

C39172

Ecole Normale Supérieure de Cachan

61 avenue du président Wilson
94230 CACHAN

Concours d'admission en 3^{ème} année

MÉCANIQUE

Session 2009

**Épreuve de
MÉCANIQUE ET CONCEPTION**

Durée : 4 heures

« Aucun document n'est autorisé ».

« L'usage de calculatrice électronique de poche à alimentation autonome, non imprimantes et sans document d'accompagnement, est autorisé selon la circulaire n°99018 du 1^{er} février 1999. De plus, une seule calculatrice est admise sur la table, et aucun échange n'est autorisé entre les candidats ».

« Si, au cours de l'épreuve, un candidat repère ce qui lui semble être une erreur d'énoncé, il le signale sur sa copie et poursuit sa composition en expliquant les raisons des initiatives qu'il est amené à prendre ».

Vérification des performances d'un véhicule à trois roues inclinables

Véhicule type CARVER en virage (inclinaison maximale de 45°)



Figure 1

Vue arrière du véhicule



Figure 2

Ce nouveau véhicule à trois roues, à cabine inclinable, est destiné à usage urbain ,deux types sont actuellement testés, le véhicule CARVER (aux USA, figures 1 & 2) et le véhicule CLEVER (en Europe, figures suivantes) . Toute l'étude qui suit, portera sur le prototype de véhicule CLEVER.

La cabine s'incline vers l'intérieur du virage, à l'instar des motos. Cette inclinaison de la cabine, permet de lutter contre la tendance au renversement des véhicules étroits dans les virages.

Ce véhicule peut transporter deux personnes en tandem (cf. figure 3 page 3) et présente une largeur minimale, un poids réduit donc une faible consommation avec un bas niveau d'émissions polluantes (inférieur à la norme Euro IV).

Le confort et la sécurité passive sont comparables à ceux des voitures compactes modernes (Cf figure 5 page 4). Le coût d'achat et le coût d'utilisation sont inférieurs à ceux des voitures compactes modernes. Ce véhicule se conduit grâce à des commandes identiques à celles des voitures (volant, leviers ...), est très maniable, et les sensations de conduites sont semblables à celles d'une moto.

Les enquêtes montrent que 15% au minimum des trajets en ville peuvent être assurés par ce véhicule, mais les problèmes de circulation actuels en ville (encombrement, stationnement et pollution) augmentent le potentiel d'utilisation de ce véhicule CLEVER.

Le sujet est composé de 5 parties indépendantes :

- **PARTIE 1** : Etude dynamique du véhicule en virage
- **PARTIE 2** : Etude du système d'inclinaison du véhicule
- **PARTIE 3** : Dimensionnement d'un arceau
- **PARTIE 4** : Etude de la résistance du pare brise
- **PARTIE 5** : Conception de la liaison module Arrière / Cabine

Les cinq parties seront notées de façon équivalente et il vous est demandé de répondre à 4 parties de votre choix.

Les documents suivants sont en annexe à la fin du sujet :

- Annexe A : extrait de catalogue de pompes à engrenages
- Annexe B : formulaire de différents opérateurs en coordonnées sphériques
- Annexe C : extrait de catalogues de roulements à contacts obliques

Documents à rendre avec la copie : **Document 1**



Figure 3

Structure du véhicule Clever (véhicule de la figure 3)

Le véhicule **Clever** est constitué d'une structure principale inclinable appelée cabine, et d'un module arrière assurant la propulsion. Ce module arrière reste toujours vertical par rapport à la route. Ces 2 éléments sont liés par une liaison pivot d'axe parallèle à l'avancement du véhicule.

Il existe 2 manières de contrôler l'inclinaison en virage :

- en « prenant l'angle » comme le font les motards, c'est simple mais cela nécessite un pilotage qualifié, et de plus, la moto n'est pas stable aux faibles vitesses et à l'arrêt ;
- en confiant l'inclinaison à un système mécanique intelligent, représenté par la figure 7 (page 6), qui est un système hydraulique associé à un calculateur.



Figure 4

Caractéristiques :

Véhicule à 3 roues, inclinable à 45°

Rayon de braquage : 3,2 m (cabine inclinée de 45°), 5,2 m lorsque la cabine est verticale

Longueur : 3 m , largeur : 1 m , hauteur : 1,35 m , empattement : 2450 mm , voie : 835 mm

Masse à vide : 395 Kg

Section projetée du véhicule suivant l'axe longitudinal : 1,045m²

Coefficient de traînée (Cx) : 0,45

Moteur à gaz naturel pour véhicule (GNV) : 12,5 kw à 8500 tr/mn

Stockage GNV dans deux réservoirs sur le module arrière

Autonomie : 200 km

Vitesse maxi : 100 km/h (de 0 à 60 km/h en moins de 6 secondes)



Figure 5 : Crash test d'un véhicule

PARTIE 1

Etude dynamique du véhicule en virage

On se propose de valider les limites de vitesse en virage. Compte tenues des caractéristiques données par le constructeur et de celles données ci-dessous :

Hypothèses supplémentaires :

Masse de l'ensemble mobile : 480 Kg

Coefficient de frottement au contact des roues sol : $\mu = 0,85$

$CE = 0,25$ m $EG = 0,52$ m ($\beta=0^\circ$) $AB = 0,835$ m $CD = 2,45$ m

Le point E est la projection de G sur CD quand l'angle β vaut 0°

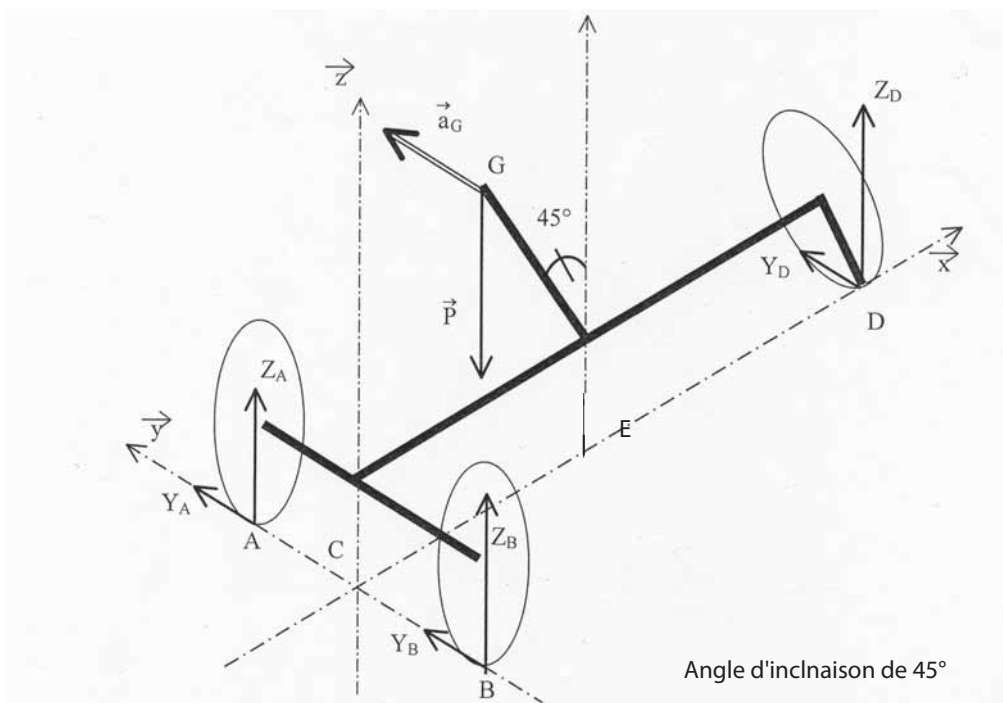


Figure 6

Les différentes cotes sont données par la figure 6 ci-dessus :

1. Ecrire le principe fondamental de la dynamique appliqué au véhicule incliné d'un angle β de 45° , lors d'un virage (on supposera que le centre de gravité G décrit un cercle de rayon R), dans un repère terrestre supposé galiléen (axe z vertical).
2. Donner l'équation permettant de déterminer la relation vitesse du point G = f(R) vérifiant le non basculement du véhicule.
3. Donner l'équation permettant de déterminer la relation vitesse du point G = f(R) vérifiant le non glissement du véhicule.
4. Tracer les courbes et les commenter, en fonction des caractéristiques données par le constructeur.

PARTIE 2

Etude de l'ensemble de basculement du véhicule

On se propose de valider les choix du constructeur pour l'inclinaison du module avant.

Le système d'inclinaison de la cabine est assuré par un système mécanique « intelligent » constitué d'un circuit hydraulique et d'un calculateur. Deux vérins hydrauliques positionnent la cabine à l'inclinaison demandée (cf. figure 7).

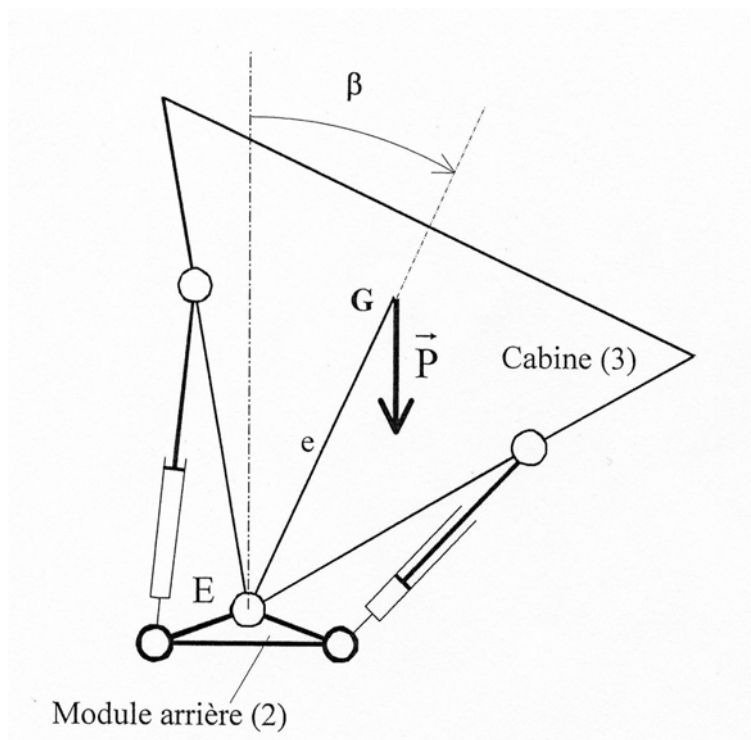


Figure 7

Ceux-ci sont disposés entre la cabine et le module arrière de propulsion qui, lui, reste toujours vertical. Le calculateur, informé par 5 capteurs (cf. figure 8), autorise ou non, l'alimentation en huile de l'un des vérins, pendant que l'huile s'évacue de l'autre vérin. Ainsi la cabine s'incline du côté opposé au vérin alimenté.

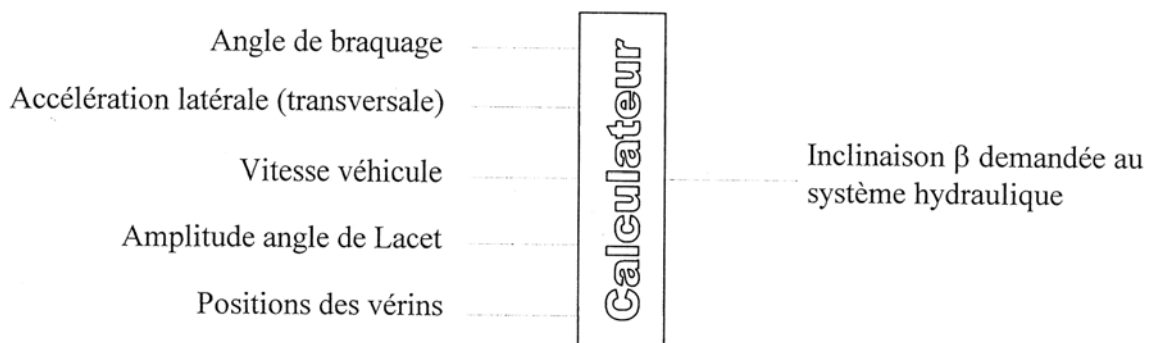


Figure 8

Données complémentaires :

Lorsque la cabine est en position verticale, les tiges de vérin sont en position médiane.

Lorsque la cabine s'incline de 45°, le piston du vérin assurant la manœuvre se déplace de 100 mm, la course maximale d'un piston étant de 200 mm.

Le schéma du circuit hydraulique est donné par la figure 9 ci dessous :

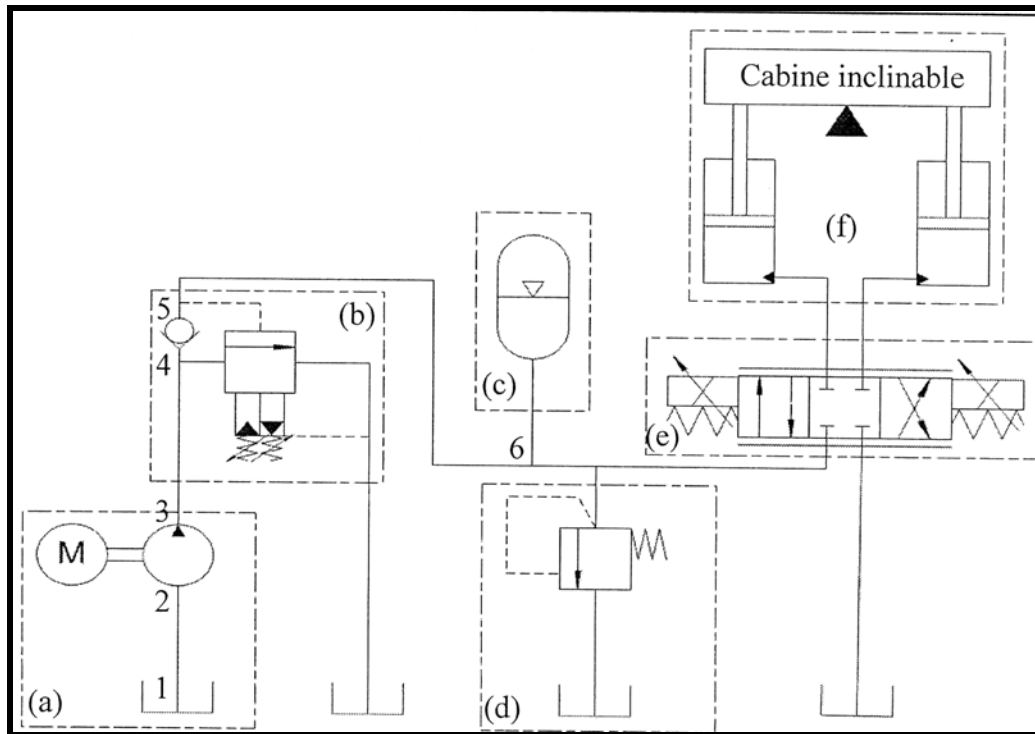


Figure 9

Le circuit hydraulique est composée de 6 modules repérés de (a) à (f)

- (a) : Pompe à engrenage entraîné par le moteur thermique
- (b) : Clapet anti-retour et valve de décharge
- (c) : Accumulateur oléopneumatique de volume nominal 1,4 L
- (d) : Limiteur de pression
- (e) : Distributeur à effet proportionnel
- (f) : Vérins simple effet, de diamètre 32 mm pour chaque piston et course de 200 mm

Fonctionnement du module d'inclinaison :

Au démarrage du véhicule, la valve de décharge du module (b) est fermée. L'écoulement, généré par la pompe (a), traverse le clapet anti-retour du module (b) et se dirige vers l'accumulateur (c). Le distributeur à effet proportionnel (e) est en position médiane. Les vérins (f) sont immobiles. L'accumulateur (c) se charge.

Quand la pression atteint la valeur préréglée de 160 bars, la valve de décharge du module (b) s'ouvre et l'écoulement dû à la pompe (a) retourne au réservoir. Le couple demandé par la pompe (a) au moteur thermique est alors très faible, voire négligeable.

Lorsque le calculateur demande l'inclinaison de la cabine, l'énergie nécessaire est d'abord fournie par l'accumulateur (c), puis par la pompe (a). En effet, si la charge de l'accumulateur (c) est insuffisante, la pression dans le circuit descend sous la valeur préréglée de 100 bars, la valve de décharge du module (b) se ferme à nouveau, la pompe (a) assure la manœuvre, puis recharge l'accumulateur (c) dès que le distributeur proportionnel (e) réduit le débit, à la demande du calculateur.

Dès que la pression atteint à nouveau 160 bars, la valve de décharge du module (b) s'ouvre à nouveau et l'écoulement dû à la pompe (a) retourne au réservoir.

Le distributeur à effet proportionnel (e) permet d'atteindre avec précision l'angle d'inclinaison demandé. Il assure un fonctionnement sans à coup et augmente la durée de vie des composants. Le limiteur de pression (d), réglé à une valeur supérieure à 160 bars, protège le circuit dans tous les cas.

L'accumulateur, dont le schéma de fonctionnement est donné par la figure 10 ci-dessous, comporte un gaz qui est de l'azote. Compte tenu de la compression et détente rapide du gaz, on supposera celui-ci parfait avec des transformations adiabatiques d'exposant $\gamma = 1,4$. On donne les caractéristiques suivantes :

- pression minimale de service : 100 bars
- pression maximale de service : 160 bars
- pression de précharge de l'azote : 90 bars

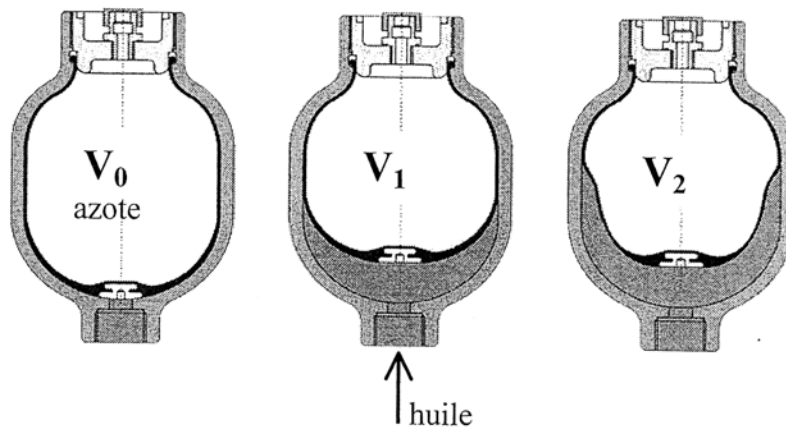


Figure 10

Travail demandé :

1. Déterminer l'effort maximal fourni, par chaque vérin, ainsi que le débit maximal de la pompe.

2. L'accumulateur doit assurer seul le cycle, dont la courbe est assimilée à une sinusoïde, qui s'effectue en 3 secondes (cf. figure 11 ci-dessous), les deux vérins étant successivement alimentés.
 - calculer le volume ΔV nécessaire à l'inclinaison
 - calculer puis vérifier que le volume V_0 initial donné par le constructeur est suffisant.
3. Calculer la fréquence de rotation N_p de la pompe permettant d'obtenir le débit dans les conditions maximales. Choisir la pompe parmi celles proposées par le constructeur.
4. Le régime du moteur variant de 1700 tr/min à 8600 tr/min, son régime de croisière étant de 5500 tr/min, déterminer le module de réduction à insérer entre le moteur et la pompe. Vérifier que le fonctionnement de la pompe est possible aux régimes extrêmes avec cette réduction.

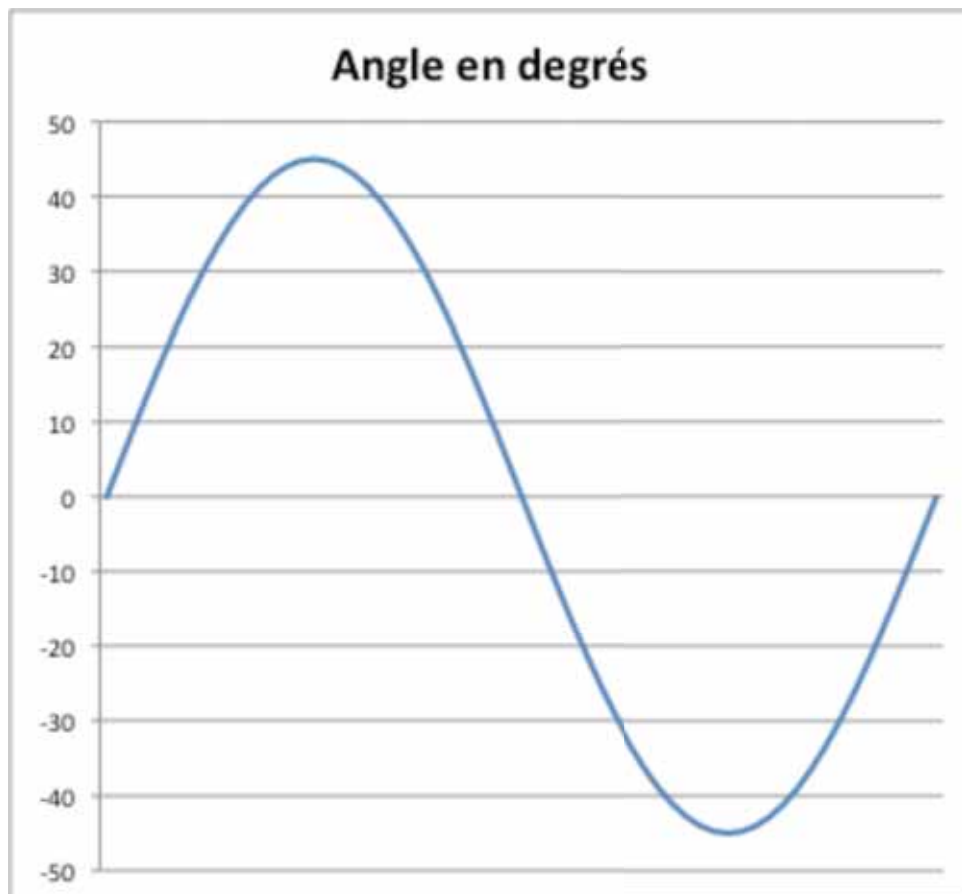


Figure 11

PARTIE 3

Dimensionnement d'un arceau

Dans le cadre de la vérification du dimensionnement, on s'intéresse à la tenue de l'un des arceaux assurant la fonction protection des passagers (Figure 12). Dans le cadre d'un pré-dimensionnement, on modélise l'un des arceaux constituant le toit par une poutre courbe.

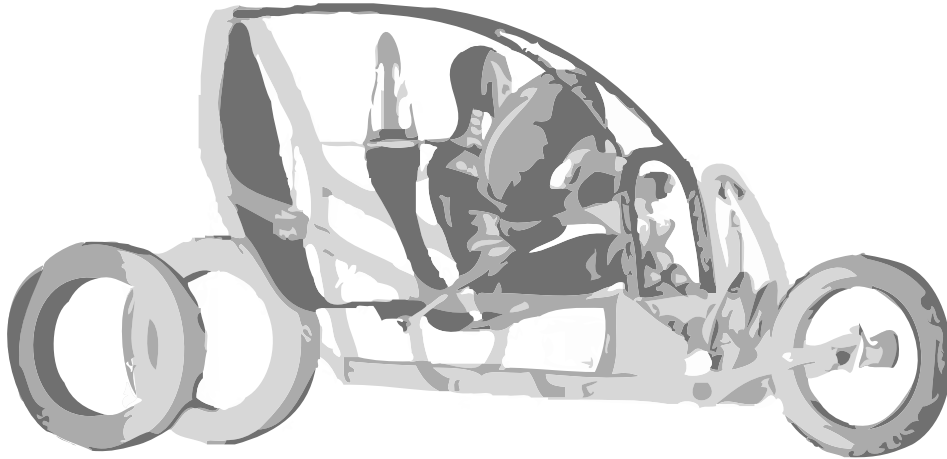


Figure 12

Dans cette partie, on s'intéresse aux sollicitations auxquelles est soumise la poutre courbe étudiée Figure 13. L'étude est plane, on se place dans le plan (O, \vec{x}, \vec{y}) .

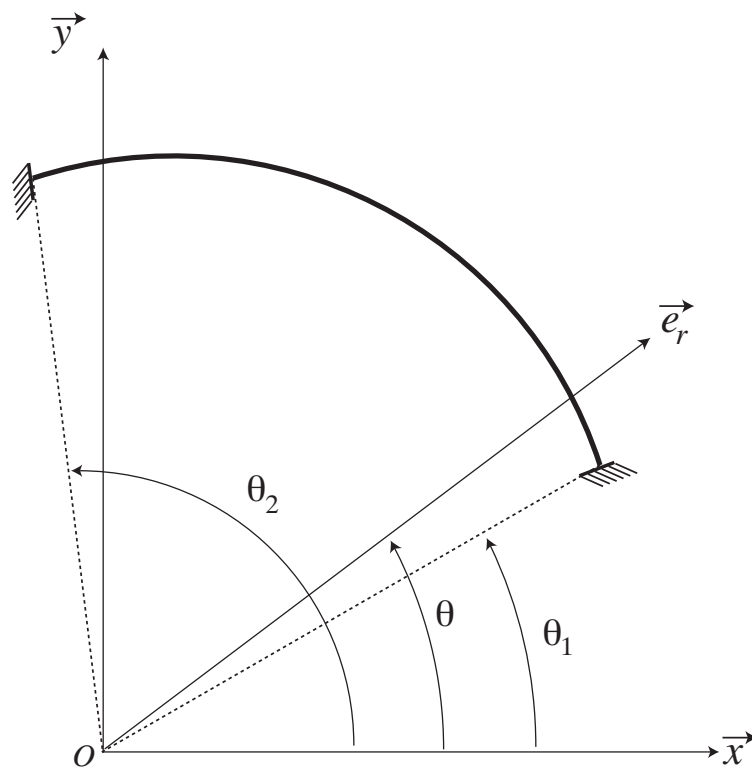


Figure 13

On se place dans le cadre des petites perturbations, et on suppose que toutes les sollicitations sont planes. On étudie les déformations en statique sous la charge uniforme répartie \vec{f}_d . Les deux repères cartésien et polaire sont installés sur la figure 13, ils sont notés (O, \vec{x}, \vec{y}) et $(O, \vec{e}_r, \vec{e}_\theta)$. La section est un disque de diamètre d . La géométrie de la ligne moyenne est définie par un arc de cercle de rayon R , et d'angle $|\theta_1 - \theta_2|$.

Le chargement est constitué d'un effort linéique réparti de valeur $\vec{f}_d = -p\vec{x}$. Chacune des extrémités de la poutre est bloquée, à cause à l'encastrement dans le bâti. Le poids est négligé.

1. Préciser les inconnues de déplacement (déplacements généralisés de la ligne moyenne de la poutre : en translations et en rotation) et les inconnues d'effort (efforts généralisés : efforts et moment) du problème poutre d'élastostatique.
2. Rappeler l'hypothèse d'Euler-Bernoulli.
3. Ecrire l'ensemble des équations à vérifier par les inconnues identifiées à la question précédente (équations de liaison, d'équilibre et relation de comportement).
4. Calculer les efforts généralisés le long de la poutre.
5. Tracer la déformée.
6. Calculer la matrice des contraintes associée par la relation de comportement.
7. Le matériau constitutif de la poutre est un acier, rappeler la valeur numérique de la limite élastique. Enoncer et appliquer le critère de Von-Mises. En déduire une valeur pour d .

PARTIE 4

Etude de la résistance du pare-brise

On s'intéresse à présent au pare-brise.

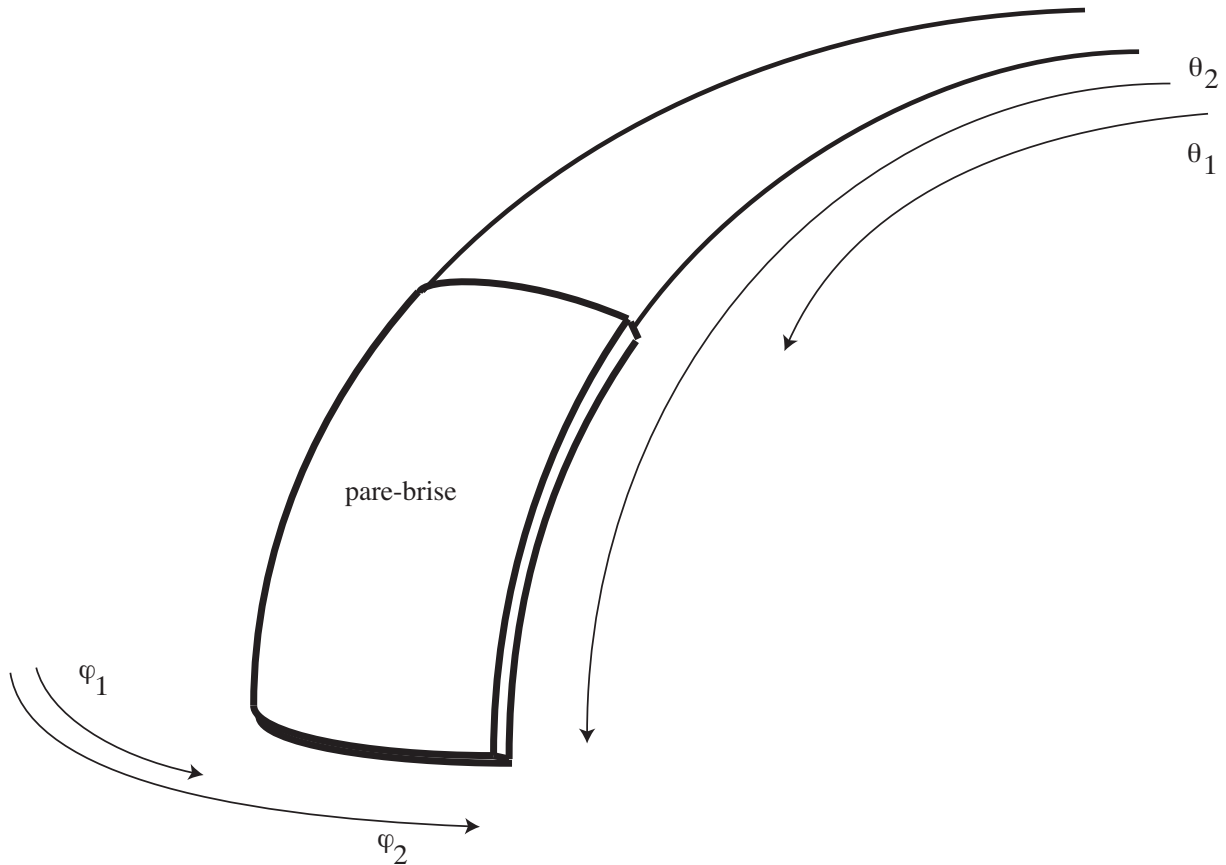


Figure 14

On modélise celui-ci par un milieu continu. La géométrie est supposée être une portion de sphère creuse. Les notations sphériques classiques sont introduites (Annexe B).

La géométrie de la portion de sphère est fixée par la donnée de deux portions angulaires $|\theta_1 - \theta_2|$ et $|\varphi_1 - \varphi_2|$, du rayon R moyen, ainsi que de l'épaisseur e .

Pour simplifier, on suppose que le chargement est une pression constante d'intensité p , qui s'exerce sur l'extérieur du pare-brise. Le pare-brise est fixé sur la structure de manière à empêcher tout déplacement au contact avec le châssis.

On se place dans le cadre de la statique.

1. Préciser les bords du milieu continu tridimensionnel étudié, et donner la mesure de son volume. Evaluer son poids. Ecrire la condition à vérifier pour négliger l'effet du poids dans notre étude.
2. Ecrire toutes les équations que doit vérifier le tenseur des contraintes.

3. Ecrire toutes les équations que doit vérifier le vecteur déplacement.
4. Le matériau étudié supposé est homogène, isotrope et élastique linéaire : préciser physiquement à quoi correspond chacune de ces propriétés. Le matériau constitutif des pare-brises vous paraît-il vérifier ces propriétés ?
5. Ecrire la relation de comportement entre le tenseur des contraintes et le déplacement sous les hypothèses précédentes.
6. On cherche la solution sous la forme :
$$\vec{u} = A \cdot \sin(a\theta + b) \cdot \cos(c\varphi + d) \vec{e}_r$$
Déterminer les constantes A, a, b, c, d par le théorème de l'énergie potentielle.
7. Calculer la contrainte associée au déplacement trouvé précédemment.
8. Appliquer le critère de Tresca à cette contrainte.
9. La contrainte ainsi trouvée est-elle la solution exacte de notre problème ? Justifier.
10. Peut-on résoudre le problème de manière simplifiée en utilisant le fait que l'épaisseur e est très faible devant les autres longueurs? Si oui comment ? Expliquer brièvement les bases de la méthode (sans faire de calcul).

PARTIE 5

Etude de la liaison pivot entre le module arrière et la cabine inclinable :

On se propose de réaliser un avant-projet de solution de la liaison pivot entre les deux modules du véhicule. Les caractéristiques données par le constructeur (efforts maximaux susceptibles d'être transmis) :

- torseur d'effort au centre de la liaison	$X_c = -750 \text{ daN}$	$L_c = 0 \text{ Nm}$
	$Y_c = 450 \text{ daN}$	$M_c = 4000 \text{ Nm}$
	$Z_c = 450 \text{ daN}$	$N_c = 1000 \text{ Nm}$

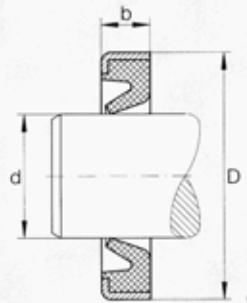
Les différentes cotes sont données sur le Document 1 à rendre avec votre copie. Les traits pointillés indiquent les limites de l'étude qu'il ne faudra pas dépasser :

1. A partir des Annexes A et C, et sur la feuille réponse Document 1, réaliser un avant-projet de solution de cette liaison à l'échelle 1, dans les deux vues imposées. On s'attachera plus particulièrement à l'étanchéité et à la rigidité de la liaison. Les différentes annexes doivent vous permettre de choisir les composants de cette liaison.
2. Proposer une méthode de validation de votre choix de composant roulement.

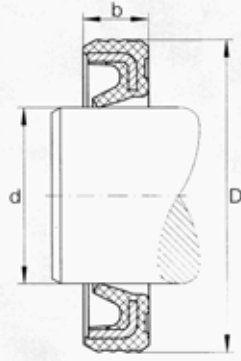
Documentation technique sur les bagues d'étanchéités

Bagues d'étanchéité

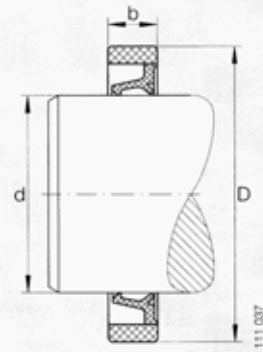
Séries G, GR
SD



GR ($d \leq 7$)



G ($d \geq 8$)



SD

Tableau de dimensions (en mm)

A une lèvre, en élastomère NBR Désignation	Masse ≈g	A deux lèvres, en matière plastique Désignation	Masse ≈g	Dimensions		
				d	D	b +0,4 -0,2
GR 4× 8×2 ¹⁾	0,2	-	-	4	8	2
GR 5× 9×2 ¹⁾	0,2	-	-	5	9	2
GR 5×10×2 ¹⁾	0,2	-	-	5	10	2
GR 6×10×2 ¹⁾	0,2	-	-	6	10	2
GR 6×12×2 ¹⁾	0,4	-	-	6	12	2
GR 7×11×2 ¹⁾	0,3	-	-	7	11	2
GR 7×14×2 ¹⁾	0,5	-	-	7	14	2
G 8×12×3	0,4	-	-	8	12	3
G 8×15×3	0,7	SD 8×15×3	0,3	8	15	3
G 9×13×3	0,5	-	-	9	13	3
G 9×16×3	0,7	-	-	9	16	3
G 10×14×3	0,5	-	-	10	14	3
G 10×17×3	0,9	SD 10×17×3	0,4	10	17	3
G 12×16×3	0,6	-	-	12	16	3
G 12×18×3	0,9	SD 12×18×3	0,4	12	18	3
G 12×19×3	1	SD 12×19×3	0,5	12	19	3
G 13×19×3	0,9	-	-	13	19	3
G 14×20×3	1	SD 14×20×3	0,5	14	20	3
G 14×21×3	1,1	-	-	14	21	3
G 14×22×3	1,3	SD 14×22×3	0,7	14	22	3
G 15×21×3	1	SD 15×21×3	0,5	15	21	3
G 15×23×3	1,3	SD 15×23×3	0,7	15	23	3
G 16×22×3	1,3	SD 16×22×3	0,6	16	22	3
G 16×24×3	1,3	SD 16×24×3	0,7	16	24	3
G 16×25×3	1,6	-	-	16	25	3
G 17×23×3	1,3	SD 17×23×3	0,6	17	23	3
G 17×25×3	1,5	SD 17×25×3	0,8	17	25	3
G 18×24×3	1,2	SD 18×24×3	0,6	18	24	3
G 18×26×4	1,8	SD 18×26×4	1,1	18	26	4
G 19×27×4	2	SD 19×27×4	1,1	19	27	4
G 20×26×4	1,8	SD 20×26×4	0,8	20	26	4
G 20×28×4	2,1	SD 20×28×4	1,1	20	28	4
G 21×29×4	2,2	-	-	21	29	4
G 22×28×4	1,8	SD 22×28×4	0,9	22	28	4
G 22×30×4	2,2	SD 22×30×4	1,3	22	30	4
G 24×32×4	2,5	-	-	24	32	4

Tableau de dimensions (en mm)

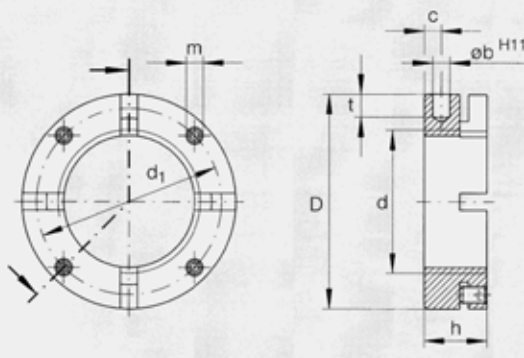
A une lèvre, en élastomère NBR Désignation	Masse ≈g	A deux lèvres, en matière plastique Désignation	Masse ≈g	Dimensions		
				d	D	b +0,4 -0,2
G 25×32×4	2,3	SD 25×32×4	1,3	25	32	4
G 25×33×4	2,5	SD 25×33×4	1,3	25	33	4
G 25×35×4	2,6	SD 25×35×4	1,9	25	35	4
G 26×34×4	2,6	SD 26×34×4	1,4	26	34	4
G 28×35×4	2,4	SD 28×35×4	1,3	28	35	4
G 28×37×4	3,1	-	-	28	37	4
G 29×38×4	3,2	-	-	29	38	4
G 30×37×4	2,7	SD 30×37×4	1,3	30	37	4
G 30×40×4	3,6	SD 30×40×4	2,1	30	40	4
G 32×42×4	3,7	SD 32×42×4	2,4	32	42	4
G 32×45×4	5,1	-	-	32	45	4
G 35×42×4	3	SD 35×42×4	1,5	35	42	4
G 35×45×4	4,1	SD 35×45×4	2,5	35	45	4
G 37×47×4	4	SD 37×47×4	2,7	37	47	4
G 38×48×4	4,4	SD 38×48×4	2,8	38	48	4
G 40×47×4	3,3	SD 40×47×4	1,7	40	47	4
G 40×50×4	4,6	SD 40×50×4	2,9	40	50	4
G 40×52×5	4,8	SD 40×52×5	4,5	40	52	5
G 42×52×4	4,7	SD 42×52×4	3	42	52	4
G 43×53×4	4,8	-	-	43	53	4
G 45×52×4	3,8	SD 45×52×4	1,9	45	52	4
G 45×55×4	5,2	SD 45×55×4	3,2	45	55	4
G 50×58×4	4,5	SD 50×58×4	2,4	50	58	4
G 50×62×5	10,4	SD 50×62×5	5,5	50	62	5
G 55×63×5	7,1	-	-	55	63	5
G 70×78×5	9	-	-	70	78	5

¹⁾ Avec armature métallique apparente. Ancienne désignation : G.

Documentation technique sur les écrous à encoches

Écrous à encoches de précision

Série AM



AM 15 à AM 40

137 118

Tableau de dimensions (en mm)

Filetage	Désignation ²⁾	Masse	Dimensions							Vis sans tête		Eccrou ³⁾		
			D	h	b	t	d ₁	c	m	Couple de serrage	Charge de rupture axiale	Couple de décollement pour	Couple de serrage	Moment d'inertie
d		≈kg							M _s	F _{ax} ¹⁾	M _L ¹⁾	M _{AL} ¹⁾	M _M	
									Nm	<N	Nm	Nm	kg · cm ²	
M15×1	AM 15	0,06	30	18	4	5	23	5	M4	2	102	20	10	0,089
M17×1	AM 17	0,07	32	18	4	5	26	5	M4	2	120	25	15	0,113
M20×1	AM 20	0,13	38	18	4	6	29,5	5	M6	5	145	45	18	0,225
M25×1,5	AM 25	0,16	45	20	5	6	35	6	M6	5	205	60	25	0,491
M30×1,5	AM 30	0,2	52	20	5	7	40	6	M6	5	245	70	32	0,86
M35×1,5	AM 35/58	0,23	58	20	5	7	48	6	M6	5	282	90	40	1,3
M35×1,5	AM 35	0,33	65	22	6	8	48	6	M6	5	329	100	40	2,41
M40×1,5	AM 40	0,3	65	22	6	8	51	6	M6	5	347	120	55	2,26
M45×1,5	AM 45	0,34	70	22	6	8	56	6	M6	5	360	220	65	2,94
M50×1,5	AM 50	0,43	75	25	6	8	62	8	M6	5	450	280	85	4,34
M60×2	AM 60	0,65	90	26	6	8	75	8	M6	5	547	365	100	9,4
M70×2	AM 70	0,79	100	28	8	10	85	9	M8	10	654	450	130	14,7
M90×2	AM 90	1,58	130	32	8	10	112	13	M8	10	912	1100	200	49,4

1) Remarque en page 240, respecter le Couple de déblocage et la charge de rupture axiale. Pour précharger le roulement, respecter le couple de serrage donné dans les tableaux de dimensions ou le cas échéant celui donné sur le dessin de montage.

2) Pour les adaptateurs AMS pour les écrous AM, consulter le catalogue « ZAE ».

3) Si des écrous AM sont montés avec les adaptateurs AMS, la valeur maximale admissible pour le couple de serrage ne doit pas dépasser le double du couple de serrage indiqué dans les tableaux de dimensions.

Différentes Annexes

Annexe A : Document constructeur sur les pompes à engrenages

Annexe B : Formulaire de Mécanique des milieux continus

Annexe C : Document constructeur sur les roulements à rouleaux coniques