de glissement à considérer est $\overline{V(D \in 2/1)}$. L'examen du sens de déroulement potentiel du tambour permet d'affirmer que cette vitesse sera (avec le câble placé tel que sur la figure donnée) de sens positif suivant \vec{x} .

D'après les lois de Coulomb, la composante tangentielle s'opposant à la vitesse de glissement, elle s'exprimera donc avec $-X_{12}$ \vec{x} où X_{12} est positif.

De plus, les lois de Coulomb à la limite du glissement permettent d'écrire que $X_{12}=f\cdot Y_{12}$

$$\mbox{Ainsi}\{\mathcal{F}_{1\rightarrow2}\} = \left\{ \begin{array}{cc} -f\cdot Y_{12} & - \\ Y_{12} & - \\ - & 0 \end{array} \right\}_{(\vec{x},\vec{y},\vec{z})}, \mbox{la seule inconnue étant toujours } Y_{12}.$$

BAMF à {2}

$$\{\mathcal{F}_{1 \rightarrow 2}\} = \begin{cases} -f \cdot Y_{12} & - \\ Y_{12} & - \\ - & 0 \end{cases}, \\ \{\mathcal{F}_{0 \rightarrow 2}\} = \begin{cases} X_{02} & - \\ Y_{02} & - \\ - & 0 \end{cases} \text{ (liaison pivot parfaite),}$$

$$\{\mathcal{F}_{3 \rightarrow 2}\} = -\{\mathcal{F}_{2 \rightarrow 3}\} = \begin{cases} 0 & - \\ P & - \\ - & 0 \end{cases} \text{ (principe des actions mutuelles).}$$

Raisonnement sur l'équilibre de (2)

Les actions mécaniques en ${\cal O}$ ne sont pas demandées : il faut donc s'arranger pour ne pas avoir à les déterminer !

La seule inconnue à déterminer est donc Y_{12} .

De plus, si le tambour (2) est à l'équilibre, c'est parce qu'il ne tourne pas autour de (O, \vec{z}) , car l'effort du câble est compensé par l'effort du patin.

Ainsi, l'application du TMS sur (O, \vec{z}) suffira à donner les réponses attendues.

Application du P.F.S.

$$\overrightarrow{\mathcal{M}_{O,0\to 2}} \cdot \vec{z} + \overrightarrow{\mathcal{M}_{O,1\to 2}} \cdot \vec{z} + \overrightarrow{\mathcal{M}_{O,3\to 2}} \cdot \vec{z} = 0$$

$$\operatorname{donc\ respectivement} 0 + \left(\vec{0} + \overrightarrow{OB} \wedge P \ \vec{y} \right) \cdot \vec{z} + \left(\vec{0} + \overrightarrow{OD} \wedge (Y_{12} \ \vec{y} - f \cdot Y_{21} \ \vec{x}) \right) \cdot \vec{z} = 0$$

$$\operatorname{Or} \overrightarrow{OB} = \frac{d}{2} \overrightarrow{x} \operatorname{et} \overrightarrow{OD} = -\frac{e}{2} \overrightarrow{y} \operatorname{donc} \operatorname{il} \operatorname{reste} \frac{d \cdot P}{2} - \frac{e \cdot f \cdot Y_{12}}{2} = 0 \operatorname{soit} Y_{12} = \frac{d}{e \cdot f} \cdot P$$

Q Remarque

On constate évidemment que l'équilibre du tambour n'est possible que si le coefficient de frottement est non nul ! Et plus le coefficient de frottement est important, moins il faut appuyer en D pour maintenir le tambour à l'équilibre.



Ne pas se laisser abuser par les notations de l'énoncé : l'homogénéité est bien correcte, f n'est pas une longueur mais un coefficient sans dimension.

BAME à {1}

$$\{\mathcal{F}_{2\to 1}\} = \begin{cases} -\frac{d}{e} \cdot P & -\\ -\frac{d}{e \cdot f} \cdot P & -\\ - & 0 \end{cases}$$
 (principe des actions mutuelles), et donc l'action de contact en D

demandée,

$$\begin{split} \{\mathcal{F}_{\textit{main} \rightarrow 1}\} = & \left\{ \begin{array}{c} 0 & - \\ F & - \\ - & 0 \end{array} \right\}_{(\vec{x}, \vec{y}, \vec{z})}, \\ \text{et} \{\mathcal{F}_{0 \rightarrow 1}\} = & \left\{ \begin{array}{c} X_{01} & - \\ Y_{01} & - \\ - & 0 \end{array} \right\}_{(\vec{x}, \vec{y}, \vec{z})} \text{(pivot parfaite)}. \end{split}$$

Raisonnement sur l'équilibre de (1)

Cet équilibre comporte trois inconnues à déterminer (F et action en A). Or le problème étant plan, nous n'aurons au maximum que trois équations scalaires par application du P.F.S.

Il est donc inutile de chercher à "optimiser" la résolution en sélectionnant quel théorème exact appliquer; le P.F.S. "total" est ici nécessaire.

Le TMS peut être appliqué en n'importe quel point, mais le point A donnera a priori l'équation la plus simple car :

- c'est en A qu'il y a "le plus d'inconnues"
- si le levier est en équilibre, c'est d'abord parce qu'il ne tourne pas autour de (A, \vec{z}) .

TRS

Le TRS donne
$$X_{01} = -\frac{d}{e} \cdot P \operatorname{et} Y_{01} + F - \frac{d}{e \cdot f} \cdot P = 0.$$

TMS en A

$$\overrightarrow{\mathcal{M}_{A,0 \to 1}} \cdot \overrightarrow{z} + \overrightarrow{\mathcal{M}_{A,2 \to 1}} \cdot \overrightarrow{z} + \overrightarrow{\mathcal{M}_{A,main \to 1}} \cdot \overrightarrow{z} = 0$$

$$\operatorname{donc\ respectivement} 0 + \left(\overrightarrow{0} + \overrightarrow{AD} \wedge \left(-\frac{d}{e \cdot f} \cdot P \ \overrightarrow{y} + \frac{d}{e} \cdot P \ \overrightarrow{x} \right) \right) \cdot \overrightarrow{z} + \left(\overrightarrow{0} + \overrightarrow{AC} \wedge F \cdot \overrightarrow{y} \right) \cdot \overrightarrow{z} = 0$$

Or
$$\overrightarrow{AD} = a\overrightarrow{x} + c\overrightarrow{y}$$
 et $\overrightarrow{AC} = (a+b)\overrightarrow{x}$ donc il reste $-\frac{a\cdot d}{e\cdot f}\cdot P - \frac{c\cdot d}{e}\cdot P + (a+b)\cdot F = 0$ soit $F = \frac{d(a+c.f)}{e.f.(a+b)}\cdot P$ ce qui nous donne **l'effort minimum de serrage** en C .

Actions mécaniques dans la liaison en A

On reprend
$$Y_{01}+F-\frac{d}{e\cdot f}\cdot P=0$$
 et cela donne
$$Y_{01}=\frac{d}{e\cdot f}\cdot P-\frac{d(a+c.f)}{e.f.(a+b)}\cdot P=\frac{d(b-c.f)}{e.f.(a+b)}\cdot P$$

$$\{\mathcal{F}_{0\rightarrow 1}\}=\left\{\begin{array}{ccc} -\frac{d}{e}\cdot P & -\\ \frac{d(b-c.f)}{e.f.(a+b)}\cdot P & -\\ -& 0\end{array}\right\}_{(\vec{x},\vec{y},\vec{z})}$$

Solution n°8 [exercice p. 22]

L'équilibre de (3) n'est pas modifié.

L'équilibre de (2) est modifié : la vitesse de glissement potentiel en D changerait de signe, donc la composante tangentielle en D également. En revanche, la composante normale serait inchangée. Le

torseur en
$$D$$
 s'écrirait alors $\{\mathcal{F}_{2\rightarrow 1}\}=$

$$\begin{cases}
-\frac{d}{e} \cdot P & - \\
-\frac{d}{e \cdot f} \cdot P & - \\
- & 0
\end{cases}_{(\vec{x}, \vec{y}, \vec{z})}$$

Le TMS en A appliqué sur (1) donnerait alors $-\frac{a\cdot d}{e\cdot f}\cdot P+\frac{c\cdot d}{e}\cdot P+(a+b)\cdot F=0$ donc $F=\frac{d(a-c.f)}{e\cdot f\cdot (a+b)}\cdot P$



Un moyen simple de s'affranchir du sens d'enroulement du câble sur la norme de l'effort de serrage serait de faire en sorte que c soit nul. C'est-à-dire modifier la géométrie du levier afin de placer le point D sur la droite (AC).