

UNIVERSITE DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE HOUARI BOUMEDIENE
FACULTE DE GENIE MECANIQUE ET DE GENIE DES PROCEDES
DEPARTEMENT DE CONSTRUCTION MECANIQUE ET PRODUCTIQUE

Cours et exercices de

CONSTRUCTION MECANIQUE

TEC 360

- Introduction à la construction mécanique
- Liaisons indémontables

E. BOUARROUDJ

SOMMAIRE

Page

Complément du cours : Adhérence , frottement et résistance au roulement

1- Frottement de glissement	1
1-1 Résistance au glissement , angle d'adhérence et angle de frottement	1
1-2 Constatations pratiques	2
1-3 Applications	3
1-3-1 Basculement des corps	3
1-3-2 L'arc – boutement	3
2- Résistance au roulement	4
3- Frottement dans les paliers à glissement	4
3-1 Tourillon porteur (transversal)	4
3-2 Tourillon d'appui (longitudinal)	5
3-3 Frottement d'un épaulement sur sa butée	5
Exercices à traiter en TD	6
Exercices supplémentaires	7

Chapitre 1 : Introduction à la construction mécanique

1-1 Classification des éléments de machines	9
1-2 Choix des matériaux utilisés en construction mécanique	9
1-3 Normalisation	10
Exemple sur les formes et dimensions normalisées des matériaux de construction	11
1-4 Critères de calcul des éléments de machines	12
1-4-1 Essai de traction	12
1-4-2 Quelques valeurs des caractéristiques mécaniques des matériaux	14
1-4-3 Coefficient de sécurité	15
1-4-4 Critères et méthodes de calcul des pièces mécaniques	16
1-4-5 Différentes sollicitations – contraintes	17
1-4-5-1 Extension	17
1-4-5-2 Compression	17
1-4-5-3 Flambage	17
1-4-5-4 Flexion	18
1-4-5-5 Cisaillement	19
1-4-5-6 Torsion	20
1-4-5-7 Sollicitations composées	20
A Théorie de la contrainte normale maximale	21
B Théorie de la contrainte de cisaillement maximale	23
C Théorie de l'énergie maximale de distorsion de Huber, Van Mises et Hencky	23
1-4-5-7-1 Combinaison de contraintes de même nature	26
1-4-5-7-2 Combinaison de contraintes de natures différentes	30
1-4-5-7-3 Récapitulation de la convention de signe utilisée	31
1-4-5-8 Calcul des arbres à l'endurance	33
1-4-5-9 Vérification de résistance à la pression superficielle	35
1-4-6 Caractéristiques géométriques des sections droites	35
1-4-7 Symboles utilisés des caractéristiques mécaniques des matériaux	38
1-5 Etude théorique des assemblages	38
1-5-1 Nombre de degré de liberté	38
1-5-2 Liaisons mécaniques	40
1-5-3 Assemblage plan	41
1-5-4 Assemblage cylindrique	41
1-6 Exercices corrigés	42
Exercices à traiter en TD	49
Exercices supplémentaires	51

Chapitre 2 : Éléments de liaisons non démontables

2-1 Soudage	53
2-1-1 Différents procédés de soudage	54
2-1-1-1 Soudage aux gaz	54
2-1-1-2 Soudage électrique à l'arc	54
2-1-1-3 Soudage par résistance	55
2-1-1-4 Soudage par friction	57
2-1-1-5 Soudage par bombardement électronique	57
2-1-1-6 Soudage au laser	58
2-1-1-7 Nomenclature des procédés de soudage	59
2-1-2 Différents assemblages par soudures	60
2-1-2-1 Soudures sur bords relevés	60
2-1-2-2 Soudures bord à bord	60
2-1-2-3 Soudures d'angle continues	62
2-1-2-4 Soudures par points	63
2-1-2-5 Soudures en ligne continue avec recouvrement	63
2-1-3 Représentation symbolique des soudures en dessin	64
2-1-4 Traitements thermiques	65
2-1-5 Conception des pièces soudées par fusion	65
2-1-6 Calcul des assemblages soudés	66
2-1-6-1 Hypothèses	66
2-1-6-2 Calcul des contraintes admissibles du métal déposé	66
2-1-6-3 Calcul des soudures bord à bord	67
2-1-6-4 Calcul des soudures d'angle	69
2-1-6-4-1 Assemblage par cordons d'angles frontaux	69
2-1-6-4-2 Assemblage par cordons d'angles latéraux	69
2-1-6-4-3 Assemblage par cordons d'angles frontaux-latéraux	70
2-1-6-4-4 Assemblage par cordon d'angle soumis à la torsion	70
2-1-6-4-5 Assemblage par cordons d'angles soumis à un M_f qui agit \perp au joint	71
2-1-6-4-6 Assemblage par cordons d'angles soumis à un M_f qui agit dans le plan du joint	72
2-1-6-4-7 Assemblage par cordons d'angles soumis à une sollicitation composée	73
2-1-6-4-8 Calcul des soudures dans les réservoirs sous pression	74
2-1-7 Exercices corrigés	75
Exercices à traiter en TD	81
Exercices supplémentaires	82
2-2 Brasage	84
2-2-1 Typés des joints brasés	84
2-2-2 Les brasures et leurs fondants	85
2-2-3 Calcul de résistance des assemblages superficiels	85
Exercice corrigé	87
Exercice à traiter en TD	88
Exercices supplémentaires	88
2-3 Collage	89
2-3-1 Avantages du collage	89
2-3-2 Inconvénients du collage	89
2-3-3 Classification des colles	90
2-3-4 Adhésion	90
2-3-5 Facteurs influençant la résistance mécanique d'un joint de colle	90
2-3-6 Paramètres de choix d'une colle	91
2-3-7 Conception des assemblages collés	91
2-3-8 Différents types de joints	92
2-3-9 Calcul d'un collage	93
Exercices corrigés	94
Exercice à traiter en TD	95
Exercices supplémentaires	96

2-4 Emmanchement forcé	97
2-4-1 Tolérances dimensionnelles des pièces lisses - Ajustements	97
2-4-1-1 Cotes réelles	97
2-4-1-2 Tolérances	97
2-4-1-3 Qualité d'une fabrication – Valeurs numériques des tolérances	97
2-4-1-4 Dimension nominale au "maximum de matière"	98
2-4-1-5 Ajustement	99
2-4-1-6 Positions de la tolérance	99
2-4-1-7 Cotation d'un ajustement	100
2-4-1-8 Ajustements recommandés	101
2-4-2 Conception des assemblages à emmanchement forcé	104
2-4-3 Principe de calcul	105
2-4-3-1 Contraintes dans la frette	106
2-4-3-2 Contraintes dans l'arbre tubulaire	108
2-4-3-3 Contraintes dans un arbre plein	108
2-4-4 Méthode de calcul	109
2-4-5 Capacité de l'assemblage	110
2-4-6 Etat de contraintes dans l'arbre suite à l'application d'un effort axial ou d'un moment de torsion	111
2-4-7 Procédés de montage	112
2-4-7-1 La pose à force sous presse	112
2-4-7-2 Procédé de montage par variation de température	112
2-4-8 Serrage réglable	112
2-4-8-1 Par colliers fendus	112
2-4-8-2 Les tampons tangents	115
2-4-9 Exercices corrigés	116
Exercices à traiter en TD	122
Exercices supplémentaires	122
2-5 Rivetage	124
2-5-1 Définition d'un assemblage riveté	124
2-5-2 Principaux types de rivets et leurs désignations	124
2-5-2-1 Rivets à tête ronde	124
2-5-2-2 Rivets à tête cylindrique plate	125
2-5-2-3 Rivets à tête fraisée	125
2-5-2-4 Rivets spéciaux	125
2-5-3 Choix des rivets - montage	126
2-5-3-1 Diamètre du rivet d	126
2-5-3-2 Diamètre du trou d_1	126
2-5-3-3 Disposition des rivures	126
2-5-3-4 Ecartement des rivets	127
2-5-4 Technique du rivetage	127
2-5-5 Représentation symbolique des rivets	127
2-5-6 Calcul d'un assemblage riveté	128
2-5-6-1 Répartition de charge entre rivets	128
2-5-6-2 Répartition de charge dans une tôle	129
2-5-6-3 Calcul des rivets sous l'effet d'une charge symétrique	129
2-5-6-4 Calcul des rivets sous l'effet d'une charge asymétrique	130
2-5-7 Exercices corrigés	131
Exercices à traiter en TD	134
Exercices supplémentaires	134

complément du cours : Adhérence , Frottement , et Résistance au roulement

Dans plusieurs chapitres que nous allons aborder , les notions d'adhérence et de frottement seront fréquemment rencontrées ; on parlera de ces notions , chaque fois qu'il y a un mouvement relatif possible entre 2 organes . En effet les transmissions de mouvement par liens flexibles , par roues de friction , l'accouplément par embrayage se font par adhérence . Les pertes de puissance dans une transmission par engrenages , dans les paliers et roulements , dans un système vis - écrou , dans un système de freinage , sont dues aux frottements .

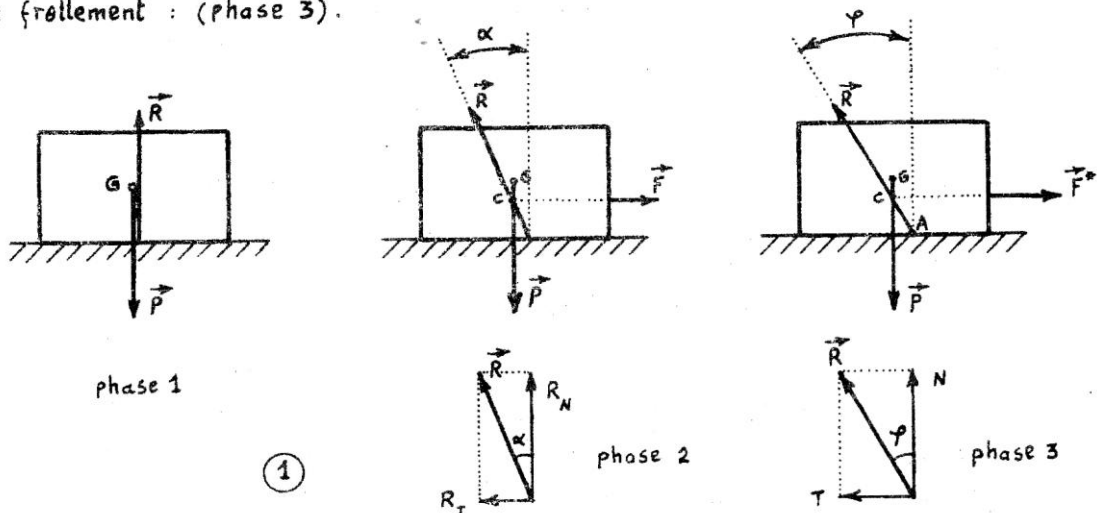
1. Frottement de glissement

- On dit qu'il y a frottement de glissement lorsque deux surfaces imparfaitement polies se déplacent l'une par rapport à l'autre
- On dit qu'il y a adhérence (résistance au glissement) lorsque deux surfaces imparfaitement polies tendent à glisser l'une sur l'autre , mais ne se déplacent pas l'une par rapport à l'autre .
- La résistance au glissement est plus grande à l'instant du démarrage que durant le mouvement ultérieur .

1.1 Résistance au glissement , angle d'adhérence , et angle de frottement

soit un parallélépipède reposant sur une chaussée rigide , il est au repos (équilibre) sous l'effet de son poids \vec{P} et de la réaction \vec{R} de la chaussée ; ces deux forces sont portées par la même droite d'action , de même intensité , mais de sens opposés : $\vec{R} + \vec{P} = \vec{0}$ (phase 1). Tirons progressivement ce parallélépipède par une force \vec{F} (horizontale) , de plus en plus fort . Nous constatons que le parallélépipède reste au repos aussi longtemps que \vec{F} reste inférieure à une certaine valeur \vec{F}^* (phase 2) : les trois forces \vec{F} , \vec{R} , \vec{P} doivent être en équilibre (trois forces en équilibre doivent être coplanaires et concourantes) c est le point de concours , ceci n'est possible que si la réaction \vec{R} ne resta plus verticale , et prendra une inclinaison α avec la verticale ; α est appelé , angle d'adhérence . La réaction \vec{R} pourra être décomposée , en une composante normale R_N et une composante tangentielle R_T , tel que $R_T = R_N \operatorname{tg} \alpha$. La composante R_T traduit l'adhérence du parallélépipède sur la chaussée . plus \vec{F} augmente , plus α augmente .

dès que \vec{F} atteint la valeur critique \vec{F}^* qui permet l'amorçage du mouvement , l'angle α atteint sa valeur maximale , notée par φ et appelée : angle de frottement de sorte que le coefficient de frottement $f = \operatorname{tg} \varphi$. La réaction \vec{R} a deux composantes : une composante normale N , et une composante tangentielle $T = N \cdot f$ (1) ; $N = P$ et $T = F^*$; T est appelée force de frottement : (phase 3).



2 constatations pratiques

le coefficient de frottement est constant pendant le mouvement quelle que soit la vitesse.

le coefficient de frottement est indépendant de l'intensité de la réaction normale.

le coefficient de frottement est indépendant de l'étendue des surfaces en contact, donc de la pression.

le coefficient de frottement dépend de la nature des matériaux en contact et de l'état de leurs surfaces; plus les surfaces sont rugueuses plus le coefficient de frottement est grand.

la lubrification a pour effet de diminuer le coefficient de frottement

quelques valeurs du coefficient de frottement

Frottement sec			
Nature des corps en contact	État de leurs surfaces	valeurs de f	observations
Fonte sur fonte ou fonte sur bronze	surfaces travaillées à l'outil (fraisées, tournées, alésées)	0,15	$f = 0,16$ au départ
Acier sur fonte ou acier sur bronze		0,18	$f = 0,19$ au départ
courroie en cuir sur poulie	côté chair de la courroie en contact avec la jante qui est polie si elle est en fonte.	0,20 à 0,35	f est plus grand pour des courroies usagées que pour des courroies neuves.
{ en fonte... en bois		0,35 à 0,50	
Garniture de frein, genre Ferodo sur tambour en acier ou en fonte spéciale	surface de la garniture rugueuse. paroi du tambour lisse	0,30 à 0,50	f diminue s'il y a des infiltrations de corps gras.
pneu neuf sur béton rugueux sec.	Le pneu porte des empreintes plus ou moins profondes, pour augmenter le coefficient de frottement, et pour chasser les eaux de pluies.	0,90 à 1	f diminue si le sol est poussiéreux.
pneu neuf sur béton ordinaire sec.		0,70	
pneu neuf sur asphalte mouillé		0,25 à 0,40	
Frottement avec lubrification			
Fonte sur fonte	surfaces travaillées à l'outil et bien lisses	0,10	graissage intermittent
Tourillons { sur fonte ... en sur bronze ...		0,05 à 0,15	varie avec la nature du corps gras, le mode de graissage (permanent ou intermittent).
		Acier { sur alliage antifriction.	

le coefficient de frottement au départ s'appelle encore : coefficient d'adhérence.

Dans certains coussinets où l'on incorpore du graphite à l'alliage de l'antifriction, f peut descendre à 0,006.

1.3 APPLICATIONS

1.3.1 Basculement des corps

considérons un corps parallélépipédique de hauteur H et de largeur de base L . Exerçons à sa partie supérieure un effort \vec{F} de plus en plus grand, distant de c de sa base

Le corps reste au repos aussi longtemps que \vec{F} reste inférieure à une certaine valeur \vec{F}^* , à partir de laquelle le corps glissera sur sa base, ou basculera autour de l'arête B , tout dépendra de L , c , et du coefficient de frottement f entre surfaces.

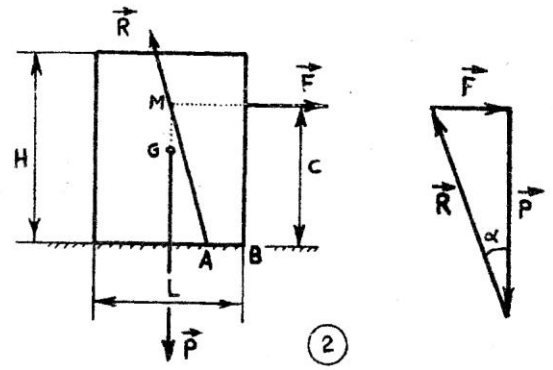
lorsque le corps est au repos le trois forces \vec{F} , \vec{P} et \vec{R} forment un torseur nul (polygone des forces et dynamique, fermés), l'angle d'adhérence α n'a pas encore atteint, La valeur de l'angle de frottement φ . plus l'effort \vec{F} augmente plus le point A s'approche de B . plus l'effort \vec{F} augmente, plus l'angle d'adhérence α augmente. si α atteint l'angle φ avant que A soit confondu avec B , on a glissement sans basculement. Et si A est confondu avec B avant que α atteigne la valeur de φ , on a basculement du corps autour de l'arête B . le basculement est favorisé si c croît, L décroît, f croît.

Au moment d'amorçage du basculement, seul le point B est en contact avec le support, donc la réaction \vec{R} passe nécessairement par B . Ecrivons l'équation d'équilibre des moments autour de B :

$F \cdot c = P \frac{L}{2}$ et comme $P = N$ et $T = F$ lorsque l'amorçage du basculement se produit au même moment d'amorçage du glissement ($\alpha = \varphi$); N et T sont respectivement les composantes normale et tangentielle de la réaction \vec{R} ; et sachant que $T = N \cdot f$ l'équation d'équilibre des moments autour de B se traduira par :

$$c = \frac{L}{2f} \quad (2)$$

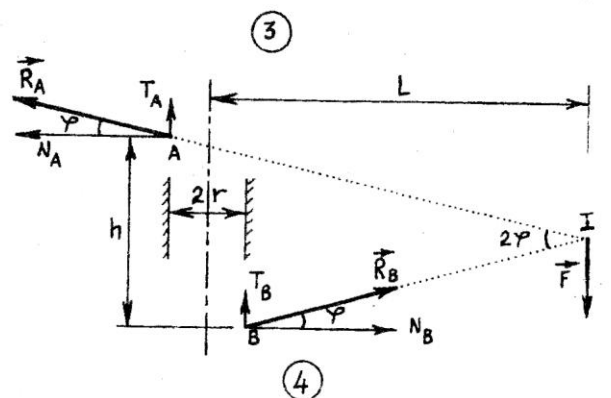
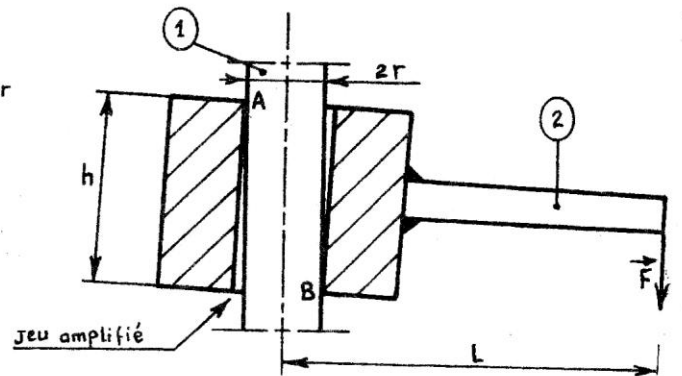
pour qu'il y ait basculement avant glissement il faut donc que $c > \frac{L}{2f}$. et pour éviter le basculement il faut que $c < \frac{L}{2f}$



1.3.2 L'arc-boutement

sur une tige cylindrique de rayon r (1) peut glisser un coulisseau (2) en équerre dont la longueur de la portée (contact sur la barre) est h . On suspend à une distance L , une charge \vec{F} . On néglige le poids propre du coulisseau. En appelant φ l'angle de frottement aux deux points de contact A et B , du support avec son axe

On appelle arc-boutement le coincement du coulisseau sur la tige, que même une augmentation de l'intensité de \vec{F} ne permettra pas le décoinement. l'arc-boutement est favorisé si L croît et h décroît. Nous étudions l'équilibre à l'état limite de glissement ($\alpha = \alpha_{max} = \varphi$). Isolons le coulisseau et étudions son équilibre: il est soumis à l'action de trois forces, \vec{F} , la réaction \vec{R}_A , et la réaction \vec{R}_B de la tige; ces trois forces doivent être coplanaires et concourantes en I . Pour voir les sens de \vec{R}_A et de \vec{R}_B il suffit de voir le déplacement du coulisseau sur la tige, s'il y aura



glissement, la force de frottement T est dans le sens opposé au mouvement. au deux points de contact A et B on a le même coefficient de frottement (même couple de matériaux en contact). les équations d'équilibre s'écrivent:

$$N_A = N_B$$

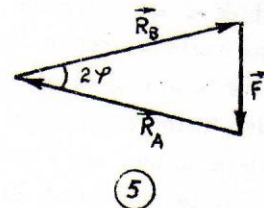
$$T_A + T_B = F \quad ; \text{ puisque } T_A = N_A \cdot f \text{ et } T_B = N_B \cdot f \Rightarrow T_A = T_B$$

Equation d'équilibre des moments par rapport à A :

$$T_B \cdot 2r + N_B \cdot h - F(L+r) = 0$$

On faisant les substitutions nécessaires, on trouve : $L = \frac{h}{2f}$ (3)

pour qu'il y ait arc-boutement certain il faut que : $L > \frac{h}{2f}$, et pour l'éviter il suffit de choisir $L < \frac{h}{2f}$



2. Résistance au roulement

Il est plus facile de faire rouler un cylindre sur un plan horizontal que de le faire glisser.

considérons un cylindre indéformable, de rayon R , reposant sur un sol déformable, si bien que le contact entre le cylindre et le sol a lieu suivant une surface limitée par deux génératrices A et B. l'axe O est matérialisé par une tige d'acier de très faible diamètre aux extrémités de laquelle on place un étrier. le cylindre est susceptible de rouler sous l'effet d'une force de tirage \vec{F} .

le cylindre reste au repos aussi longtemps que \vec{F} reste inférieure à une certaine valeur \vec{F}^* ; la réaction du sol

sur le cylindre est répartie sur la surface limitée par les deux génératrices A et B, la résultante de cette réaction est appliquée au point C, plus l'effort \vec{F} croît plus le point C s'approche de B. le roulement s'amorçera dès que le point C sera confondu avec B. lorsque le cylindre roule, la déformation du plan se propage dans le même sens que le déplacement, et on peut admettre que le mouvement du cylindre est, à chaque instant une rotation autour de la génératrice B (B est un centre instantané de rotation). l'empreinte de largeur 2δ dépend de \vec{P} , du rayon R , et du matériau du sol; à titre d'indication δ est comprise entre 0,5 et 1 mm pour les roues de wagons sur rails en Acier.

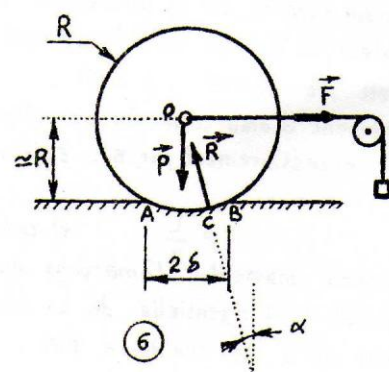
A l'état limite d'équilibre (amorçage du roulement), la réaction \vec{R} passe par B et on a trois forces en équilibre coplanaires et concourantes en O. posons l'équation d'équilibre des moments écrite au point B :

$$F \cdot R = P \cdot \delta \quad (4) \quad \delta \text{ est appelé coefficient de résistance au roulement}$$

si l'amorçage du roulement est accompagné d'un amorçage au glissement, la réaction \vec{R} pourra se décomposer en N et T , tel que $T = N \cdot f$. l'équation d'équilibre des forces donne immédiatement $F = T$ et $P = N$

remplaçons F et P dans l'équation (4), ce qui donne : $f \cdot R = \delta$ (5)

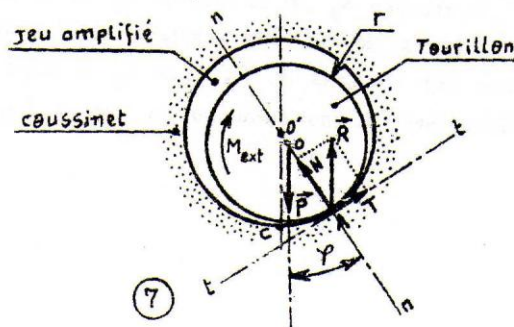
pour qu'il y ait roulement sans glissement, il faut que : $f \cdot R > \delta$: le point C est confondu avec B avant que α atteigne la valeur de φ . Et pour $f \cdot R < \delta$ on a glissement sans roulement, $\alpha = \varphi$ au moment où C n'a pas encore atteint le point B; ce qui explique le patinage des roues de voiture, enfoncées dans le sable



3. Frottement dans les paliers à glissement

3.1 Tourillon porteur (transversal)

La rotation d'un cylindre autour de son axe O est pratiquement guidée à l'intérieur d'un alésage appelé coussinet. le jeu entre le cylindre (tourillon) et le coussinet a été considérablement exagéré dans la figure ci-contre. le contact a lieu en C au repos, en



A pendant le mouvement. En pratique, les tourillons sont en acier et les coussinets en bronze; les surfaces frottantes sont graissées et le coefficient de frottement f est inférieur à 0,10.

On cherche l'intensité d'un couple extérieur M_{ext} appliqué au tourillon, nécessaire pour amorcer le roulement du tourillon à l'intérieur du coussinet. Isolons le tourillon de rayon r et de poids \vec{P} , la réaction \vec{R} du coussinet ne peut être que verticale (deux forces sont en équilibre, si elle est parallèle); à la limite du glissement, la réaction \vec{R} peut être décomposée en N et T tel que $T = N \cdot f$

$|\vec{P}| = |\vec{R}|$. L'équilibre des forces suivant la direction nn' s'écrit : $N = P \cos \varphi$

L'équilibre des forces suivant la direction tt' s'écrit : $T = P \sin \varphi$

L'équilibre des moments autour du centre O du tourillon : $M_{ext} = T \cdot r = P r \sin \varphi$

L'angle φ est très faible : $\sin \varphi \approx \tan \varphi = f$. ce qui donne :

$$M_{ext} = P \cdot r \cdot f \quad (6)$$

ce qui explique l'intérêt pratique de réduire P , r , et f .

3.2 Tourillon d'appui (longitudinal)

L'extrémité inférieure ou pivot d'un arbre vertical repose sur une crapaudine. Soit \vec{P} la poussée exercée par le pivot sur la crapaudine. Lorsque l'arbre tourne autour de son axe géométrique, les résistances dues au frottement du pivot sur la crapaudine engendrent un couple résistant au mouvement dit : couple de frottement.

On suppose que la poussée \vec{P} est répartie uniformément sur toute la surface circulaire de contact, de sorte que l'élément de surface annulaire $(r, r+dr)$ est soumis à un effort normal de compression :

$$dN = \frac{P}{\pi R^2} (2\pi r dr) \quad (7)$$

et à un effort tangentiel provoquant le glissement :

$$dT = dN \cdot f = \frac{P}{\pi \cdot R^2} (2\pi r dr) \cdot f \quad (8)$$

Le moment résistant de l'élément de surface annulaire est :

$$dM_{rés} = dT \cdot r = \frac{2P}{R^2} f \cdot r^2 dr \quad (9)$$

le moment résultant résistant (couple de frottement) est obtenu par intégration sur toute la surface circulaire de contact :

$$M_{rés} = \int dM_{rés} = \frac{2P f}{R^2} \int_0^R r^2 dr = \frac{2}{3} P \cdot f \cdot R = M_{ext} \quad (10)$$

généralement on interpose entre le pivot et la crapaudine des grains pour réduire les frottements (réduire f).

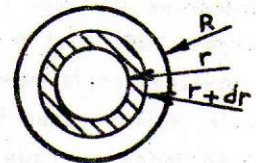
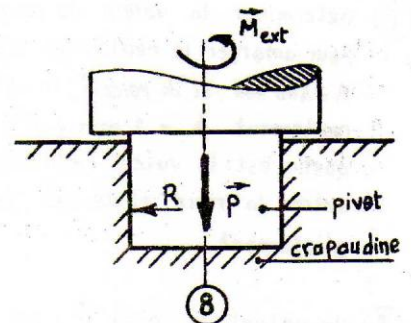
3.3 Frottement d'épaulement sur sa butée

Au lieu que l'appui soit sur le pivot, il peut être sur l'épaulement; et on peut facilement déterminer une valeur approchée du moment résistant :

$$M_{rés} = M_{ext} = P \cdot f \cdot R_m \quad (11)$$

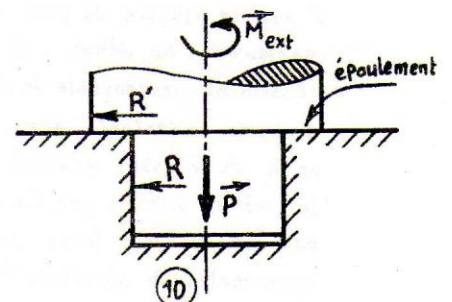
$$R_m \text{ est le rayon moyen} = \frac{R + R'}{2}$$

Les arbres disposés horizontalement de vis sans fin, d'engrenages hélicoïdaux, de certaines turbines, subissent des poussées axiales. On équilibre ces poussées par des épaulements.



8

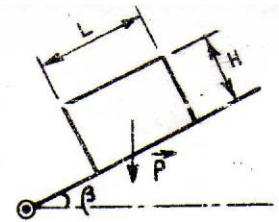
9



10

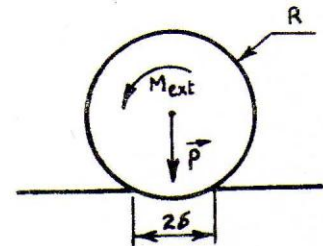
Exercices à traiter en T.D

- ① Un corps de poids \vec{P} repose sur un plan incliné orientable faisant avec l'horizontal un angle β . En faisant augmenter β , le corps s'amorce en glissement à partir de $\beta = 30^\circ$. Déterminer le coefficient de frottement entre le corps et le plan incliné ; ainsi que l'angle de frottement φ .



pour $L = 20 \text{ mm}$ et $\beta = 15^\circ$; A partir de quelle valeur de la hauteur H on risque le basculement du corps.

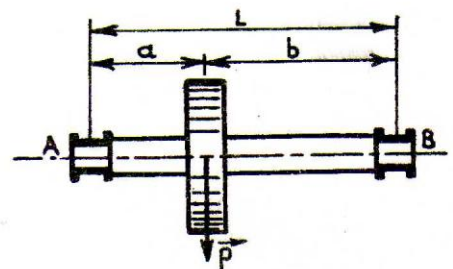
- ② Déterminer la valeur du moment Moteur M_{ext} nécessaire pour amorcer le roulement d'une roue en Acier, de rayon $R = 400 \text{ mm}$, et de poids \vec{P} , le coefficient de résistance au roulement $\delta = 1 \text{ mm}$, $P = 1 \text{ kN}$. quelle est la valeur minimale du coefficient de frottement entre la roue et le sol pour avoir un roulement sans glissement.



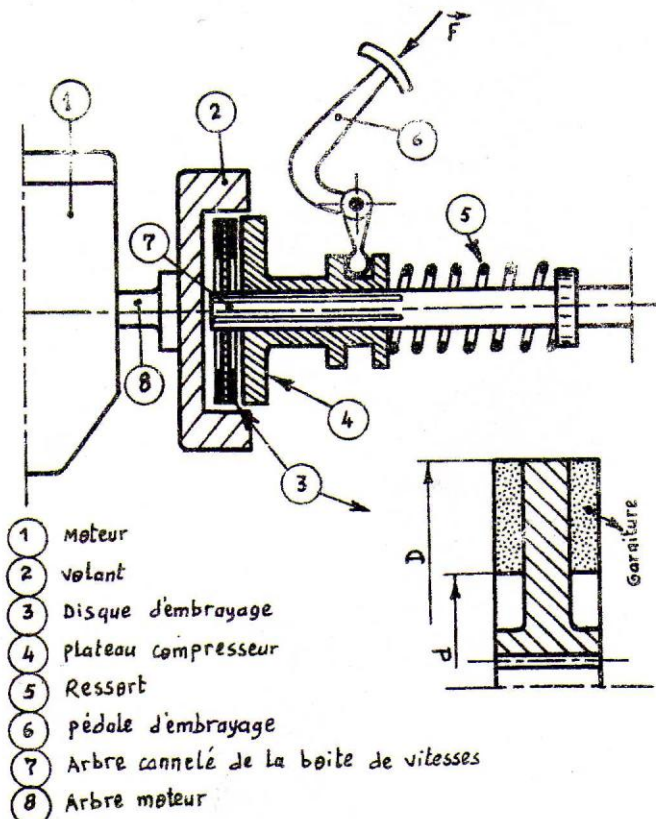
- ③ Un volant de poids \vec{P} , est monté sur un arbre, terminé par deux tourillons, repose sur les coussinets A et B

Déterminer le moment extérieur à appliquer sur le volant pour faire tourner l'arbre.

On donne : rayon de chaque tourillon $r = 10 \text{ mm}$
 $L = 300 \text{ mm}$, $a = 100 \text{ mm}$, $b = 200 \text{ mm}$
 $P = 300 \text{ N}$, $f = 0,1$ (entre tourillon et coussinet).



- ④ L'embrayage à disque unique, représenté ci-contre permet d'accoupler ou d'isoler l'arbre moteur de la boîte des vitesses. le disque d'embrayage couvert d'une garniture de Ferodo (amiante et laiton), de forme annulaire (D, d) sur ces deux faces ; il est pressé, par l'intermédiaire d'un ressort, sur un plateau pouvant former volant. Le volant, solidaire de l'arbre moteur, tourne et entraîne le disque par adhérence. l'embrayage est obtenu en réduisant peu à peu la poussée du pied sur la pédale de manœuvre. Au début, il se produit un glissement (responsable de l'usure) entre les surfaces en contact. Ainsi, l'arbre de la boîte de vitesses acquiert progressivement la même vitesse que l'arbre moteur. pourquoi les deux faces du disque sont recouvertes de garniture ? pourquoi le disque n'est pas solidaire au volant ?



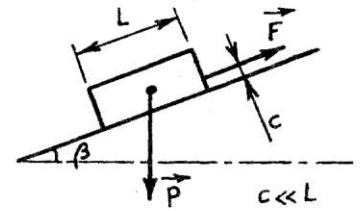
- ① Moteur
- ② volant
- ③ Disque d'embrayage
- ④ plateau compresseur
- ⑤ Ressort
- ⑥ pédale d'embrayage
- ⑦ Arbre cannelé de la boîte de vitesses
- ⑧ Arbre moteur

connaissant : $D = 200 \text{ mm}$, $d = 100 \text{ mm}$, $f = 0,4$

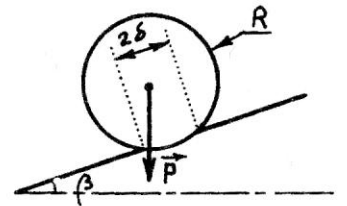
Déterminer l'effort \vec{P} minimal, exercé par le ressort sur le plateau compresseur et par suite sur le disque d'embrayage, à la position embrayée, pour que cet accouplement puisse transmettre un couple moteur $C_m = 50 \text{ N.m}$

Exercices supplémentaires

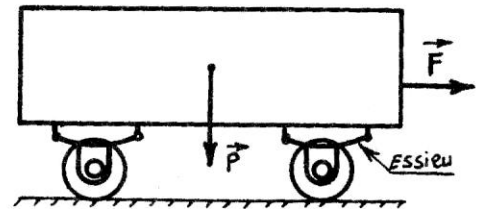
- ⑤ Un corps de poids \vec{P} , repose sur un plan incliné faisant avec l'horizontal un angle β , le coefficient de frottement entre les surfaces en contact est f . Déterminer l'effort \vec{F} en fonction de \vec{P} , β et f qui permet d'amorcer le mouvement vers le haut.



- ⑥ Un disque de poids \vec{P} , de rayon R , indéformable, repose sur un plan incliné déformable. Pour $P = 30 \text{ kgf}$; $R = 300 \text{ mm}$; $\delta = 1 \text{ mm}$. Déterminer l'angle d'inclinaison β qui permet l'amorçage du roulement. Quelle est la valeur minimale du coefficient de frottement f entre disque et plan, qui permet d'avoir un roulement sans glissement.



- ⑦ Un wagon de chemin de fer de poids \vec{P} , y compris la charge, dont les quatre roues reposent sur des rails horizontaux. Chaque essieu est solidaire des deux roues qu'il porte ; ses extrémités ou fusées s'engagent dans les coussinets des boîtes d'essieux fixées sur les ressorts de suspensions solidaires du châssis.



pour déplacer le wagon d'un mouvement uniforme, on applique sur son crochet une force de traction F ; celle-ci doit avoir une intensité suffisante pour vaincre les diverses résistances passives :

- Résistance au roulement des roues sur les rails.
- Frottement des fusées sur leurs coussinets.

On néglige la résistance de l'air.

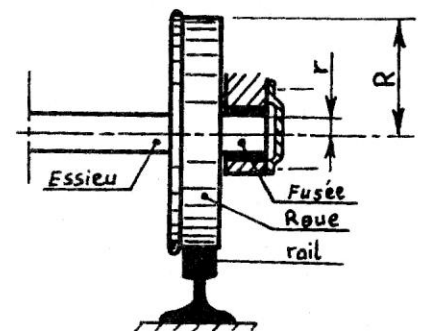
On suppose que le poids \vec{P} du wagon, est équitablement réparti entre les quatre roues.

on donne : $R = 400 \text{ mm}$, $r = 50 \text{ mm}$, δ (des rails) = $0,8 \text{ mm}$

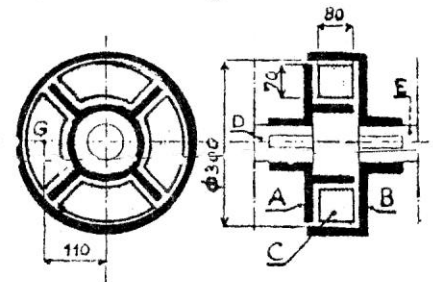
f (entre fusée et coussinet) = $0,1$; f' (entre rail et roue) = $0,2$

$P = 50 \text{ tonnes}$

Déterminer la force de traction \vec{F} , pour avoir un mouvement uniforme du wagon.



- ⑧ Un arbre D est entraîné à la vitesse $N = 480 \text{ tr/min}$. sur cet arbre est calé un plateau A qui présente un cloisonnement limitant quatre compartiments. chacun d'eux reçoit une masse c en fonte considérée comme un quart d'anneau de diamètre extérieur 300 mm . pendant la rotation, les masses sollicitées par la force centrifuge viennent presser la surface cylindrique intérieure d'une cuvette B calée sur l'arbre E.



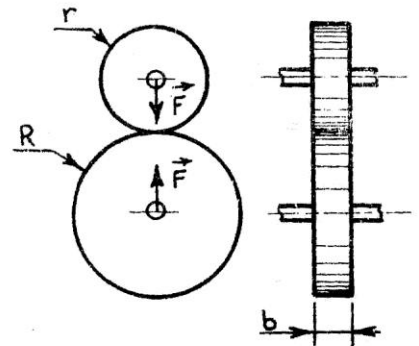
- calculer la force qui appuie chaque masse sur la cuvette B.
- Quel est le moment du couple qui tend à entraîner la cuvette B par adhérence ? on donne : $f = 0,14$.
- En déduire la valeur maximale de la puissance que l'on peut ainsi transmettre à l'aide de cet embrayage.

- 9) soit une transmission par roues de friction
la roue de rayon r est entraînée à la vitesse 3000 tr/mn.
le mouvement est transmis à la roue de rayon R par adhérence (friction).

on donne : $r = 20 \text{ mm}$, $R = 40 \text{ mm}$, $b = 10 \text{ mm}$,
coefficient de frottement entre roues $f = 0,2$
 $F = 100 \text{ N}$.

pourquoi la transmission nécessite l'application d'un effort de contact \vec{F} .

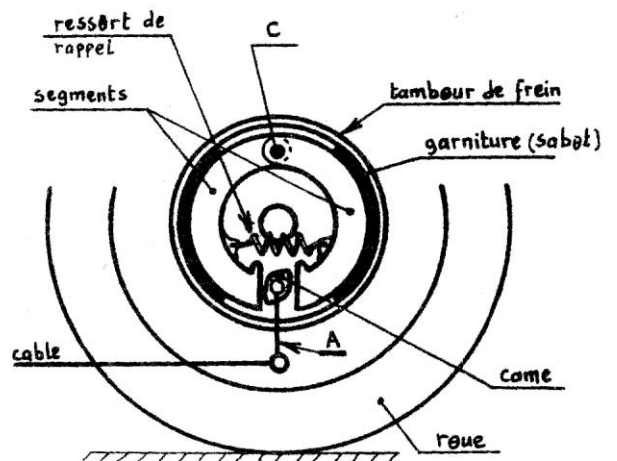
calculer la puissance transmissible . si cette puissance est dépassée que se passera-t-il ?



- 10) Les freins sont employés pour ralentir le mouvement d'un mécanisme ou d'un véhicule.
deux mécanismes de freinage sont les plus utilisés parmi d'autres :

Frein à tambour : le tambour de frein est solidaire de la roue . l'axe d'articulation C des segments est fixe . le levier A entraîne la came et fait écarter les segments dont la garniture vient frotter sur la paroi intérieure du tambour .

Frein à disque : le disque est solidaire de la roue , deux plaquettes de frein recouvertes sur ces faces actives de garniture améliorant le freinage ; viennent presser le disque par l'action d'un piston commandé hydrauliquement



Nous constatons que la surface de freinage est cylindrique pour le premier mécanisme , et plane pour le deuxième .

En prenant le diamètre du tambour , égale au diamètre du disque . En imposant la longueur et la largeur des plaquettes et des sabots .

En imposant la même surface de freinage . En imposant le même effort pressant les garnitures . En prenant le même coefficient de frottement :

Quel est le mécanisme le freinage (parmi ces deux) , le plus puissant pour quel raison , dans la plupart des voitures , les roues avant sont dotées de frein à disque , alors que les roues arrière sont dotées de frein à tambour .

