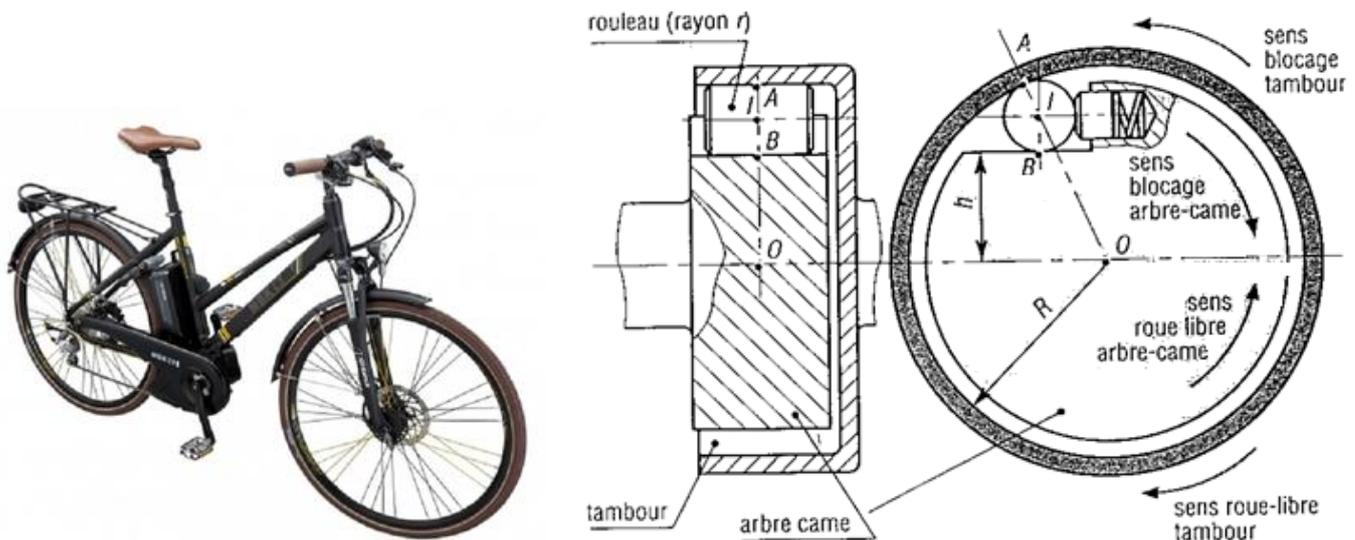


TD6 Statique – frottements

Exercice 1 – Roue libre du velo Pass

Le vélo Pass Yamaha est un vélo à assistance électrique au pédalage. Comme sur tout vélo, le mécanisme d'assistance intègre au niveau du pédalier une « roue libre » qui permet de pédaler dans un sens mais d'être libre en rotation dans l'autre.



Ce composant « roue libre » se base sur le phénomène dit « d'arc-boutement » ou de « coincement » qui apparaît dans un des sens de rotation. L'objectif de cet exercice est de déterminer les conditions géométriques qui permettent d'obtenir ce phénomène.

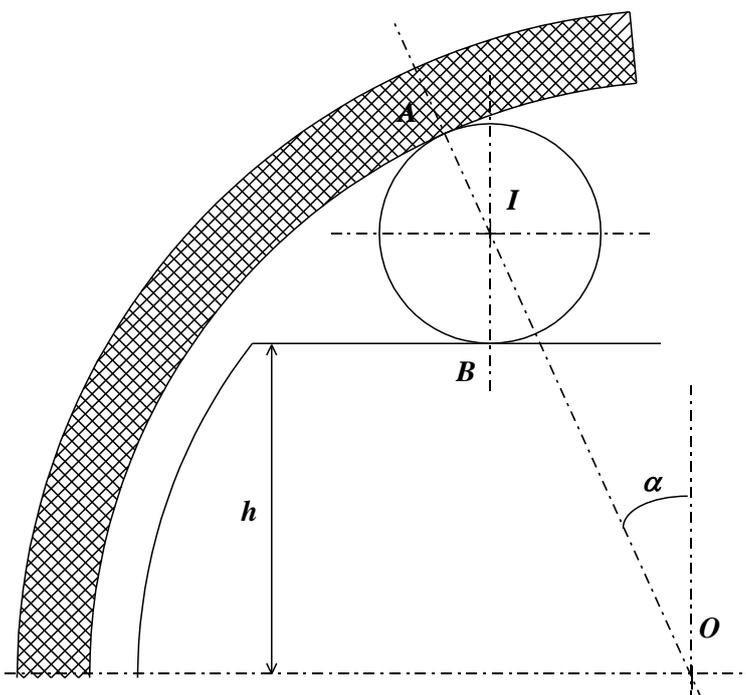
La roue libre est un organe de transmission qui a pour but de transmettre un mouvement de rotation et un couple dans un seul sens. Les roues libres sont en général composées d'un tambour et d'un arbre came (ou noyau) entre lesquels sont insérés des rouleaux.

Notations & Hypothèses de l'étude :

- le poids propre des rouleaux (masse de quelques grammes) et l'action des ressorts (à peine 1 N) sont négligeables devant les actions de contact en A et B,
- les coefficients de frottement Tambour/Rouleau et Arbre came/Rouleau sont égaux à $\mu = \tan \varphi = 0,2$
- on note α l'inclinaison de la normale au point de contact A.

Questions :

- 1- Isoler le rouleau, réaliser le bilan des actions mécaniques et représenter les actions en A et en B.
- 2- Déterminer la relation entre α et φ traduisant la condition d'adhérence et donc la transmission du couple.
- 3- Déterminer la valeur limite h , notée h_{lim} fonction de r , α et R , assurant le phénomène d'arc-boutement.



Exercice 2 : résistance au roulement - Robot tondeur

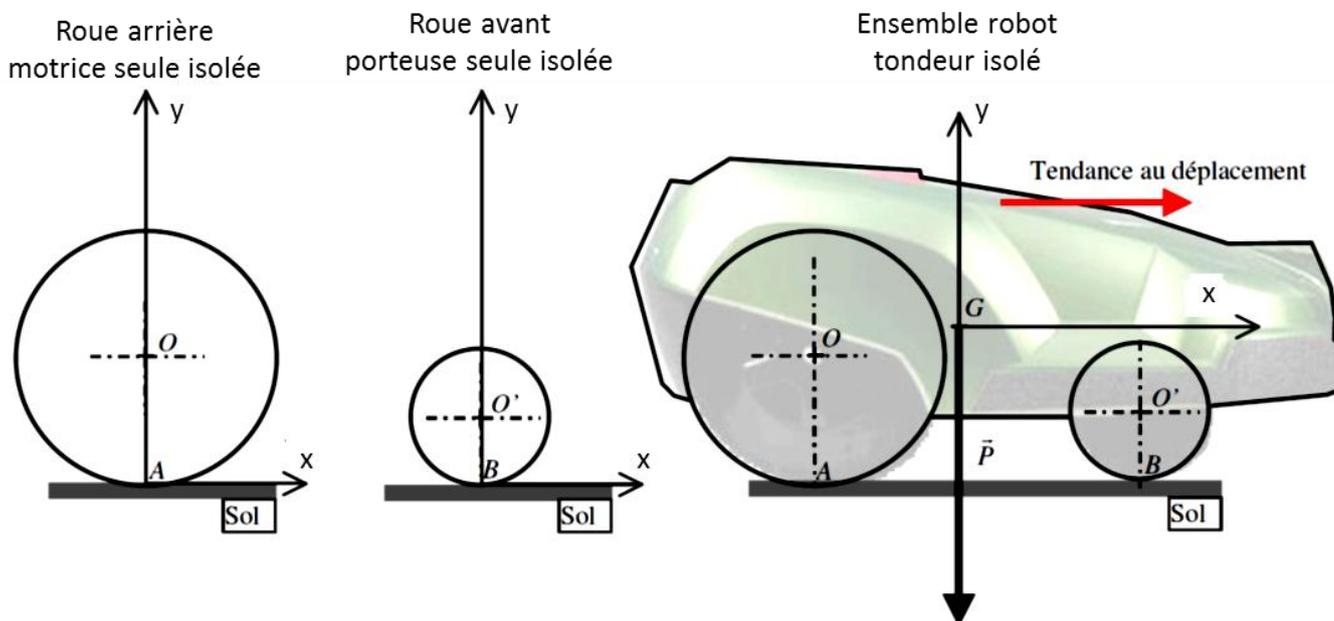
Objectif : déterminer l'expression du couple moteur C_{Mot} nécessaire pour vaincre la résistance au roulement sur un sol plat lors du déplacement à vitesse constante d'un robot tondeur.



Hypothèses de l'étude :

- le problème est supposé plan dans le plan (G, x, y) ,
- l'action mécanique de pesanteur est modélisée par un glisseur \vec{P} en G,
- l'action du moteur sur les roues arrière est modélisée par un torseur couple de norme C_{Mot} ,
- on note h le coefficient de résistance au roulement sur la roue arrière motrice (diamètre D),
- on note h' le coefficient de résistance au roulement sur la roue avant porteuse (diamètre d),
- on note $f = \tan(\varphi)$ le coefficient de frottement du contact roue/sol,
- les liaisons pivot des roues avec le châssis du robot sont supposées parfaites.

- 1- Isoler séparément la roue arrière motrice seule, la roue avant porteuse seule puis l'ensemble robot tondeur (avec les roues) et réaliser le bilan des actions mécaniques extérieures pour chacun des isolements.
- 2- Compléter qualitativement les schémas suivants afin de traduire l'équilibre statique des systèmes isolés. Chaque action mécanique sera clairement identifiée. Consignes de représentation :
 - représenter chaque glisseur sur son support,
 - faire apparaître les coefficients h , h' et ϕ sur les figures appropriées,
 - représenter le couple moteur d'axe (O, z) par une flèche courbe : ou suivant le signe.



Isolements réalisés à la limite du roulement du robot. La déformation locale au sol n'est pas représentée.

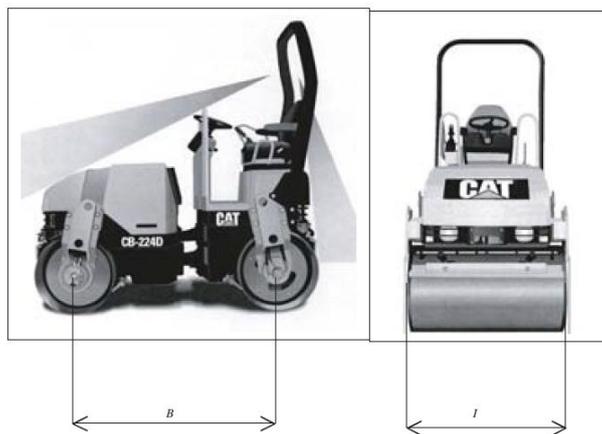
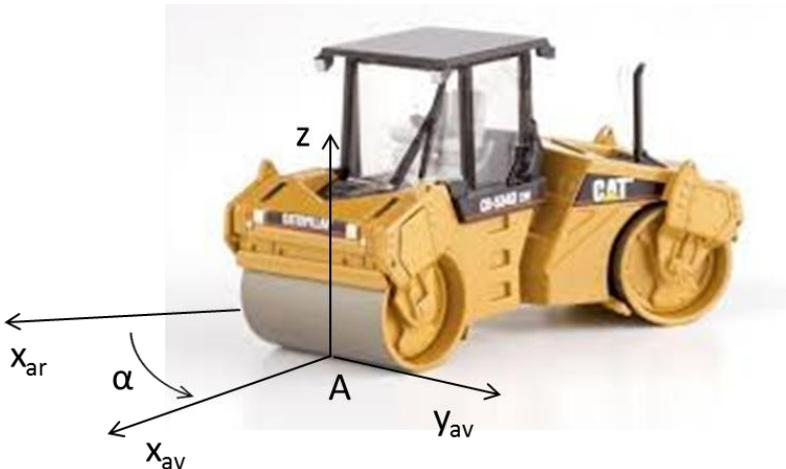
On note $L = AB$, l'écartement entre les deux essieux des roues du robot. On considère que le centre de gravité se situe au milieu des deux essieux selon x .

- 3- A partir de la résolution d'équilibres à préciser, déterminer l'expression du couple moteur C_{Mot} en fonction des données et de l'action mécanique de pesanteur P .

Exercice 3 : résistance au pivotement - Compacteur Caterpillar

Le compacteur étudié (Caterpillar, modèle 214D) est un compacteur vibrant destiné aux petits travaux de compactage. La figure ci-contre présente ses caractéristiques externes principales.

Le schéma suivant représente $\alpha = (\mathbf{x}_{av}, \mathbf{x}_{ar})$, l'angle d'orientation entre le demi bâti avant et le demi-bâti arrière (donc entre l'axe du cylindre avant et l'axe du cylindre arrière).



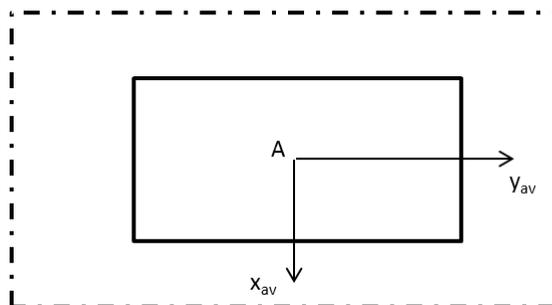
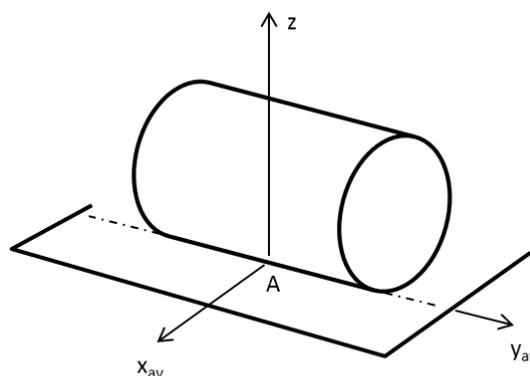
Caractéristiques techniques		
Vitesse d'avancement	V	0 à 6,5 km.h ⁻¹
Puissance moteur thermique	P_m	22,5 kW
Largeur des cylindres	I	1000 mm
Diamètre de chaque cylindre	D	700 mm
Empattement	B	1730 mm
Masse totale	M_t	2490 kg
Modes de compactage		Vibration sur cylindre avant ou sur les deux
Fréquence de vibration	f	60 Hz

Objectif : déterminer le torseur résultant représentant les actions mécaniques exercées par le sol sur le cylindre avant en A, milieu du contact cylindre-sol, au cours du mouvement d'orientation $\alpha > 0$ du demi-bâti avant par rapport au demi-bâti arrière.

Hypothèses de l'étude :

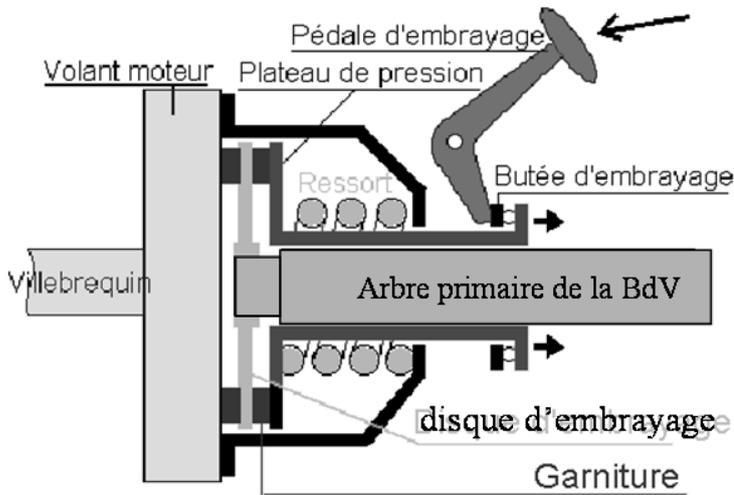
- les moteurs d'avance et de vibration sont à l'arrêt,
- le compacteur est sur un sol horizontal, frein désactivé,
- la masse M_t du compacteur est répartie pour moitié sur chaque cylindre,
- le contact entre le cylindre avant et le sol se fait selon une ligne de direction (A, \mathbf{y}_{av}) ,
- le coefficient de frottement au contact sol/cylindre vaut $f = 0,3$,
- on suppose que le contact du cylindre sur sol est tel que le glissement en A est nul.

- 1- Réaliser le bilan des actions mécaniques extérieures qui s'exercent sur le cylindre avant.
- 2- Compléter les schémas ci-contre afin de représenter, le sens de pivotement du cylindre avant, les vitesses de glissement et la répartition d'effort le long de la ligne de contact.
- 3- Déterminer l'expression du torseur résultant représentant les actions mécaniques exercées par le sol sur le cylindre avant en A.
- 4- En déduire l'expression de k le facteur de résistance au pivotement. Rappel : k est le rapport entre le moment résultant de résistance au pivotement et l'effort presseur.
- 5- Déterminer la valeur numérique de la norme du moment résultant de résistance au pivotement. Déterminer la valeur de k .

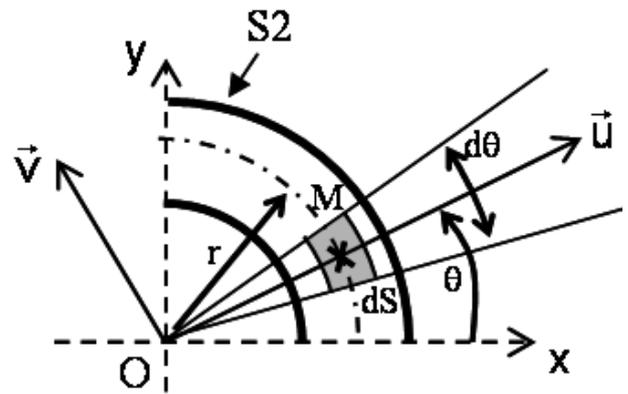
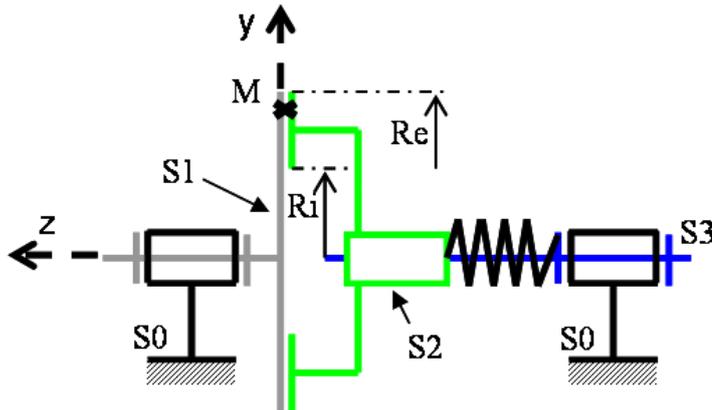


Exercice 4 – Etude d'un embrayage

Le principe d'un embrayage automobile est représenté sur le schéma ci-dessous. Son rôle est de permettre d'accoupler ou non à volonté deux arbres en rotation. Cet embrayage est positionné entre le moteur et l'arbre primaire de la boîte de vitesse (BdV). Il permet de désaccoupler ces deux arbres lors du passage d'une vitesse.



Le mouvement d'entrée est le mouvement de rotation d'axe (O, z) du vilebrequin du moteur, noté $S1$, par rapport au bâti $S0$. Le disque d'embrayage $S2$ est en liaison glissière de direction z par rapport à l'arbre primaire de la BdV, noté $S3$. Le mouvement d'entrée est transmis ou non à $S3$, selon le contact adhérent (phase embrayée) ou non (phase débrayée) de la liaison appui plan de normale z entre $S2$ et $S1$.



L'adhérence entre $S1$ et $S2$ est obtenue par :

- un fort coefficient de frottement f entre les disques de $S1$ et $S2$,
- l'action du ressort sur le disque d'embrayage $S2$, modélisée par un glisseur de résultante égale à $N \cdot \vec{k}$.

Hypothèses d'étude :

- la surface de contact entre $S1$ et $S2$ est une couronne de rayon intérieur R_i et de rayon extérieur R_e ,
- l'action de la pesanteur est négligée face aux autres efforts,
- sauf entre $S1$ et $S2$, les actions dues aux frottements dans les liaisons sont négligées,
- le mouvement de $S1$ par rapport à $S0$ se fait dans le sens direct, $S2$ est initialement à l'arrêt,
- la pression de contact p entre $S1$ et $S2$ est uniforme.

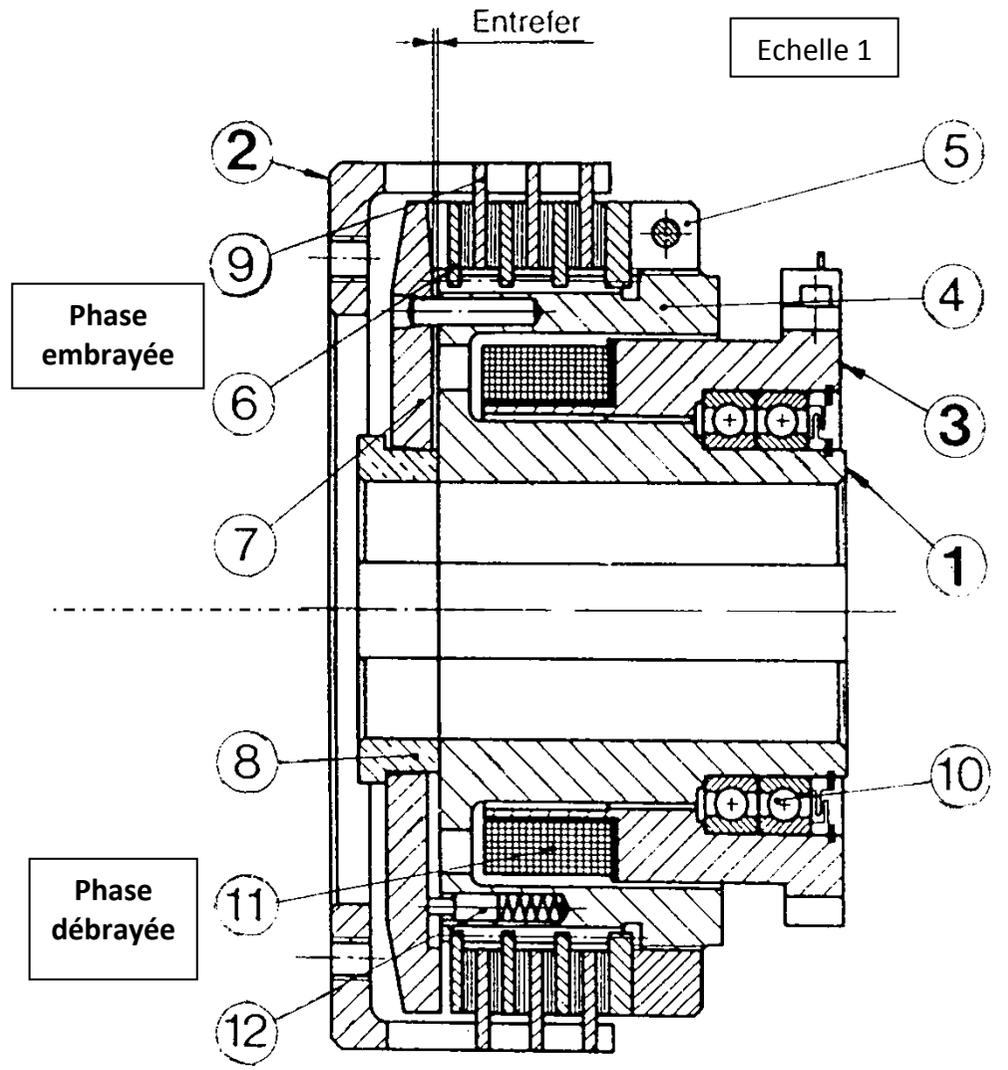
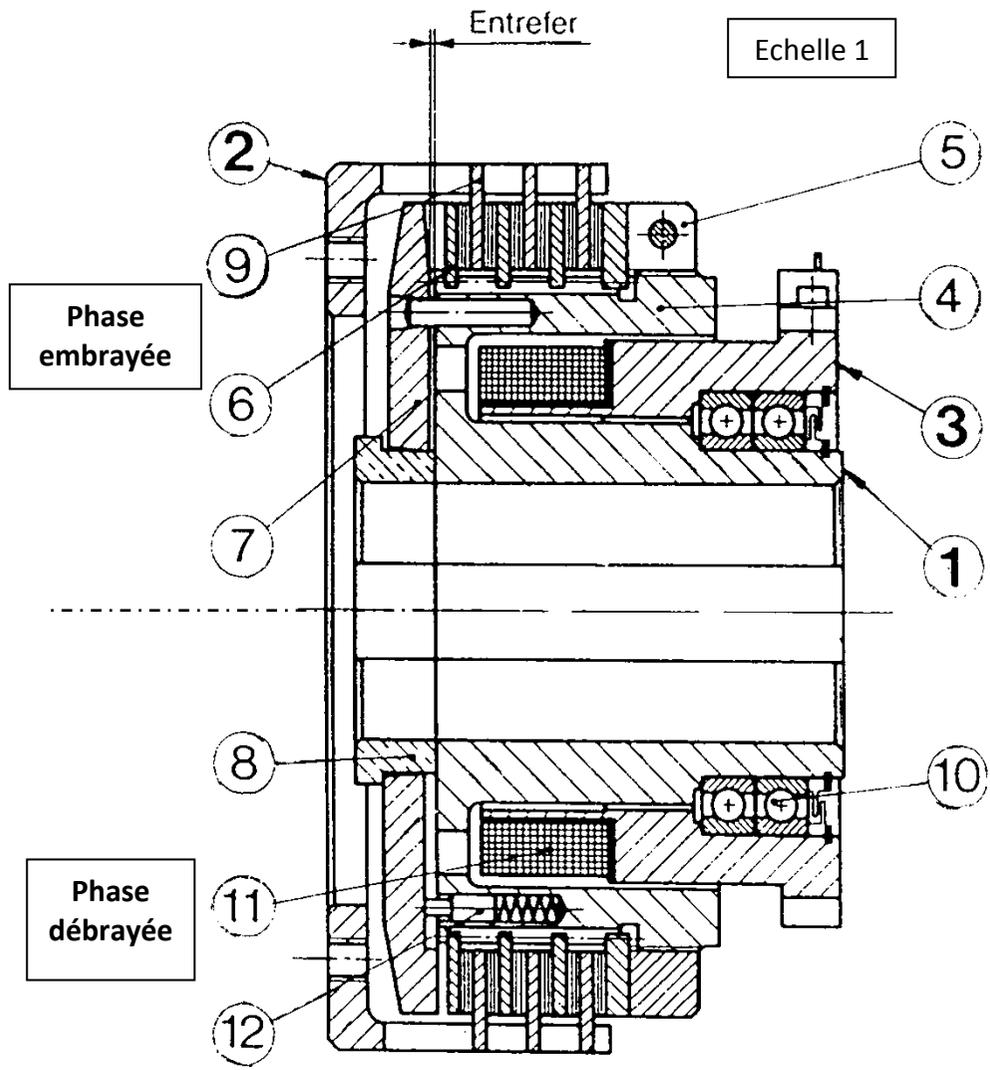
questions :

- 1- Soit M un point de la surface de contact repéré par ses coordonnées polaires r et θ . Préciser sur les schémas ci-dessus l'action élémentaire en M de $S1$ sur $S2$ à la limite de l'adhérence.
- 2- En déduire le torseur d'action mécanique résultant de $S1$ sur $S2$ au point O à la limite de l'adhérence.
- 3- En isolant $S2$, établir la relation entre N (effort presseur selon z) et p .
- 4- Donner l'expression du moment (ou couple) C transmissible par l'embrayage en fonction de f , N et des grandeurs géométriques.

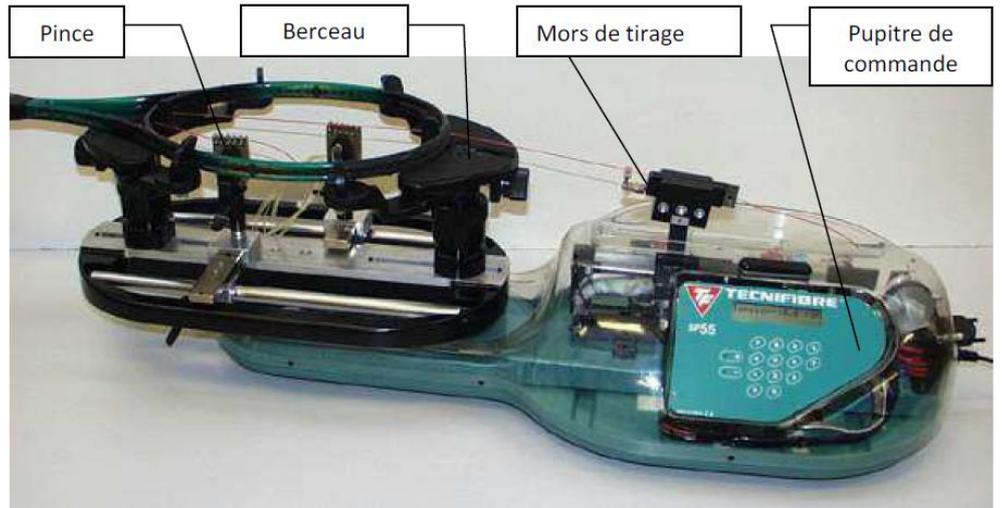
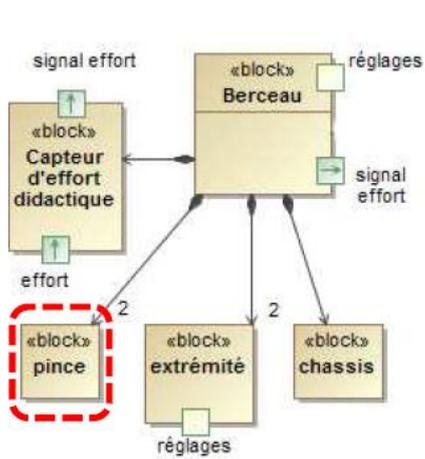
Une solution technologique pour réaliser un embrayage est donnée en feuille annexe.

- 5- Expliquer le fonctionnement de cet embrayage (11 est une bobine qui crée un champ magnétique).
- 6- Calculer le couple maximal transmissible entre 1 et 2.

Données : les dimensions seront prises sur le dessin, $N = 100 \text{ daN}$, $f = 0,8$.



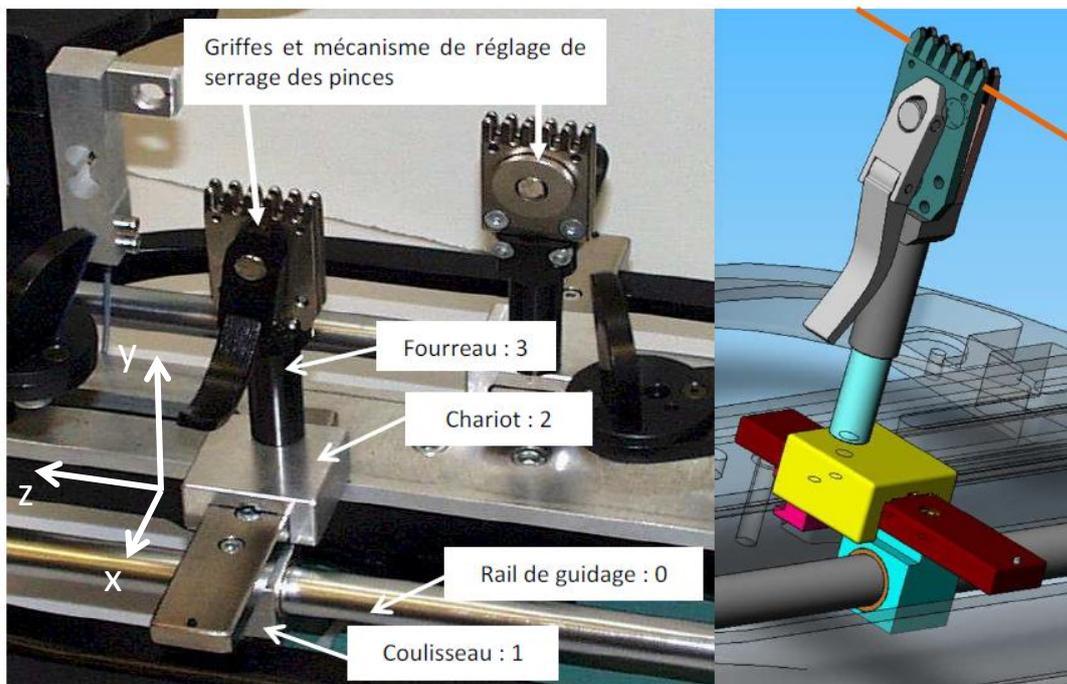
Exercice 6 – Cordeuse à raquettes



Le cordage d'une raquette de tennis ou de badminton nécessite de nombreuses manipulations manuelles. La partie automatisée de la machine permet d'assurer la réalisation précise de la tension de chaque brin. Le cadre de la raquette se fixe sur le berceau. L'extrémité de la corde est attachée sur le cadre puis glissée dans le mors de tirage. L'opérateur met la machine sous tension électrique. Celle-ci, asservie en effort, ajuste la valeur de la tension, pré-réglée sur le pupitre de commande. Des pinces permettent de maintenir la corde pendant que l'opérateur la retire du mors, la glisse au travers des œillets du cadre et retourne le berceau pour pouvoir la saisir à nouveau et la tendre.

Les pinces sont constituées de trois parties principales qui peuvent se déplacer sur le rail de guidage :

- le fourreau tubulaire **3** sur lequel sont montées les griffes avec leur système de réglage et de serrage,
- le chariot **2**,
- le coulisseau transversal **1** et son dé de guidage sur le rail de guidage **0**.



Dans cette étude, on se propose d'analyser le phénomène d'arcboutement qui permet de bloquer la position des pinces par rapport au cadre lors du maintien sous tension du brin.

Analyse cinématique du sous-ensemble pince

- 1- Déterminer les surfaces de contact entre les classes d'équivalence bâti 0, coulisseau 1, {chariot 2 et fourreau 3} du sous-ensemble pince.
- 2- Réaliser le graphe des liaisons du sous-ensemble pince.
- 3- Représenter le schéma cinématique du sous-ensemble en modélisant la liaison entre le coulisseau 1 et le bâti 0 par deux liaisons élémentaires. Quelle est la liaison équivalente 1/0 ?
- 4- Déterminer le degré d'hyperstatisme du sous-ensemble pince.
- 5- Quelle(s) modification(s) proposeriez-vous pour rendre la modélisation du sous-système pince isostatique ?
- 6- Dans le cas où la géométrie des surfaces de contact reste inchangée, quelle(s) contrainte(s) dimensionnelle(s) et/ou géométrique(s) doit(doivent) être vérifiée(s) pour assurer le montage du sous ensemble pince ? Les traduire par une cotation sur un schéma simplifié de chacune des pièces.

Analyse de l'équilibre de {chariot 2 et fourreau 3} du sous-ensemble pince

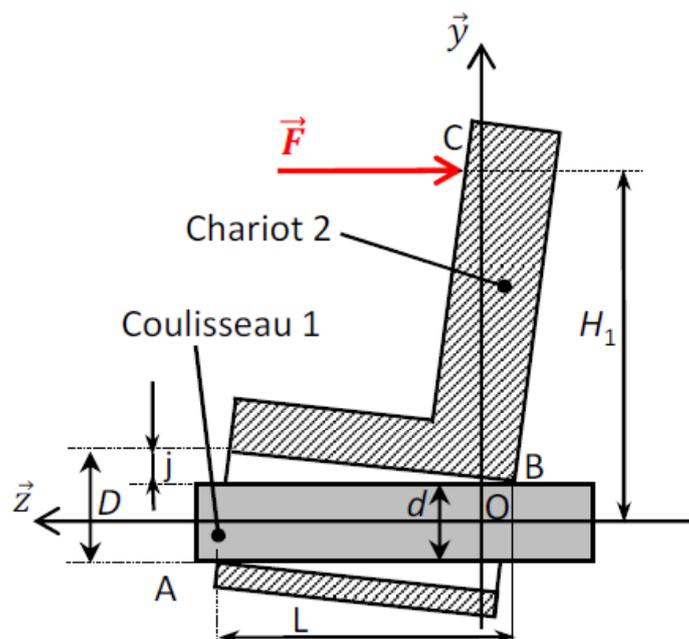
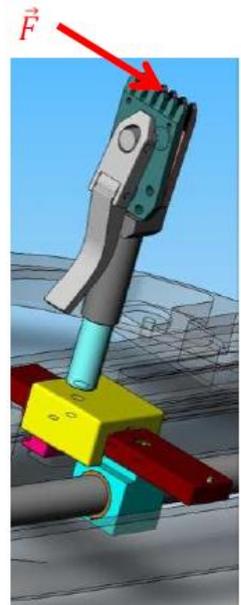
En présence de jeu dans le guidage en translation de l'ensemble {chariot 2 et fourreau 3} par rapport au coulisseau 1, l'action mécanique extérieure du brin sur la pince, représentée sur la figure ci-contre, tend à provoquer le basculement du chariot par rapport au coulisseau.

On se trouve alors dans une situation d'équilibre avec **arc-boutement**, qui se traduit par une impossibilité de déplacement du chariot, et donc des pinces de la cordeuse, par rapport au coulisseau, ceci quelle que soit l'intensité de l'action mécanique F .

Modèle de contact linéique

On considère, voir figure ci-dessous, que le jeu est suffisant pour assimiler les surfaces de contact entre le chariot 2 et le coulisseau 1 à des contacts « droite/plan » en A et B.

Par ailleurs, le problème peut être ramené à une étude plane dans le plan (O, y, z) .



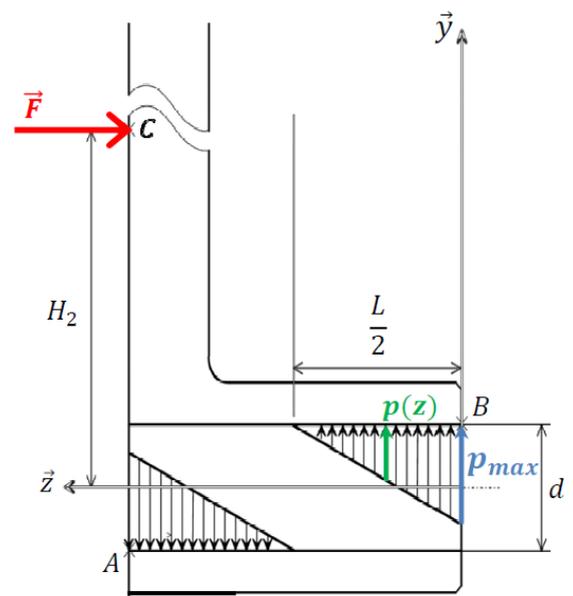
- 7- Après avoir énoncé clairement les hypothèses retenues pour cette étude, représenter sur le dessin d'ensemble Document Réponse, les actions mécaniques du coulisseau sur le chariot et l'action de poussée horizontale, à la limite du glissement. Pour cela on prendra un coefficient d'adhérence $f = 0,2$.
- 8- A partir d'un équilibre à énoncer, représenter graphiquement la position limite H_{lim} du point C pour que l'équilibre soit assuré. Identifiez la zone où l'équilibre est possible.
- 9- La largeur de la liaison d et l'intensité de l'action F influencent-ils la position limite H_{lim} de l'axe par rapport au point C ? Le système est-il conçu correctement ?
- 10- En utilisant le principe fondamental de la statique, déterminer l'expression de H_{lim} en fonction du coefficient d'adhérence et des données. Les réponses à la question précédente sont-elles retrouvées ?

Modèle de contact plan

Compte tenu du jeu relativement faible dans la liaison, les surfaces de contact ne peuvent être assimilées à des contact linéiques. Une modélisation plus fine est donc envisagée en considérant les surfaces de contact assimilées à deux surfaces planes. Par ailleurs, le problème peut encore être ramené à une étude plane dans le plan (O, y, z) .

Un modèle de pression **linéique** est donc proposé pour cette étude (voir figure suivante).

- 11- Donner l'expression de la répartition de pression linéique $p(z)$ en fonction de L , p_{max} et z .
- 12- Dans la suite on considère $z \in [0, L/2]$. Déterminer l'expression de l'action résultante (de norme F_{eq}) à cette répartition de pression en fonction de L et p_{max} . Préciser le point d'application de cette action. Si il existe déterminer le point où cette action peut être représentée par un glisseur.
- 13- Proposer alors une modélisation des actions résultante du coulisseau 1 sur le chariot 2. Reprendre l'analyse de l'équilibre de l'ensemble {chariot 2 et fourreau 3}. La distance H_{lim} , déterminée pour l'étude du premier modèle, est-elle modifiée ? Conclure.



- 14- Déterminer l'expression de l'effort résultant F_{eq} en fonction de F , H_{lim} et L .

- 15- A partir des questions précédentes, déterminer p_{max} en fonction de H_{lim} , F et L . Pour des raisons de déformation locale, cette pression maximale ne doit pas dépasser 270 MPa. Réaliser l'application numérique en considérant les exigences physiques du diagramme des exigences fourni ci-contre. Conclure.

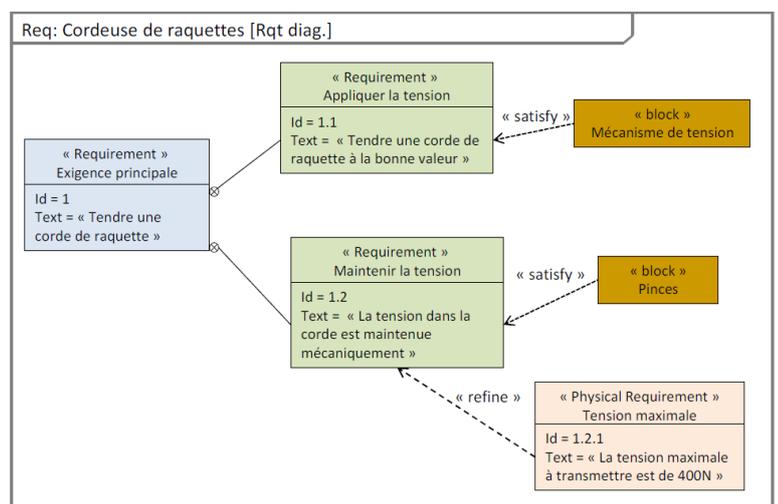


Diagramme des exigences partiel

1 2 3 4

COUPE A-A
ECHELLE 1 : 1

A

B

C

D

E

F

