

Examen : <b>BREVET DE TECHNICIEN SUPERIEUR</b>	Code : MAVPM	
Spécialité : <b>MAINTENANCE ET APRES-VENTE AUTOMOBILE</b>	Session : 2002	
Epreuve : <b>VERIFICATION DES PERFORMANCES D'UN MECANISME</b>	Durée : <b>6h</b>	Coef : <b>4</b>

## VERIFICATION DES PERFORMANCES D'UN MECANISME

Le sujet est constitué de deux thèmes indépendants.

### PREMIER THEME : DISTRIBUTION VARIABLE

Le sujet se compose :

- Document technique DT1, DT2 et DT3, pages 1/16 à 3/16.
- Travail demandé TD1 et TD2, pages 4/16 et 5/16.
- Document réponse DR1 et DR2, pages 6/16 et 7/16.

### DEUXIEME THEME : VEHICULE DE COMPETITION SUR TERRE

Le sujet se compose :

- Document technique DT4, DT5 et DT6, pages 8/16 à 10/16.
- Travail demandé TD3, TD4, TD5, TD6 et TD7, pages 11/16 à 15/16.
- Document réponse DR3, page 16/16.

### Barème / 200

Premier thème : DISTRIBUTION VARIABLE

N°	1.1	1.2	2.1	2.2	2.3	2.4	3.1	3.2	3.3
Poids	5	3	5	4	6	6	8	3	6

N°	3.4	3.5	3.6	3.7	4	5.1	5.2	5.3	5.4
Poids	4	5	5	5	8	8	8	5	6

Deuxième thème : VEHICULE DE COMPETITION SUR TERRE

N°	1.1.1	1.1.2	1.1.3	1.1.4	1.1.5	1.1.6	1.2.1	1.2.2
Poids	6	5	5	10	10	5	5	6

N°	1.2.3	1.2.4	1.2.5	2.1.1	2.1.2	2.1.3	2.2.
Poids	10	6	8	5	5	6	8

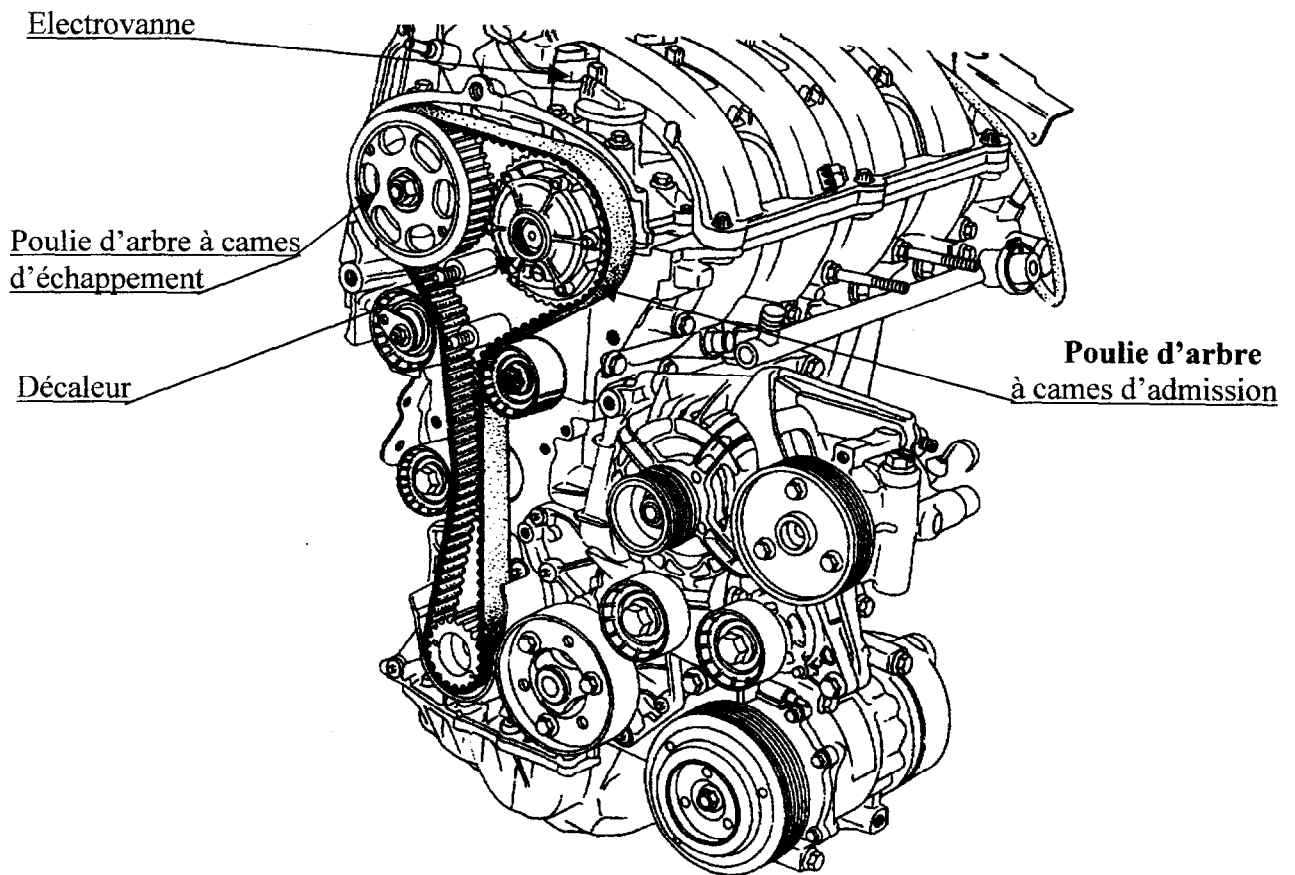
**AUCUN DOCUMENT N'EST AUTORISE**

**L'usage de la calculatrice est autorisé**

## DISTRIBUTION VARIABLE

### I-ETUDE DE LA DISTRIBUTION VARIABLE SUR LA RENAULT LAGUNA PHASE 2

Elle équipe les véhicules propulsés par le moteur " F4R 780" 2.0 l 16V de 140ch. La gestion moteur est assurée par un dispositif d'injection multipoint indirecte et séquentielle Siemens Sirius 32 commandé par un calculateur gérant en même temps l'allumage.



### II- FONCTIONNEMENT DE LA DISTRIBUTION VARIABLE:

La distribution variable est du type tout ou rien par décaleur d'arbre à cames qui agit par modification du calage des soupapes d'admission. Ce système nécessite donc 2 arbres à cames en tête.

Le décaleur est commandé par une électrovanne. Celle-ci autorise le passage de l'huile qui pilote le décaleur lorsque le régime moteur est compris entre 1450 et 4300 tr/min.

Document technique : DT1

$N_{\text{moteur}} < 1450 \text{tr/min}$ et $N_{\text{moteur}} > 4300 \text{tr/min}$		$1450 \text{tr/min} < N_{\text{moteur}} < 4300 \text{tr/min}$	
Admission non déphasée		Admission déphasée	
	Angle en degré		Angle en degré
A.O.A. ( avant PMH )	10	A.O.A. ( après PMH )	6
R.F.A. ( après PMB )	61	R.F.A. ( après PMB )	77
A.O.E. ( avant PMB )	41	A.O.E. ( avant PMB )	41
R.F.E. ( après PMH )	4	R.F.E. ( après PMH )	4

Pour profiter de l'inertie des gaz et ainsi accroître le remplissage du moteur ; il est nécessaire que l'instant de fermeture de la soupape corresponde à l'instant où la colonne de gaz atteint sa pression maximale dans le cylindre. Ainsi si la soupape d'admission se fermait trop tard, la perte de remplissage serait due à un reflux vers le conduit ouvert.

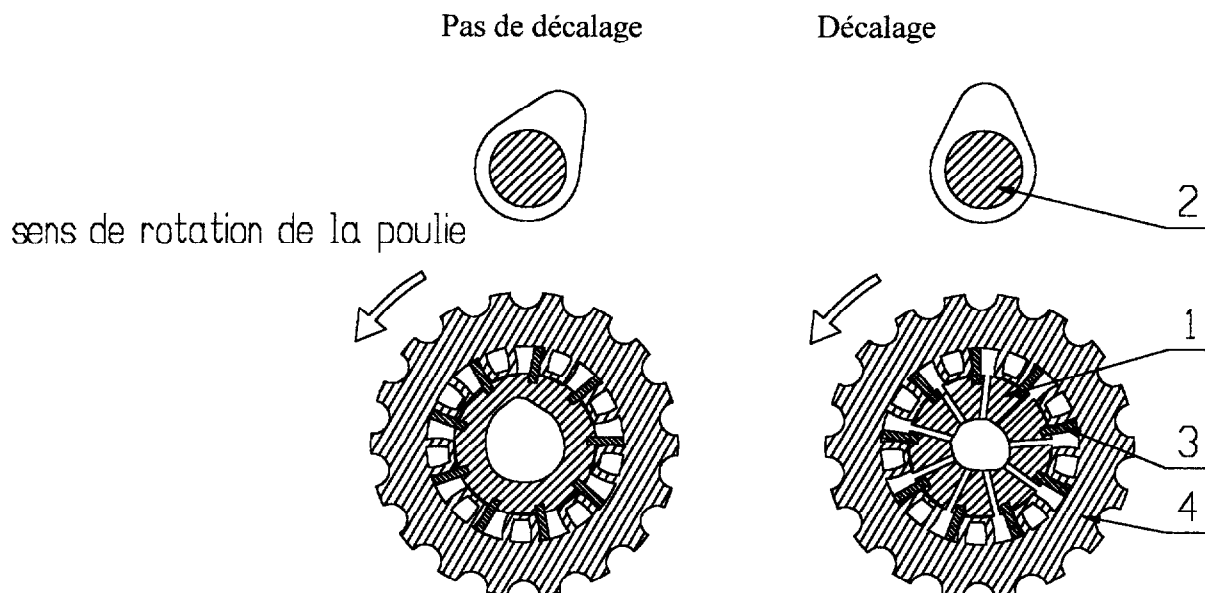
Pour respecter les normes anti pollution, on introduit des gaz d'échappement afin de réduire la teneur en oxygène des gaz admis.

### III- FONCTIONNEMENT DU DECALEUR:

Le décaleur d'arbre à cames est logé dans la poulie d'entraînement de l'arbre à cames d'admission.

La roue (1) à palettes (3) liée à l'arbre à cames (2) peut tourner d'un angle de  $16^\circ$  en fonction de la pression d'huile qui est dirigée du côté avance ou retard sur chacune des faces des palettes (3).

Le décaleur provoque donc une différence angulaire de  $16^\circ$  entre la couronne dentée (4) et l'arbre à cames (2).



## IV- DONNEES:

MoteurCylindrée :  $V = 1998 \text{ cm}^3$ Nombre de cylindres:  $n = 4$ Rapport volumétrique :  $\varepsilon = 9,8$ Puissance effective à 5500 tr/min :  $P_{\text{eff}} = 102 \text{ kW}$ Couple maxi à 3750 tr/min :  $C_m = 188 \text{ N.m}$ Rendement effectif global :  $\eta_{\text{eff}} = 0,34$  (à tous les régimes avec et sans décaleur).Carburant:

Mélange stœchiométrique du super carburant : 14,8 g d'air pour 1g de super carburant

Constante caractéristique du mélange des gaz admis dans le cylindre:  $r = 287 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$ 

Pouvoir Calorifique Inférieur du super

carburant :  $P_{\text{ci}_{\text{super}}} = 45 \text{ MJ.kg}^{-1}$ Température du mélange en fin d'admission sans déphasage :  $T_1 = 15 \text{ °C}$ Pression au point mort bas sans déphasage (fin d'admission) :  $p_1 = 0,95.10^5 \text{ Pa}$ Coefficient adiabatique de compression et de détente :  $\gamma = 1,29$ Richesse:  $R = 1$ Modifications dues au décaleur

Le décaleur provoque une augmentation de remplissage à 2800 tr/min de 6% de la masse du mélange admis.

Hypothèse

Pour les études théoriques suivantes on admet qu'en fin d'admission la masse de gaz frais (mélange carburé) occupe tout le volume situé au dessus du piston lorsqu'il se trouve au point mort bas, dans les conditions de pression et de température indiquées, bien que la fermeture des soupapes d'admission se réalise avec du retard.

## V- TRAVAIL DEMANDE:

**1- Etude de la distribution:**

- 1.1- Tracer sur le document réponse DR1 page 6/16, les épures circulaires de distribution.
- 1.2- Justifier l'augmentation du remplissage (voir II page 1/16).

**2- Détermination des caractéristiques moteur et carburant:**

- 2.1- Déterminer la chaleur massique à volume constant  $C_v$  du mélange (capacité thermique massique à volume constant).
- 2.2- Déterminer la cylindrée unitaire  $V_{unit}$ .
- 2.3- En déduire les volumes au PMB :  $V_1$ , et au PMH :  $V_2$  ( volume de la chambre de combustion).
- 2.4- Déterminer la masse volumique du mélange  $\rho_1$  en fin d'admission sans déphasage (piston au PMB).

**3- Vérification du gain de puissance à 2800 tr/min ( fonctionnement du décaleur)**

- 3.1- Déterminer la pression et la température en fin de compression adiabatique  $p_2$  et  $T_2$ , sans déphasage.

On pose ( $x$ ) la valeur d'augmentation du remplissage de la masse de mélange lorsque le décaleur fonctionne. On note  $m_{mél}$  masse de mélange admis sans le décaleur et  $m'_{mél}$  masse de mélange admis avec le décaleur. Soit  $m'_{mél} = m_{mél} + x \cdot m_{mél} = m_{mél} \cdot (1+x)$

- 3.2- Déterminer la pression d'admission  $p_1'$  en fonction de  $p_1$  et de  $x$ . On rappelle que la température d'admission  $T_1$  n'a pas varié.

- 3.3- Montrer que la masse de carburant introduite dans un cylindre  $m'_{ess}$  peut s'écrire sous la forme :

$$m'_{ess} = 640 \cdot \frac{(1+x)}{15,8} \cdot 10^{-6} \cdot (\text{kg})$$

- 3.4- En déduire, en fonction de  $x$ , la quantité de chaleur dégagée lors de la combustion de cette masse de carburant.

- 3.5- A partir de la quantité de chaleur produite pour un cylindre, calculer, en fonction de  $x$ , la puissance calorifique à 2800 tr/min.

3.6- Calculer les puissances effectives avec et sans décalage à 2800 tr/min pour  $x = 0,06$ .

3.7- En déduire le pourcentage d'augmentation de la puissance à 2800 tr/min. Vérifier à l'aide des courbes représentées DR1 page 6/16 votre résultat.

#### 4- Etude de la courbe des variations de la puissance ( DR1 page 6/16):

On constate après 4300 tr/min, un manque de puissance du véhicule. Ce manque de puissance est attribué au système de décalage. Expliquer, à l'aide de la courbe des variations de la puissance (DR1 page 6/16), quel dysfonctionnement du décalage peut-être la cause de ce manque de puissance ?

#### 5- Etude du cycle à 2800 tr/min

Données

L'augmentation du remplissage de la masse du mélange carburé est  $x = 6\%$ .

Le rendement de combustion  $\eta_{com} = 1$ .

La masse de mélange admis  $m'_{mél.} = 678 \cdot 10^{-6} \text{ kg}$ .

$Q'_{23} = 1931 \text{ J}$ ,  $C_v = 990 \text{ J/kg.K}$ ,  $T_2 = 558 \text{ K}$ ,  $p_2 = 18 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ ,  $p_3 = 11,06 \text{ MPa}$ ,  $p_4 = 0,58 \text{ MPa}$ ,  
 $V_2 = 57 \text{ cm}^3$  et  $V_1 = 556 \text{ cm}^3$ .

Les transformations sont considérées :  $1 \rightarrow 2$  isentropique,  $2 \rightarrow 3$  isochore,  
 $3 \rightarrow 4$  isentropique,  $4 \rightarrow 1$  isochore.

Le cycle sans décalage : 1,2,3,... est représenté sur le document réponse DR2 page 7/16.

Pour le cycle avec décalage :  $1', 2', 3', \dots$  :

5.1- Déterminer la pression de fin d'admission  $p'_1$ . En déduire  $T'_2$  et  $p'_2$ .

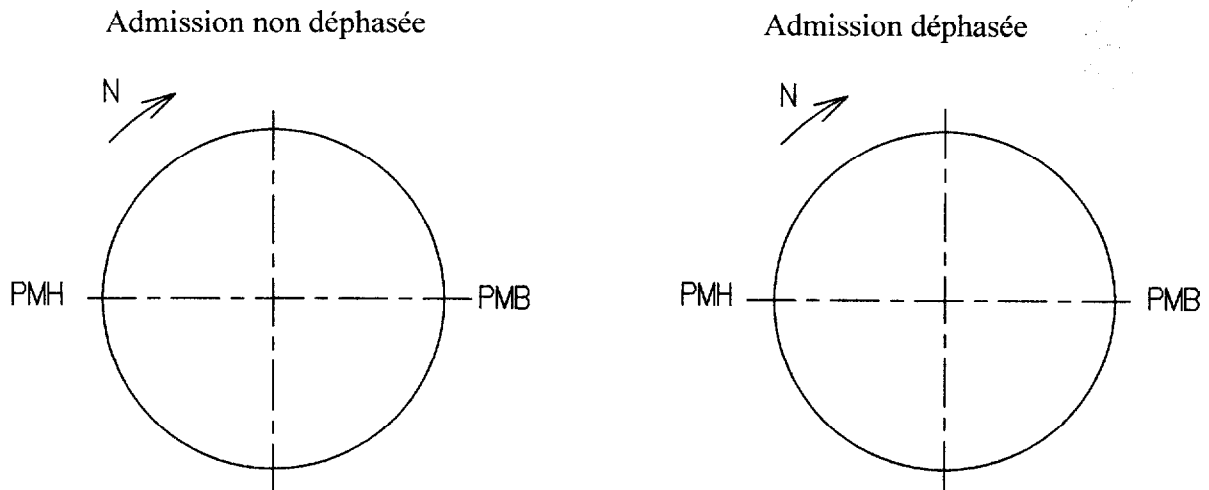
5.2- Déterminer  $T'_3$ , puis la pression  $p'_3$ .

5.3- Déterminer  $T'_4$ , puis la pression  $p'_4$ .

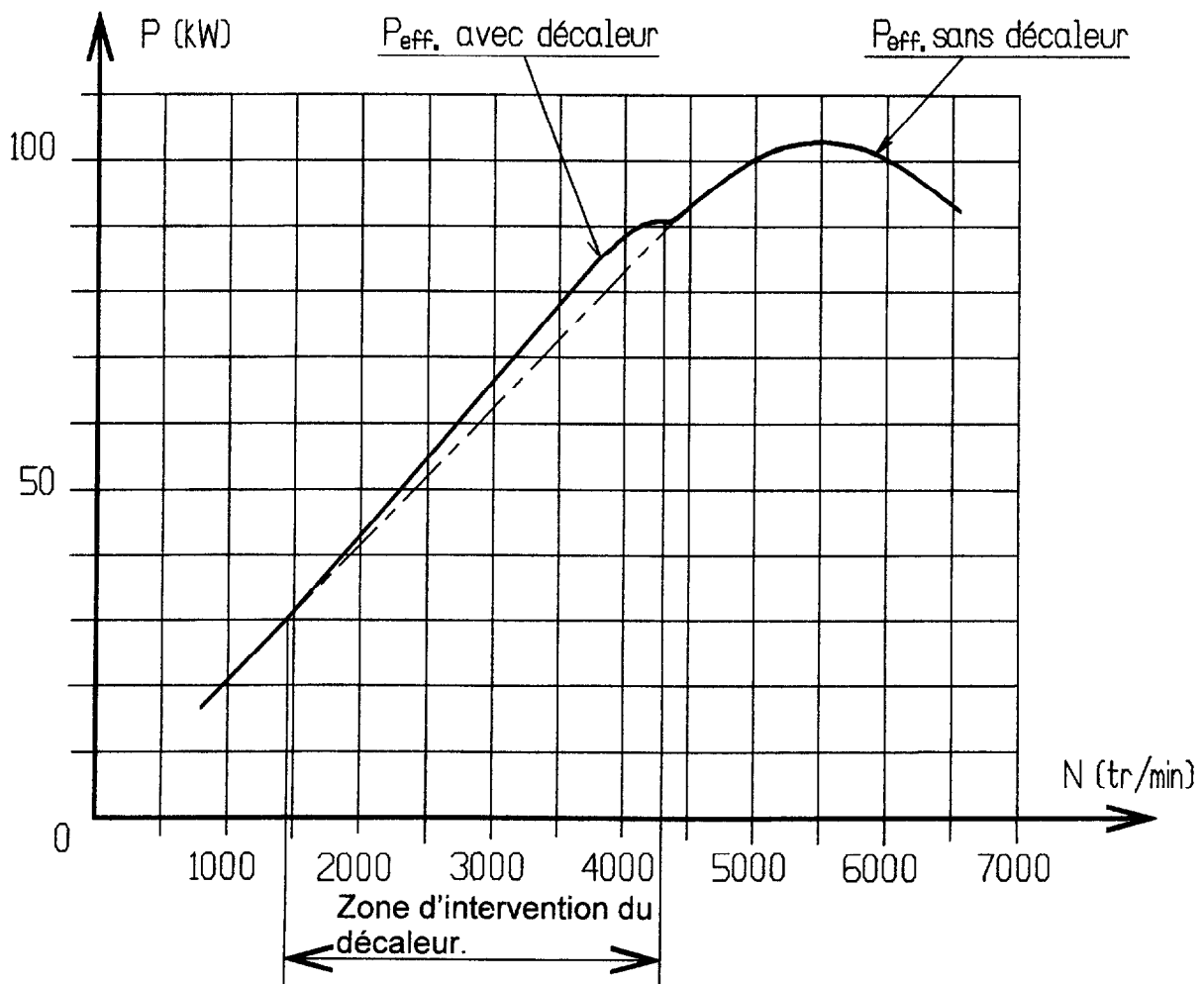
5.4- Après avoir défini  $p'$  et  $V'$  pour chacun des états, tracer l'allure du cycle théorique ( $1'$ ,  $2'$ ,  $3'$ ,  $4'$ ,  $1'$ ) déphasé sur le document réponse DR2 page 7/16 et faire apparaître la différence de travail théorique.

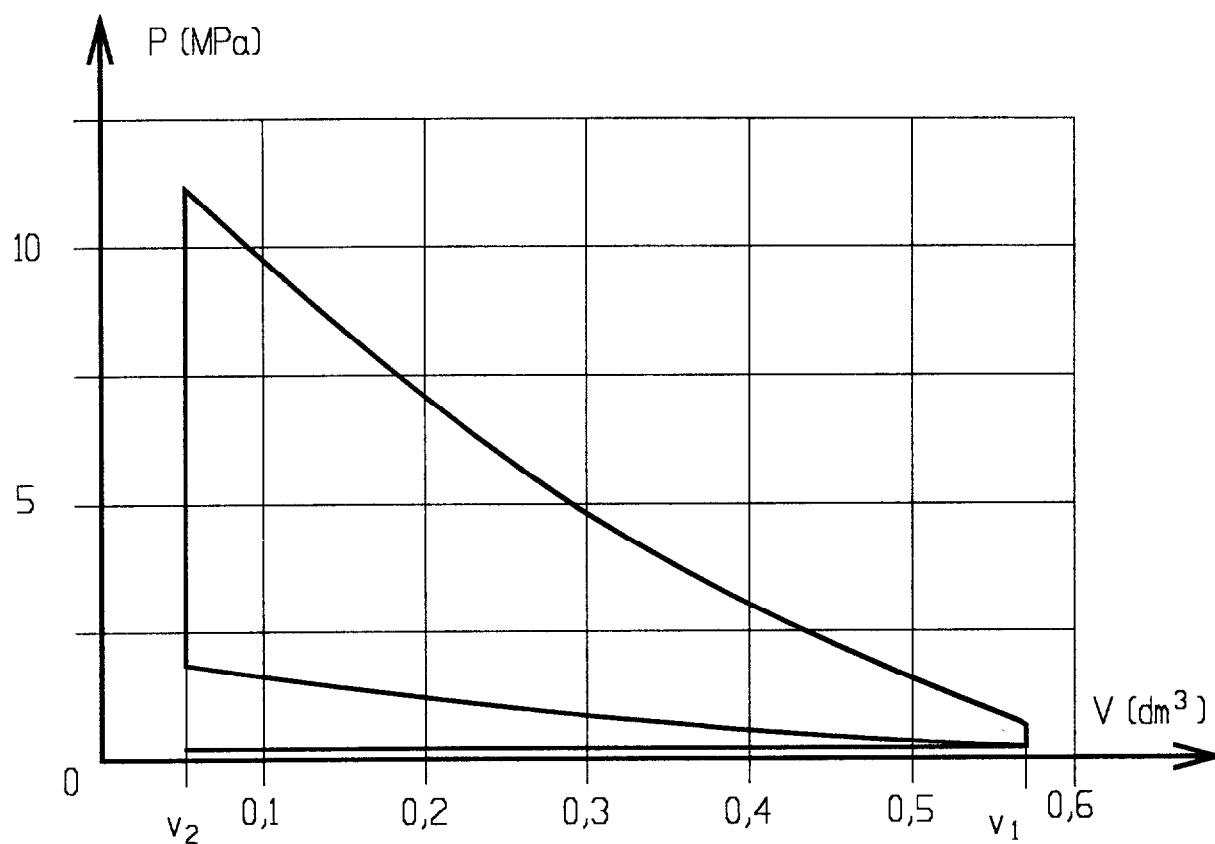
Travail demandé: TD2

I-EPURES CIRCULAIRES DE DISTRIBUTION



II-COURBE DES VARIATIONS DE LA PUISSANCE



III- CYCLES THEORIQUES: Courbes  $P = f(V)$ 



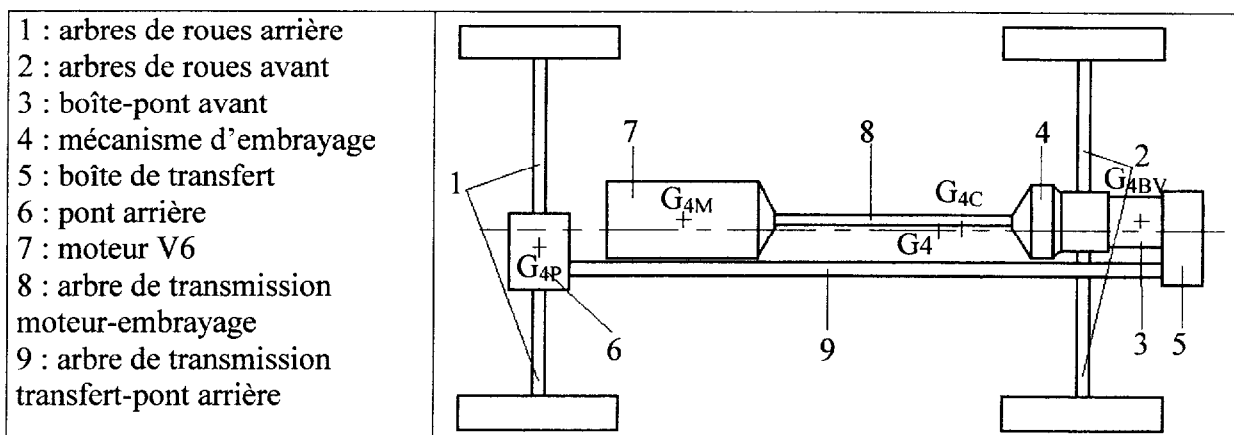
## VEHICULE DE COMPETITION SUR TERRE

### OBJET DE L'ETUDE :

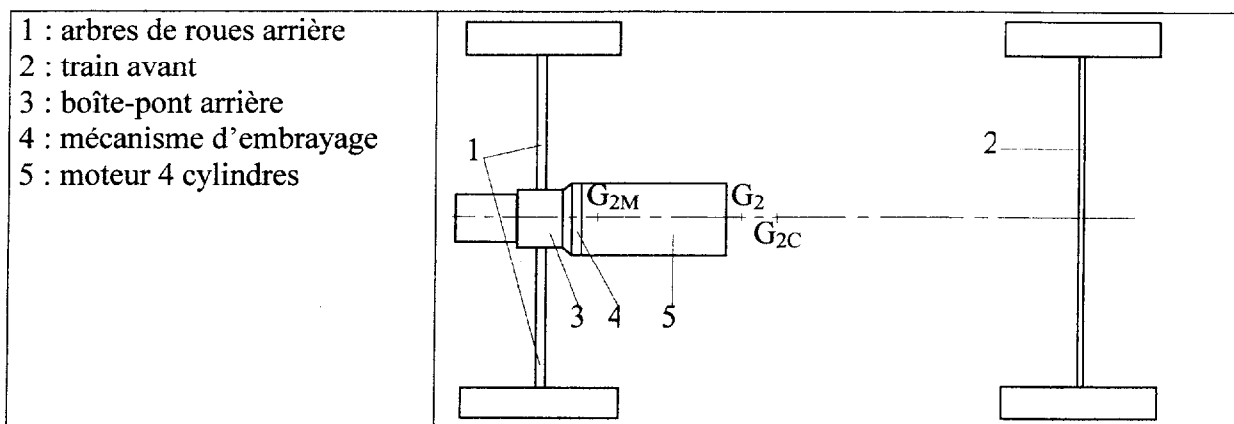
Le véhicule faisant l'objet de cette étude doit remplacer un véhicule deux roues motrices « tout à l'arrière ». Il possède quatre roues motrices et une architecture d'implantation mécanique permettant d'améliorer la motricité et la stabilité en course par rapport au véhicule deux roues motrices.

### SPECIFICATIONS TECHNIQUES :

La mécanique du véhicule 4RM est répartie aux extrémités avant et arrière du châssis cage. Le moteur est situé longitudinalement en avant du pont arrière et le mécanisme d'embrayage, la boîte-pont, la boîte de transfert sont implantés à l'avant. Cette architecture oblige l'utilisation de deux arbres de transmission longitudinaux.



L'ensemble de la mécanique du véhicule 2RM est implanté longitudinalement de manière classique à l'arrière.



La mise en évidence de l'architecture mécanique des deux véhicules est repérée par la désignation des centres de gravité et des masses, des différents éléments de la manière suivante :

Désignation de l'élément	Centre de gravité	Masse
Véhicule 2RM	$G_2$	$m_2 = 820 \text{ kg}$ ( $m_2 = m_{2M} + m_{2C}$ )
Véhicule 4RM	$G_4$	$m_4 = 950 \text{ kg}$ ( $m_4 = m_{4M} + m_{4BV} + m_{4P} + m_{4C}$ )
Châssis roulant du véhicule 2RM	$G_{2C}$	$m_{2C} = 640 \text{ kg}$
Châssis roulant du véhicule 4RM (arbres de transmission compris)	$G_{4C}$	$m_{4C} = 660 \text{ kg}$
Groupe motopropulseur du véhicule 2RM	$G_{2M}$	$m_{2M} = 180 \text{ kg}$
Moteur du véhicule 4RM	$G_{4M}$	$m_{4M} = 165 \text{ kg}$
Pont arrière du véhicule 4RM	$G_{4P}$	$m_{4P} = 30 \text{ kg}$
Embrayage + boîte-pont + boîte de transfert du véhicule 4RM	$G_{4BV}$	$m_{4BV} = 95 \text{ kg}$

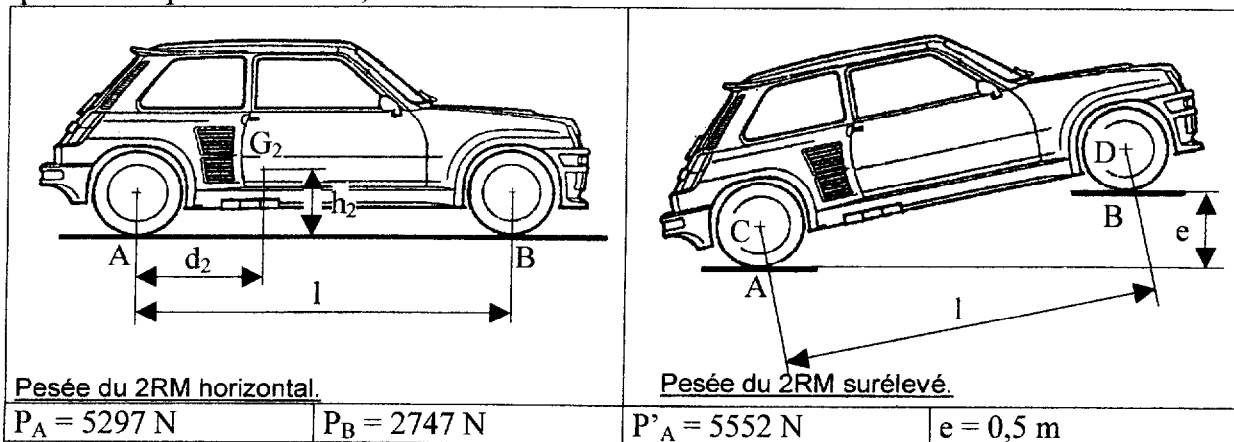
Prendre  $g = 9,81 \text{ ms}^{-2}$ .

Lors du démarrage on néglige la résistance de l'air et la résistance au roulement.

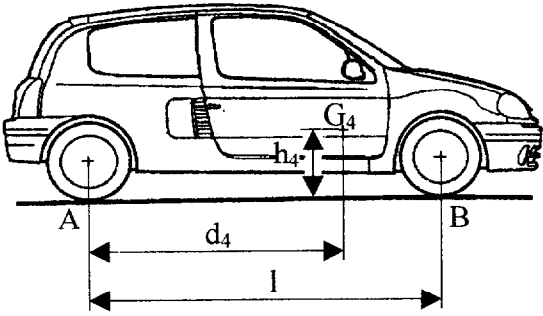
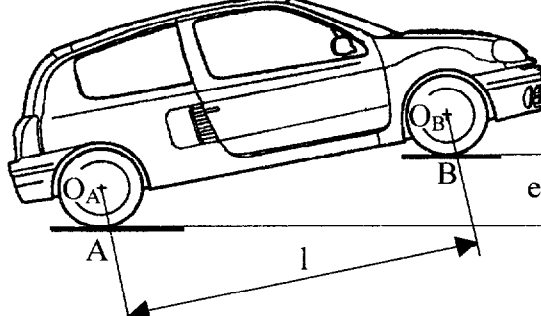
Pour évaluer la motricité et la stabilité, la connaissance de la position du centre de gravité de chaque véhicule est nécessaire. Pour déterminer cette position on effectue à l'atelier une pesée des véhicules en position horizontale, puis une autre pesée en surélevant le train avant d'une hauteur  $e = 0,5 \text{ m}$ .

Les véhicules admettant un plan médian de répartition symétrique des masses on obtient les données suivantes :

Le poids du 2RM est à la limite inférieure autorisée par le règlement soit  $P_2 = 8044 \text{ N}$  pour un empattement  $l = 2,4 \text{ m}$ .



Le poids du 4RM est à la limite inférieure autorisée par le règlement soit  $P_4 = 9320 \text{ N}$  pour un empattement  $l = 2,4 \text{ m}$ .

			
<p><u>Pesée du 4RM horizontal.</u></p>	<p><u>Pesée du 4RM surélevé.</u></p>		
<p><math>P_A = 3728 \text{ N}</math></p>	<p><math>P_B = 5592 \text{ N}</math></p>	<p><math>P'_A = 4000 \text{ N}</math></p>	<p><math>e = 0,5 \text{ m}</math></p>

## TRAVAIL DEMANDE :

Cette étude doit permettre de vérifier les améliorations apportées par le véhicule 4RM par rapport au véhicule 2RM. Elle se compose de deux parties :

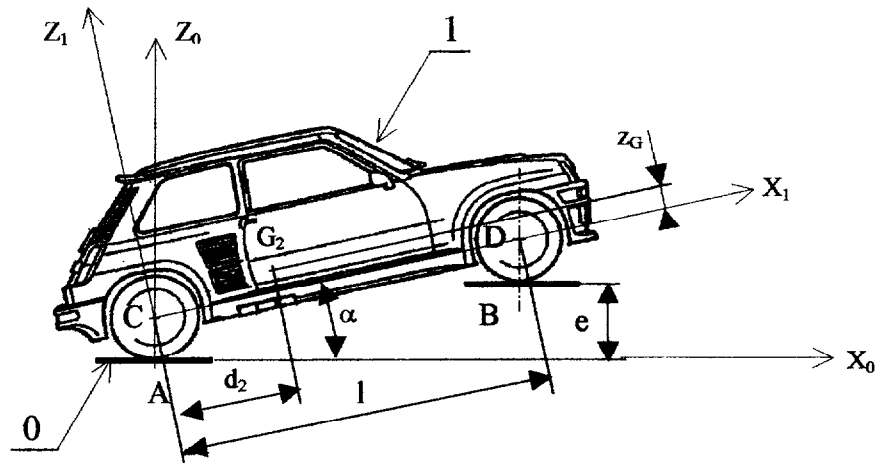
- 1- Etude comparative de la motricité.
- 2- Influence de l'implantation des éléments mécaniques sur la stabilité.

1- Etude comparative de la motricité.

## 1.1- Etude du véhicule deux roues motrices (2RM) : (voir DT 5 page 9/16)

1.1.1- Déterminer la position longitudinale  $d_2$  du centre de gravité  $G_2$ .

1.1.2- Le véhicule, après une élévation du train avant est paramétré ci dessous.  
Déterminer l'angle de levage  $\alpha$ .



C: Centre de la liaison des roues arrière avec le châssis, modélisée par une liaison pivot parfaite d'axe  $Cy$  perpendiculaire au plan de symétrie  $C X_1 Z_1$  (articulation).

D: Centre de la liaison des roues avant avec le châssis, modélisée par une liaison pivot parfaite d'axe  $Dy$  perpendiculaire au plan de symétrie  $D X_1 Z_1$  (articulation).

1.1.3- Montrer que les actions de contact des roues sur le véhicule ont pour expression :

$$\vec{C}_{\text{roue}/1} = Z_A \cdot \vec{z}_0 \quad \text{et} \quad \vec{D}_{\text{roue}/1} = Z_B \cdot \vec{z}_0$$

1.1.4- Soient les coordonnées du vecteur position du centre de gravité  $G_2$  :

$$\vec{CG}_2 = d_2 \cdot \vec{x}_1 + z_G \cdot \vec{z}_1$$

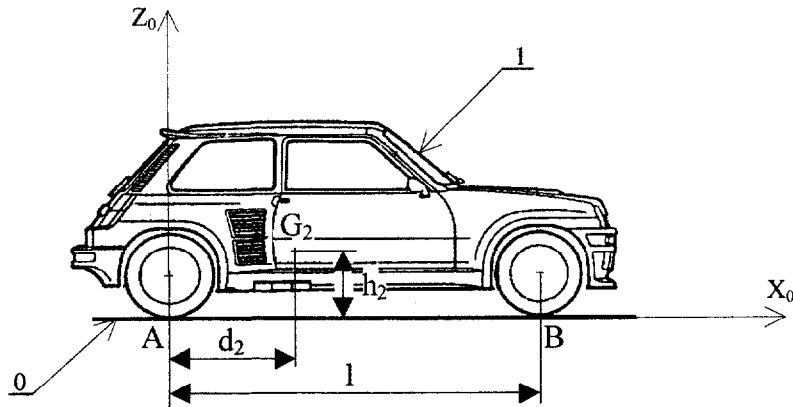
Travail demandé : TD3

Isoler le véhicule sans ses roues et écrire les équations d'équilibre au point D dans le repère (C, x<sub>1</sub>, y<sub>1</sub>, z<sub>1</sub>). Montrer que z<sub>G</sub> a pour expression :

$$z_G = \frac{l \cdot m'_A + (d_2 - l) \cdot m_2}{m_2 \cdot \tan \alpha} \quad \text{avec } P'_A = m'_A \cdot g$$

En déduire la hauteur h<sub>2</sub> caractérisant la position verticale du centre de gravité par rapport au sol pour des roues de rayon r = 0,32 m, d<sub>2</sub> = 0,82 m, α = 12°, (h<sub>2</sub> = z<sub>G</sub> + r). (voir figure ci-dessous).

1.1.5- Pour déterminer la capacité d'accélération γ<sub>2</sub> du véhicule en fonction du coefficient d'adhérence longitudinale μ<sub>L</sub> entre les roues et la route on utilise le paramétrage suivant :



On définit les actions mécaniques de contact de la route sur les roues par les torseurs suivants :

$$\{\tau_{A0 \rightarrow 1}\} = \begin{Bmatrix} X_A & 0 \\ 0 & 0 \\ Z_A & 0 \end{Bmatrix}_{R0} \quad \{\tau_{B0 \rightarrow 1}\} = \begin{Bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ Z_B & 0 \end{Bmatrix}_{R0}$$

On définit également le torseur dynamique :  $\{D_{1/R0}\} = \begin{Bmatrix} m_2 \cdot \gamma_2 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_{R0}$

et le coefficient de motricité  $\lambda_A = \frac{X_A}{Z_A} \leq \mu_L$ .

Appliquer le principe fondamental de la dynamique au véhicule et montrer que son accélération maximale γ<sub>2Maxi</sub> a pour expression :

$$\gamma_{2Maxi} = \frac{\mu_L \cdot g \cdot (l - d_2)}{l - h_2 \cdot \mu_L}$$

1.1.6- Pour d<sub>2</sub> = 0,82 m, l = 2,4 m et h<sub>2</sub> = 0,68 m. Ecrire l'expression de γ<sub>2Maxi</sub> = f(μ<sub>L</sub>). Calculer γ<sub>2Maxi</sub> pour μ<sub>L</sub> = 0,5 et vérifier que la valeur trouvée correspond à celle de la courbe tracée sur le document réponse DR3 page 16/16.

**1.2- Etude du véhicule quatre roues motrices (4RM) :**

Nous allons faire l'étude d'un véhicule 4RM équipé d'un différentiel inter-pont qui, pour des raisons de simplicité de construction et d'utilisation du véhicule 4RM sur des pistes en terre, procure une répartition égale de la puissance entre le train avant et le train arrière.

Ceci est traduit par :  $X_A = X_B = T$ .

Les coefficients de motricité  $\lambda_A = \frac{X_A}{Z_A} \leq \mu_L$  et  $\lambda_B = \frac{X_B}{Z_B} \leq \mu_L$  deviennent donc  $\lambda_A = \frac{T}{Z_A}$  et  $\lambda_B = \frac{T}{Z_B}$ .

L'étude dynamique du véhicule 4RM donne les résultats suivants :

$$\lambda_A = \frac{\gamma_4 \cdot l}{2 \cdot (g \cdot (l - d_4) + h_4 \cdot \gamma_4)} \quad \lambda_B = \frac{\gamma_4 \cdot l}{2 \cdot (g \cdot d_4 - h_4 \cdot \gamma_4)}$$

1.2.1- L'accélération du véhicule 4RM est limitée par  $\lambda_A$  ou  $\lambda_B$ . Pour obtenir la meilleure accélération, le véhicule doit être en équiadhérence c'est à dire lorsque :  $\lambda_A = \lambda_B = \mu_L$ .

Montrer à l'aide des relations ci-dessus dans ce cas que l'accélération a pour l'expression :

$$\gamma_4 = \frac{g \cdot (2 \cdot d_4 - l)}{2 \cdot h_4}$$

Déduire de cette équation l'importance de la position du centre de gravité du véhicule.

1.2.2- Une bonne capacité d'accélération en départ de course permet d'obtenir un bon classement à l'arrivée. Le coefficient d'adhérence entre les pneus et le sol sur une zone de départ en terre se situe dans la fourchette suivante :  $0,3 \leq \mu_L \leq 0,4$ . C'est donc dans cette zone que le véhicule doit être en équiadhérence.

Qu'elle est la capacité d'accélération du véhicule 4RM dont le centre de gravité est défini par  $d_4 = 1,44$  m et  $h_4 = 0,65$  m ?

Vérifier, à l'aide des courbes du document réponse DR3 (page 16/16) que cette capacité d'accélération correspond à la fourchette de valeurs de  $\mu_L$  énoncées ci-dessus.

1.2.3- Déduire des courbes  $\lambda_A = f(\gamma_4)$  et  $\lambda_B = f(\gamma_4)$  tracées sur le document réponse DR3 page 16/16, la courbe de capacité d'accélération du véhicule 4RM. Surligner cette courbe en trait fort. On rappelle que pour une accélération donnée on doit avoir  $\lambda_A \leq \mu_L$  et  $\lambda_B \leq \mu_L$

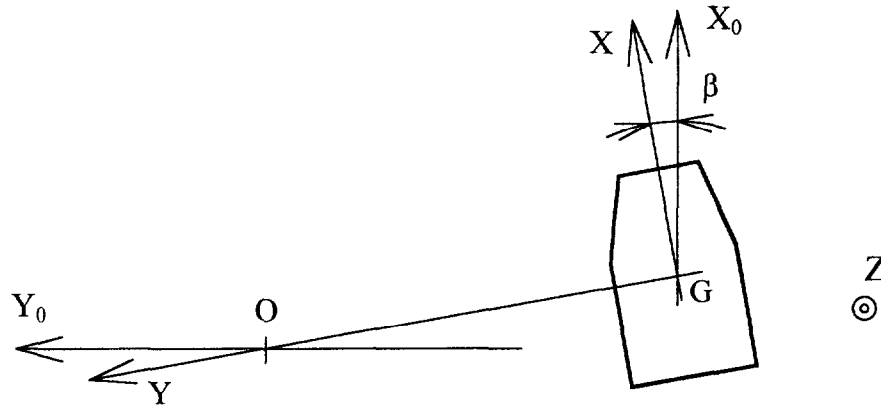
1.2.4- Conclure sur la capacité d'accélération des deux véhicules et déterminer le pourcentage d'augmentation de capacité d'accélération du 4RM par rapport au 2RM pour un coefficient d'adhérence au sol  $\mu_L = 0,37$ .

Que devient cette capacité d'accélération pour ces deux véhicules sur une zone de départ en asphalte ( $\mu_L = 0,8$ ) ?

1.2.5- Citer le(s) avantage(s) et le(s) inconvénient(s) d'un différentiel inter-pont. Quelle(s) solution(s) peut-on envisager pour supprimer cet (ces) inconvénient(s) ?

## 2- Influence de l'implantation des éléments mécaniques sur la stabilité

Lorsque le véhicule se déplace en ligne droite ; les inégalités importantes de la piste en terre exercent des actions transversales qui provoquent un mouvement de lacet, défini par l'angle  $\beta$  (rotation du véhicule par rapport au sol suivant un axe  $(G, z)$ , perturbant la trajectoire.



Pour diminuer les effets ( $\beta''$ ) dus aux actions transversales produisant le moment de lacet  $M_l$ , le véhicule doit posséder un important moment d'inertie  $I$  autour de l'axe  $G, z$ . En effet  $M_l$  a pour expression :  $M_l = I \cdot \beta''$ .

$I$  = moment d'inertie du véhicule autour de l'axe  $(G, z)$ .

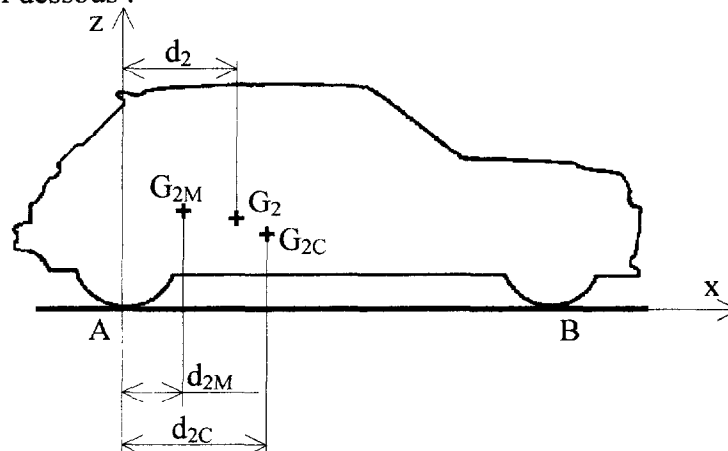
$\beta''$  = accélération angulaire de lacet du véhicule autour de l'axe  $(G, z)$ .

Les châssis roulants des deux véhicules sont de masse différente mais leur conception permet d'admettre qu'ils possèdent le même moment d'inertie  $I(G_C, \bar{z})_{\text{Châssis}}$  autour de l'axe vertical passant par leur centre de gravité respectif  $G_{2C}$  et  $G_{4C}$ . On prendra pour la suite de l'étude :  $I(G_{2C}, \bar{z}) = I(G_{4C}, \bar{z}) = I(G_C, \bar{z})$

On donne la position des centres de gravités (déterminée par pesée) des châssis roulants :  $d_{2C} = 1 \text{ m}$ ,  $d_{4C} = 1,5 \text{ m}$  et  $d_2 = 0,82 \text{ m}$ .

### 2.1- Etude du véhicule deux roues motrices (2RM)

2.1.1- Déterminer la longueur  $d_{2M}$  suivant l'axe  $(A, x)$  du centre de gravité  $G_{2M}$  du groupe motopropulseur à partir des données du document technique DT5 page 9/16 et du véhicule 2RM schématisé ci dessous :



Travail demandé TD6





