

## **AVANT PROJET DE PRODUIT INDUSTRIEL**

Durée totale : 8 heures

Notation sur 100 points

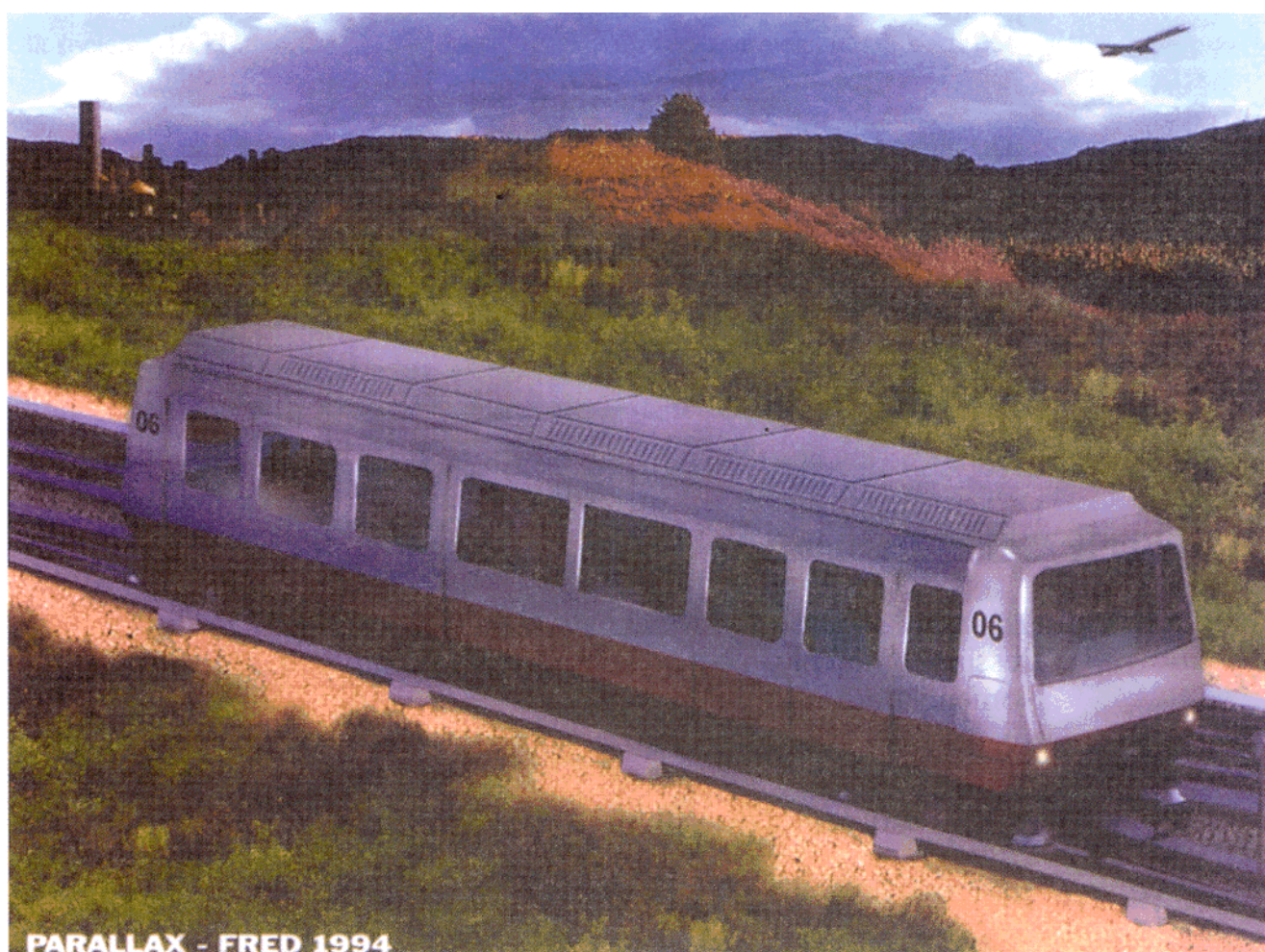
# **Le métro VAL**

## **1<sup>ère</sup> Partie**

**Etudes d'avant projet – Choix de composants**

**Durée : 4 heures**

Aucun document autorisé



## Documents remis au candidat au début de l'épreuve : 1<sup>ère</sup> partie

### *Documents blancs*

Pages 1/7 à 7/7    Texte de l'étude

Document 1	Une rame du métro VAL
Document 2	Dessin de la roue de guidage <b>Ech 1 :1,41</b> (A conserver pour la 2 <sup>ème</sup> partie)
Document 3	Points caractéristiques de la roue de guidage
Document 4	Contraintes équivalentes de Von Mises au niveau de la peau extérieure du support de guidage <b>1</b>
Document 5	Dessin du frotteur positif

### *Documents jaunes*

Document réponse 1 (A3)	Analyse qualitative
Document réponse 2	Etude de l'arbre <b>2</b>
Document réponse 3	Etude du support de guidage <b>1</b>
Document réponse 4	Etude statique du frotteur

### *Documents bleus*

Annexe 1 pages 1/3 à 3/3	Extraits des documents SKF : Calculs des roulements
Annexe 2	Tableau des coefficients de concentration de contraintes en flexion.

## Documents à remettre par le candidat à la fin de l'épreuve :

- Feuilles de copie numérotées (1/n, 2/n, ..., n/n)
- Document réponse 1
- Document réponse 2
- Document réponse 3
- Document réponse 4

## Barème de correction :

### **1 – Etude de la roue de guidage :**

11 – Etude du guidage d'une voiture :	/8
12 – Vérification de la durée de vie des roulements :	/7
13 – Coefficient de sécurité de l'arbre 2 :	/12
14 – Etude du support :	/7

### **2 – Etude du frotteur positif**

21 – Vérification des ressorts 13 :	/7
22 – Calcul de la pression de contact	/9

**Total**                    **/50**

# Roue de guidage et frotteur du VAL

## Présentation générale:

Le VAL (MATRA Transport) est un système automatisé de transport urbain de personnes sans conducteur. Ce sont des véhicules qui se déplacent sur voies spécifiques. Les rames sont composées de un ou plusieurs véhicules.

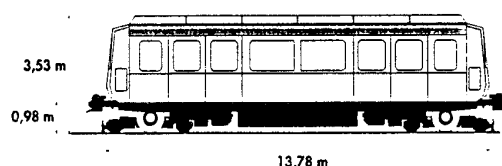
La traction et le guidage latéral sont réalisés par des roues équipées de pneumatiques.

La société propose trois types de VAL dont les dénominations sont les suivantes:

- VAL 256
- VAL 208
- VAL 206

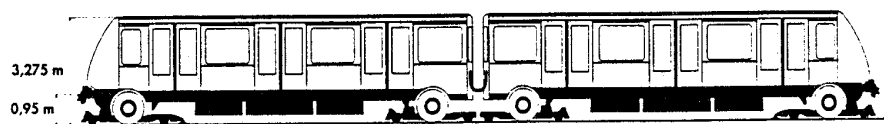
## Le VAL 256

*Élément de 1, 2 ou 3 véhicules*



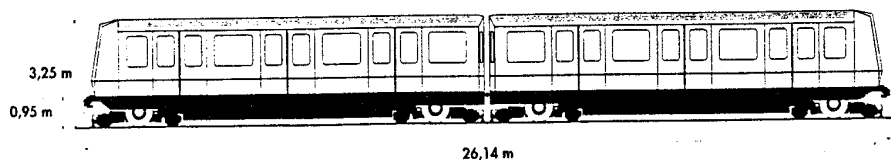
## Le VAL 208

*Élément inscindable de 2 véhicules*



## Le VAL 206

*Élément inscindable de 2 véhicules*



L'étude proposée concerne l'une des roues composant le guidage latéral ainsi que la prise d'énergie par frotteur latéral. Ces deux éléments, **frotteur et roue de guidage** sont positionnés par rapport à la voiture sur le **document 1**.

# 1 - ETUDE DE LA ROUE DE GUIDAGE:

## Objectif global : Vérification de certains éléments constitutifs de la roue de guidage latéral.

### 11 - *Objectif:* Etude du guidage d'une voiture: (Document réponse 1)

L'étude porte sur l'analyse qualitative des actions qui agissent sur la voiture lorsque celle-ci se trouve dans un virage (Rayon de courbure mini = 35 m) . Dans les virages un dispositif permet de limiter l'accélération normale à  $1 \text{ m/s}^2$ . Les 4 roues porteuses sont motrices.

#### Hypothèses:

L'étude est réalisée dans les conditions limites d'adhérence lorsque le véhicule est en phase d'accélération dans un virage avec un vent latéral défavorable.

- La masse de la voiture à vide est de 15000 Kg
- La masse uniformément répartie des personnes transportées est de 7000 Kg.
- La résistance au roulement des roues porteuses est :  $\delta_p = 15 \text{ mm}$ .
- La résistance au roulement des roues de guidage est :  $\delta_g = 10 \text{ mm}$ .
- Le facteur de frottement des pneus des roues porteuses sur les pistes de roulement **RP1** et **RP2** et des roues de guidage sur les rails **RG1** et **RG2** est :  $\mu = \tan \varphi = 0,65$
- Les roues de guidage situées à l'intérieur du virage ne supportent aucun effort radial.

#### On donne:

- Centre de gravité de la voiture et des personnes transportées: Point **G**
- Point d'application de la résultante de l'action du vent latéral: Point **K**
- Point d'application de l'action de résistance à la pénétration dans l'air: Point **A**
- Les points **B1**, **B2**, ... et **C1**, **C'1**,... sont la projection du centre des circonférences moyennes représentant les roues, sur les rails porteurs **RP1** et **RP2** et les rails de guidage **RG1**, **RG2**.

#### On demande: Document réponse 1

- 111 - L'analyse qualitative et la mise en place sur l'isolement d'une roue de guidage, **Cadre 1**, de l'action mécanique du rail sur la roue de guidage,
- 112 - L'analyse qualitative et la mise en place sur l'isolement d'une roue porteuse, **Cadre 2**, de l'action mécanique de la piste de roulement sur la roue porteuse,
- 113 - L'analyse qualitative et la mise en place des actions mécaniques sur l'isolement de la voiture.

**Nota:** Pour les questions ci-dessus ne pas tenir compte de l'échelle réelle des graphiques mais positionner clairement les actions mécaniques.

**12 - Objectif:** Vérification de la durée de vie des roulements à rouleaux coniques guidant en rotation une roue de guidage:  
(Document 2, Document 3 et Annexe 1).

Hypothèses:

- Les poids propres sont négligés, sauf le poids de la roue de guidage,
- Le contact du rail sur la roue est considéré ponctuel,
- Les actions de frottement du joint d'étanchéité **20** sur l'entretoise **21** sont négligées,
- Les actions sur les roulements à rouleaux coniques sont exprimées en **P1** et **P2**,
- Sur un trajet type, par rapport à la longueur parcourue totale, on estime 60% de ligne droite, 20% de virage à droite et 20% de virage à gauche. Les roues de guidage situées à l'intérieur du virage ne supportent aucun effort radial.

On donne:

- Le torseur de l'action de contact en **M** de la roue de guidage située à l'extérieur du virage

$$\left\{ \begin{array}{c} \mathcal{G}_{(\text{rail} \rightarrow \text{roue})} \\ \mathbf{M} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{cc} -275 \text{ N} & 0 \\ 6000 \text{ N} & 0 \\ 0 & 0 \end{array} \right\}_{(O,x,y,z)}$$

- Le torseur de l'action de contact en **M** dans le cas de déplacement en ligne droite (Précontrainte de la roue de guidage)

$$\left\{ \begin{array}{c} \mathcal{G}_{(\text{rail} \rightarrow \text{roue})} \\ \mathbf{M} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{cc} -114 \text{ N} & 0 \\ 2500 \text{ N} & 0 \\ 0 & 0 \end{array} \right\}_{(O,x,y,z)}$$

- Le poids de l'ensemble tournant (roue de guidage + moyeu + ...) appliqué en

$$\left\{ \begin{array}{c} \mathcal{G}_{(\text{pesanteur} \rightarrow \text{roue})} \\ \mathbf{O1} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{cc} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ -300 \text{ N} & 0 \end{array} \right\}_{(O,x,y,z)}$$

On demande: Sur feuille(s) de copie

121 - De déterminer les actions sur les roulements à rouleaux coniques aux centres de poussée **P1** et **P2**

- a - Dans le cas de déplacement du véhicule en ligne droite,
- b - Dans le cas de déplacement du véhicule en virage.

122 - De déterminer la durée de vie, en Millions de kilomètres, pour le roulement le plus chargé **R1** en s'aidant des documents constructeur fournis "Annexe 1" avec:

- En ligne droite: Charge dynamique équivalente :  $P_1 = 2040 \text{ N}$
- En virage: Charge dynamique équivalente :  $P_2 = 4900 \text{ N}$
- Faire des remarques sur la valeur trouvée.

### 13 - Objectif: Détermination du coefficient de sécurité sur l'axe 2

(Document réponse 2 et Annexe 2)

#### Hypothèses:

- La liaison entre l'arbre 2 et le support de guidage 1 est une liaison encastrement,
- Le poids de la poutre est négligé devant la valeur des actions exercées.
- L'action de l'entretoise 21 sur l'arbre est située en F

#### On donne:

- Le dessin de l'arbre 2 sur le document réponse 2, repère local  $R_2 (E, x_2, y_2, z_2)$
- La modélisation avec les points caractéristiques : T, P1, P2, E, F.
- L'abaque de détermination des coefficients de concentration de contrainte pour un arbre en flexion,  
"Annexe 2"

- Les actions des roulements R1 et R2 sur l'arbre 2 en P1 et P2 par les torseurs suivants:

$$\{\mathcal{G}_{(R1 \rightarrow 2)}\}_{P1} = \begin{pmatrix} 2230 \text{ N} & 0 \\ 230 \text{ N} & 0 \\ -4900 \text{ N} & 0 \end{pmatrix}_{R_2}$$

$$\{\mathcal{G}_{(R2 \rightarrow 2)}\}_{P2} = \begin{pmatrix} -2530 \text{ N} & 0 \\ 60 \text{ N} & 0 \\ -1140 \text{ N} & 0 \end{pmatrix}_{R_2}$$

- L'action de l'écrou 30 sur l'arbre 2 en T par le torseur suivant:

$$\{\mathcal{G}_{(30 \rightarrow 2)}\}_T = \begin{pmatrix} 6730 \text{ N} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{pmatrix}_{R_2}$$

- L'action de l'entretoise 21 sur l'arbre 2 en F par le torseur suivant:

$$\{\mathcal{G}_{(21 \rightarrow 2)}\}_F = \begin{pmatrix} -6430 \text{ N} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{pmatrix}_{R_2}$$

Le matériau constituant l'arbre est un 25 CD 4 qui a une contrainte de limite élastique  $\sigma_e = 785 \text{ MPa}$ .

#### On demande: Sur document réponse 2 et feuille(s) de copie

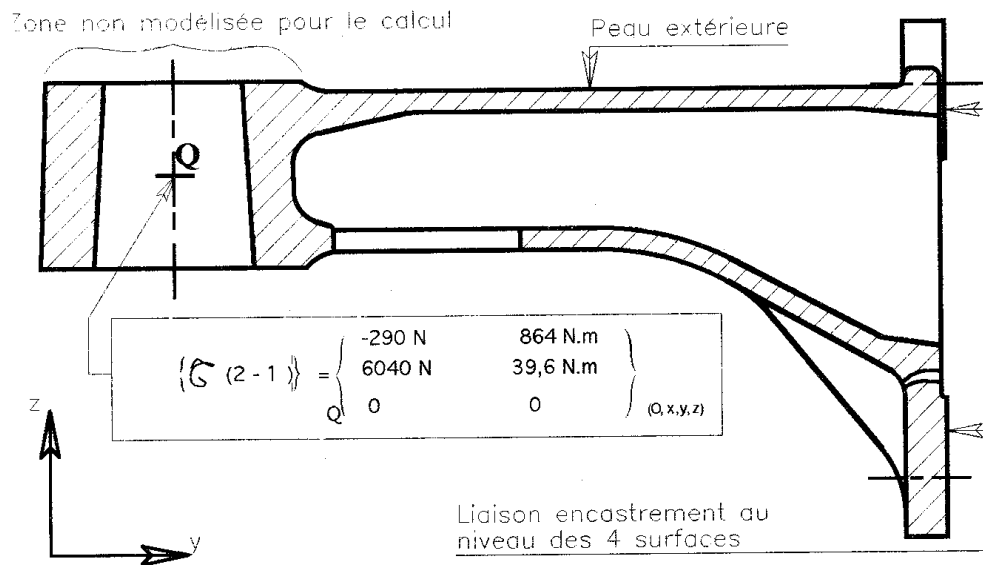
- 131 - De mettre en place les actions mécaniques sur la poutre dans les plans  $x_2E_{y_2}$  et  $x_2E_{z_2}$ .
- 132 - De déterminer le diagramme des efforts normaux.
- 133 - De déterminer les diagrammes des efforts tranchants et des moments fléchissants.
- 134 - De déterminer la contrainte normale de flexion en E et F.  
De déterminer la valeur de la contrainte normale maximale de flexion dans la section droite en F: Annexe 2.  
Déduire la section pour laquelle la contrainte normale de flexion est la plus élevée.
- 135 - De calculer la valeur de la contrainte normale maximale dans la section déduite précédemment.
- 136 - De calculer le coefficient de sécurité et de conclure.

**14 -Objectif:** Etude du support de guidage 1 et analyse de sa liaison complète sur le châssis de la voiture par 4 boulons.

(Document 2, Document 4, document réponse 3)

Hypothèses pour la mise en place de la modélisation:

- La pression de contact due au serrage de l'écrou 3 de la liaison conique de l'arbre 2 avec 1 est uniforme,
- Les actions de 10 et de 7 sur le support de guidage 1 sont négligées
- Le torseur de l'action mécanique de l'arbre 2 sur 1 est appliqué en Q.



On donne: (Document 2 et document 4)

- Le dessin du support de guidage 1 modélisé par sa peau extérieure,
- Les isovaleurs des contraintes équivalentes de Von Mises représentées avec une échelle des contraintes par des couleurs (logiciel de calculs par éléments finis).
- Le matériau utilisé : E 360 M ( $\sigma_e \text{ mini} = 360 \text{ Mpa}$ )

On demande: Document réponse 3 et feuille(s) de copie

- 141 - De déterminer le coefficient de sécurité par rapport à la contrainte de limite élastique du matériau.
- 142 - De proposer une modification de forme permettant de réduire la valeur de la contrainte maximale de Von Mises.
- 143 - D'indiquer sur le document réponse 3, une zone de la partie supérieure du support de guidage 1 où il est possible de percer un trou d'axe z et de  $\varnothing 10$  pour fixer une pièce, en minimisant les répercussions sur la résistance mécanique.
- 144 - De réaliser une analyse qualitative de la liaison complète du support de guidage 1 avec le châssis de la voiture et de justifier la particularité des couples de serrage différents de 9,5 mdaN et de 6,5 mdaN des boulons précontraints en s'aidant de croquis (Aucun calcul n'est demandé)

## 2 - ETUDE DU FROTTEUR POSITIF

### Objectif global: Vérification de certains éléments constitutifs du frotteur positif

21 - **Objectif:** Vérification des ressorts 13 (Document 5 et document réponse 4)

Hypothèses :

- Les différentes positions du frotteur sont définies sur le document 5
  - position basse: position détendue \_ action nulle du ressort,  
(Dans cette position les biellettes **19** et **20** sont en contact par l'intermédiaire de la butée **8**)
  - position de travail: position rail de captage,
  - position haute: position rétractée accrochée \_ action maxi du ressort,  
(Cette position est utilisée pour la maintenance)

On donne:

- Les caractéristiques du ressort: (à spires jointives, non précontraint)
  - Diamètre d'enroulement  $D = 18 \text{ mm}$
  - Diamètre du fil  $d = 3 \text{ mm}$
  - Nombre de spires utiles  $n = 40 \text{ spires}$
  - Module d'élasticité transversale  $G = 80000 \text{ Mpa}$
  - Matériau 45S8:  
Contrainte tangentielle de limite élastique  $\tau_e = 480 \text{ Mpa}$
- Les deux positions limites du patin sur le document 5 **Ech: 1:1,41**
- Les relations de calcul d'un ressort hélicoïdal à fil rond:

- La flèche  $f$  du ressort sous l'action de  $\|\vec{F}\|$  :

$$f = \frac{8 \cdot \|\vec{F}\| \cdot D^3 \cdot n}{G \cdot d^4}$$

- La contrainte tangentielle maximale de torsion dans le fil :

$$|\tau| = \frac{8 \cdot \|\vec{F}\| \cdot D}{\pi \cdot d^3}$$

On demande: Sur feuille(s) de copie

211 - De déterminer à partir du document 5:(longueurs à relever sur le document 5)

- La valeur de l'action maxi du ressort ( position rétractée accrochée),
- La valeur de l'action du ressort en position rail de captage,
- La valeur de la contrainte tangentielle maxi dans le ressort.

212 - De conclure.



**22 - Objectif: Calcul de la pression de contact du patin sur le rail**  
(Document 5 et document réponse 4)

Hypothèses :

- Le poids des différentes pièces constitutives du frotteur n'a pas d'incidence dans l'étude,
- L'étude est réalisée en trajectoire rectiligne donc l'action mécanique des tampons de maintien **4** est nulle,
- Les liaisons entre les pièces en mouvement sont considérées parfaites, sauf pour le patin **1** par rapport au rail de captage.
- Le sens de déplacement du véhicule est donné de la gauche vers la droite sur le **document réponse 4**

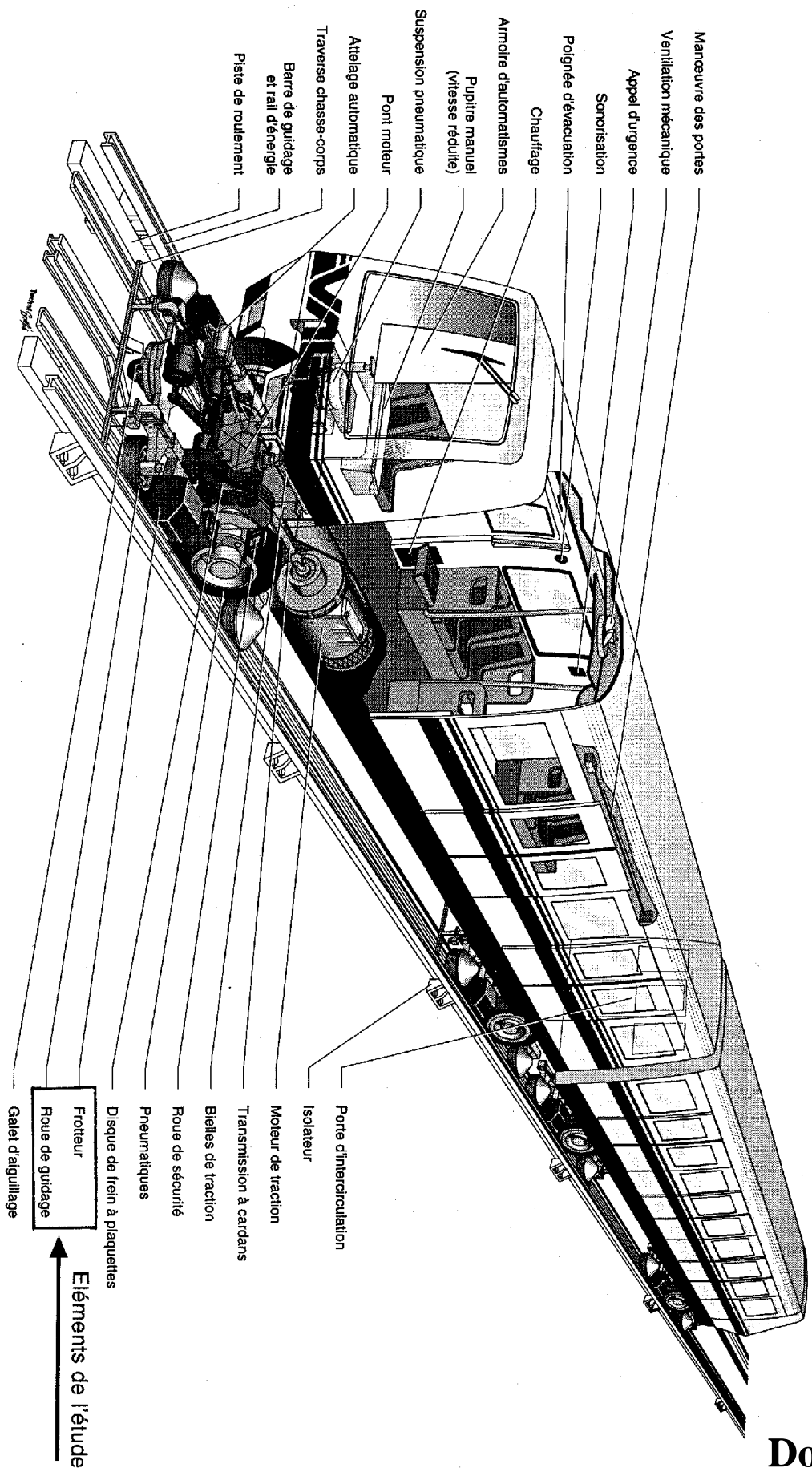
On donne:

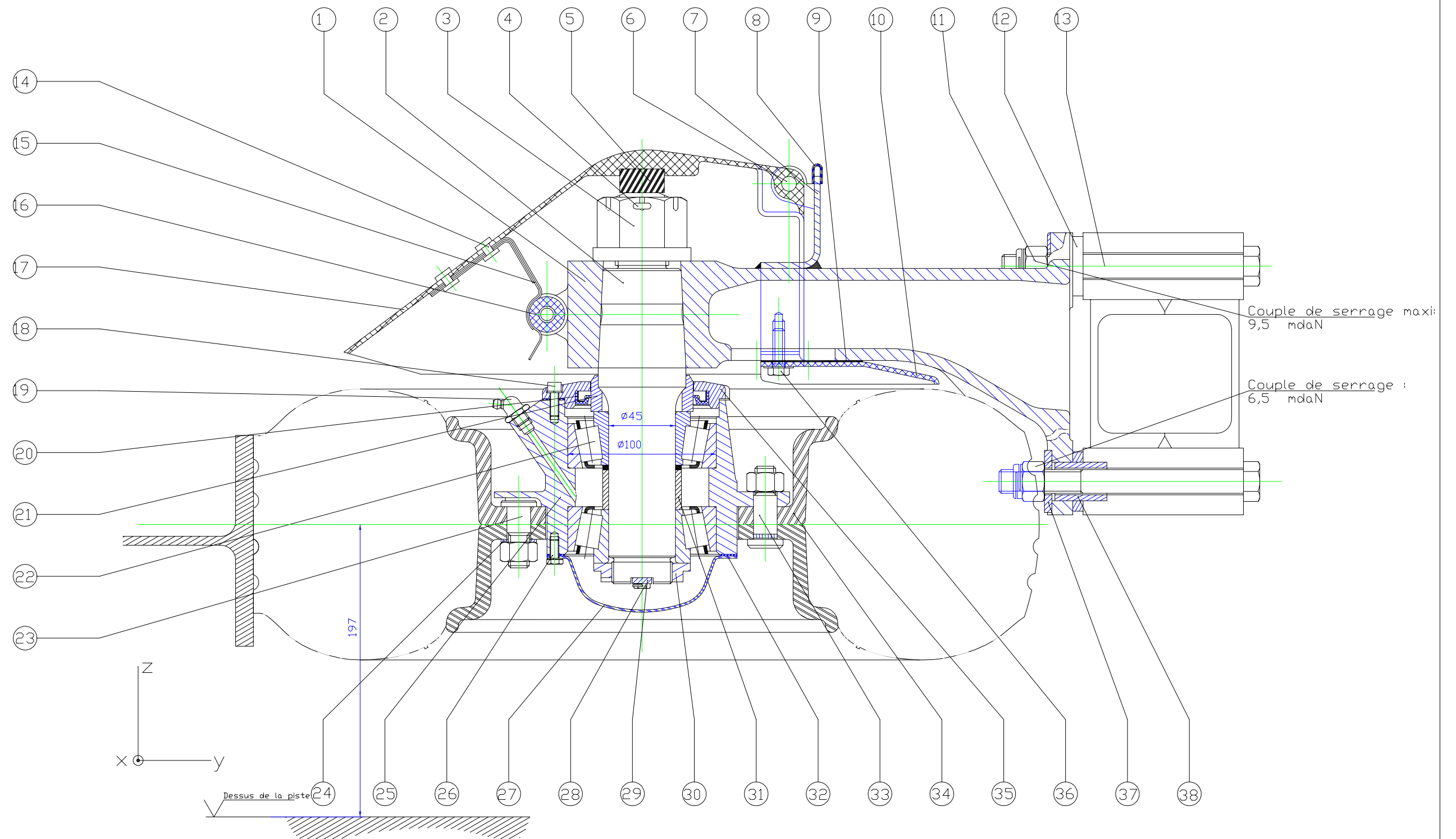
- L'action d'un ressort dans la position captage rail  $F_{\text{captage}} = 130 \text{ N}$
- Le facteur de frottement du patin **1** sur le rail de captage  $\mu = \tan \varphi = 0,18$
- L'aire de la surface totale de contact entre le patin **1** et le rail de captage  $S = 14000 \text{ mm}^2$

On demande: Sur feuille(s) de copie et document réponse 4

- 221 - De réaliser un schéma cinématique, du mécanisme relatif au document 5, en position captage.
- 222 - De déterminer graphiquement la résultante des actions de contact en **H** (point H à déterminer) du rail sur le patin **1** (Définir les systèmes isolés).
- 223 - De déterminer, à partir du résultat précédent, la pression moyenne de contact entre le patin **1** et le rail de captage.
- 224 - De conclure.

# une rame du métro VAL





Rp	Nb	Designation	Matiere	Observations
38	2	Bague "Mecanindus" E 26 35		
37	2	Rondelle L 8 N	NF E 25-518	
36	2	Vis H, M8-25, 8.8, type 1, Zn12/B/Fe	NF E 25-112	
35	1	Couvercle	E 360 M	
34	1	Jante	A-U5GT	Deux flasques
33	3	Boulon ajuste		
32	1	Joint d'etancheite plan		
31	1	Entretoise	E 360	Avec cales de reglage
30	1	Ecrou a encoches		
29	1	Frein d'ecrou	E 360	
28	2	Vis H, M6-12, 8.8, type 1, Zn12/B/Fe		Tete percee ( Frein fil de fer)
27	1	Couvercle inferieur	E 360	Embouti

Rp	Nb	Designation	Matiere	Observations
26	6	Vis H, M6-12, 8.8, type 1, Zn12/B/Fe	NF E 25-112	
25	1	Moyeu	E 360 M	
24	3	Rondelle L 14 N	NF E 25-518	
23	3	Boulon ajuste		
22	2	Roulement a? rouleaux coniques	SKF 32309 B	
21	1	Entretoise	25CD4	
20	1	Bague d'etancheite	Simrit BA 66 x 90 x 10	
19	1	Graisseur "HydraulicM10 x 100	Tete cementee trempee	
18	3	Vis C HC, M6-16, 8.8, type 1, Zn12/B/Fe	NF E 27-125	
17	1	Capot de protection	Composite	
16	1	Axe avec "silenbloc"		
15	1	Clippeur (3 lames)	XC 80	
14	4	Rivet C 6.8	NF E 27-151	

Rp	Nb	Designation	Matiere	Observations
13	4	Vis H,M16-150/45, 8.8, type 1, Zn12/B/Fe	NF E 25-112	
12	4	Cale de reglage	E 360	
11	4	Ecrou H M16, 8.8, type 1, Zn12/B/Fe		Frein d'ecrou
10	1	Protecteur de roue	Elastonere	
9	1	Joint		
8	1	Joint (Lipstan)	Acier PVC	Longueur 162
7	1	Support de capot	E 360	
6	1	Axe	25CD4	
5	1	Tampon	Elastonere	
4	1	Goupille V6,3 x 71		NF E 27-487
3	1	Ecrou a embase		
2	1	Arbre	25CD4	
1	1	Support de guidage	E 360 M	

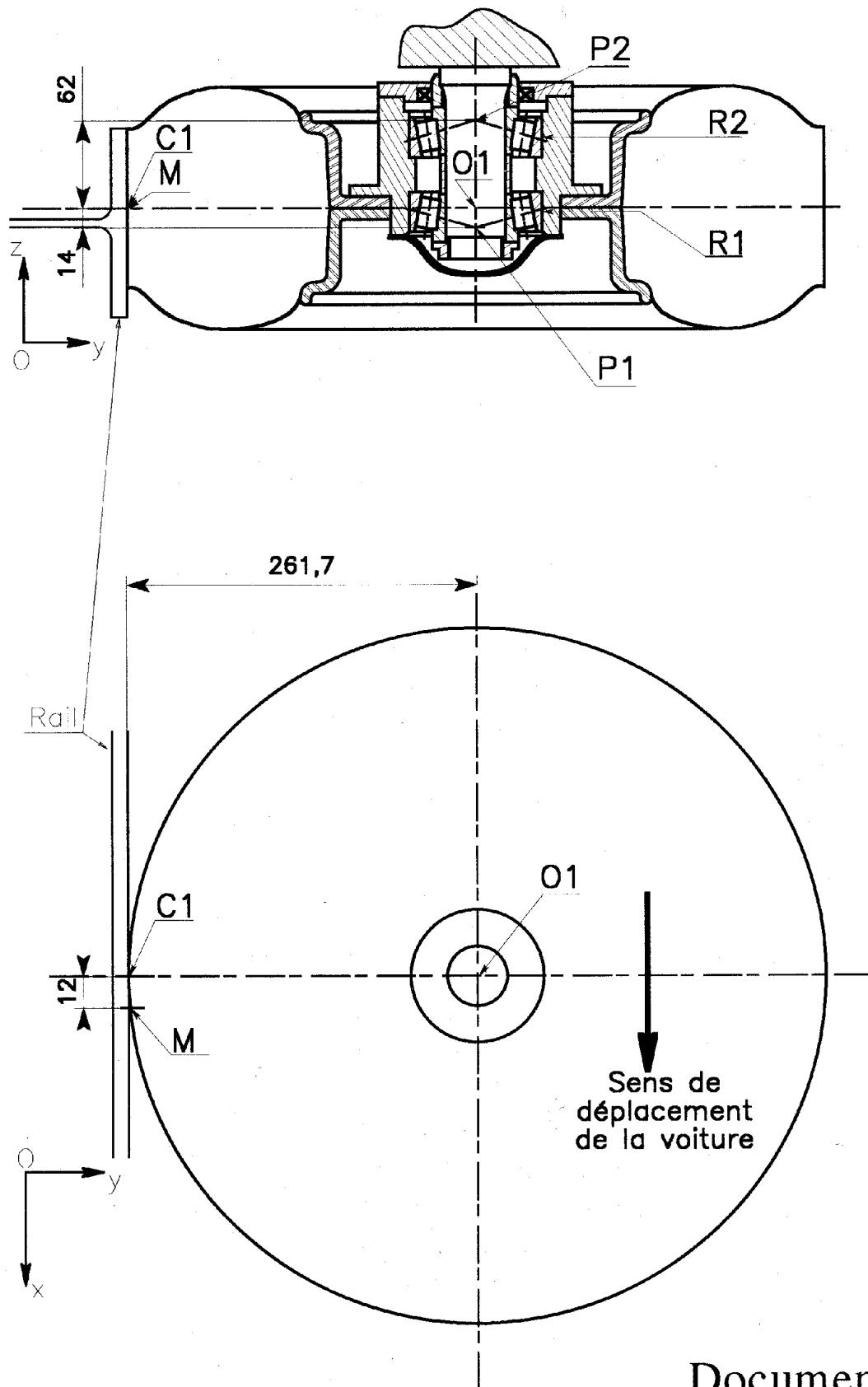
Document 2

Echelle: 1 : 1,41

Roue de guidage

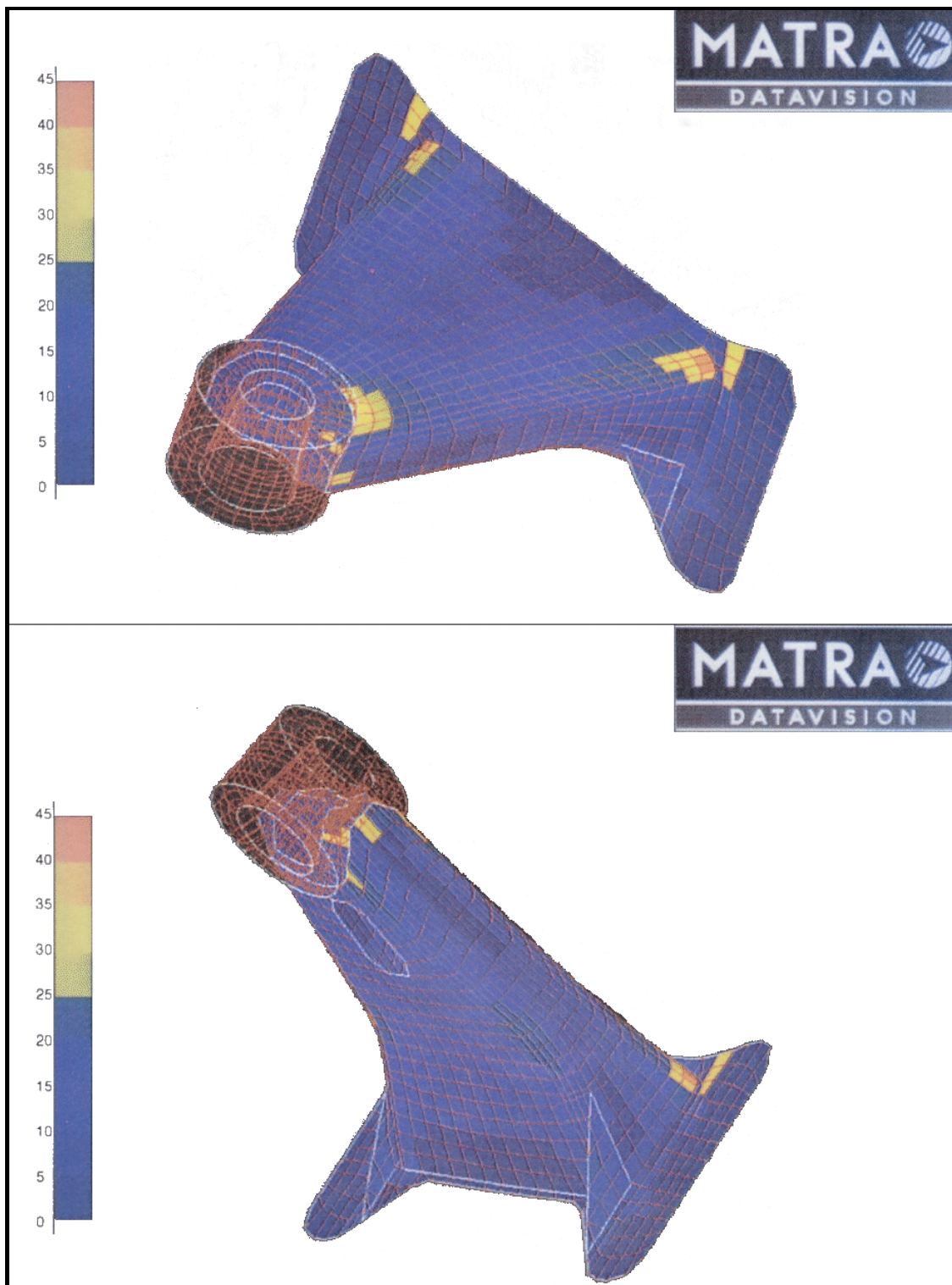


# Points caractéristiques de la roue de guidage



## Contraintes équivalentes de Von Misès au niveau de la peau extérieure

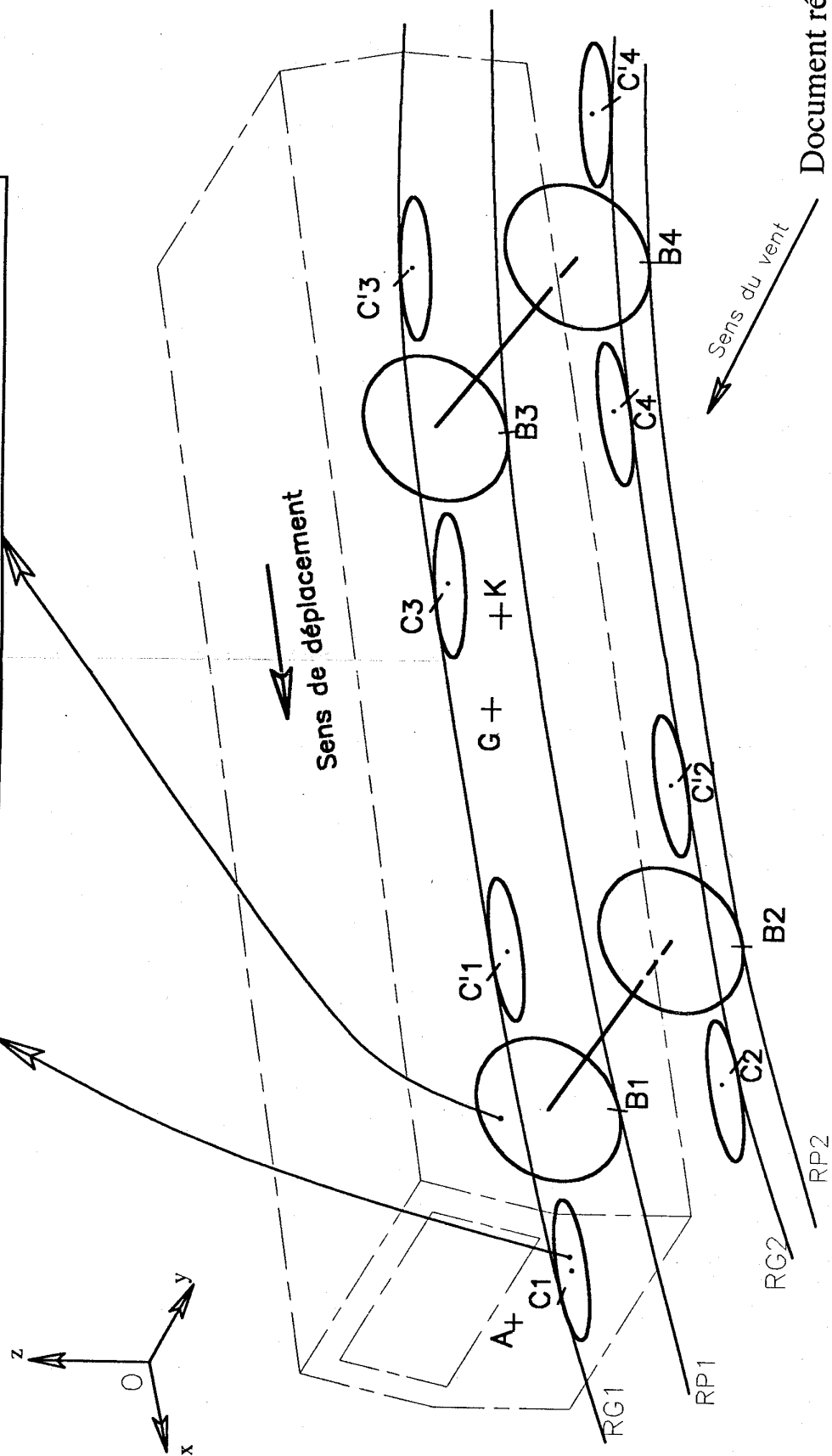
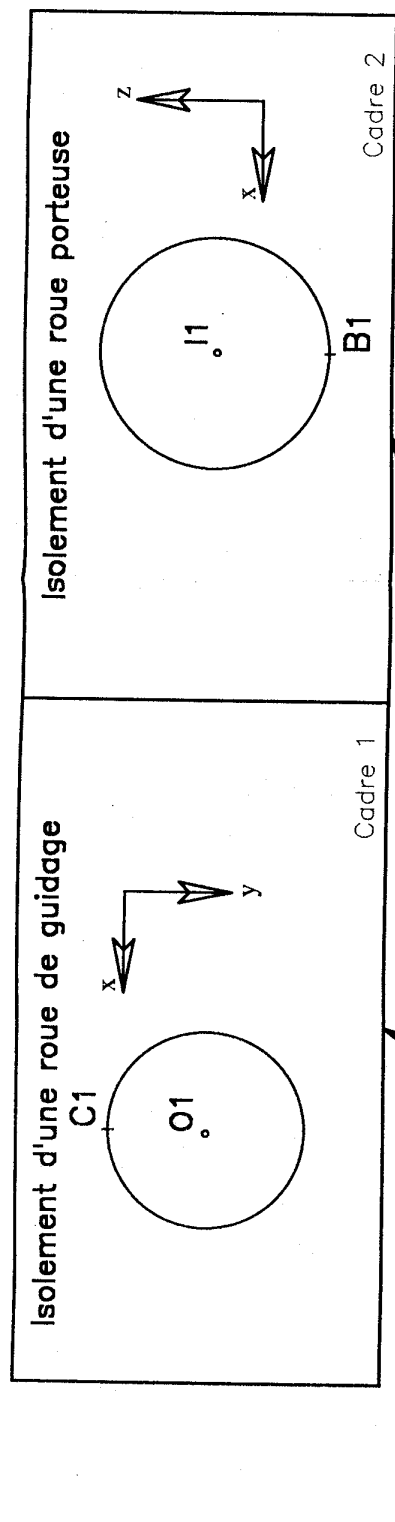
Unités utilisées :  $\text{N/mm}^2$



NOM :

PRENOM :

N° :

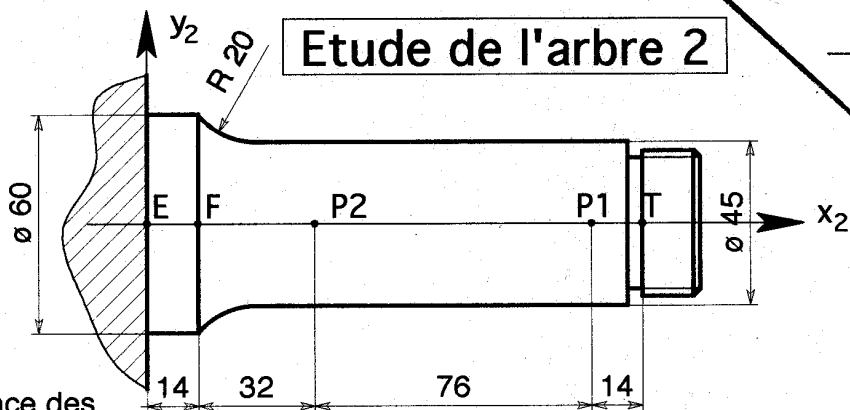


NOM : \_\_\_\_\_

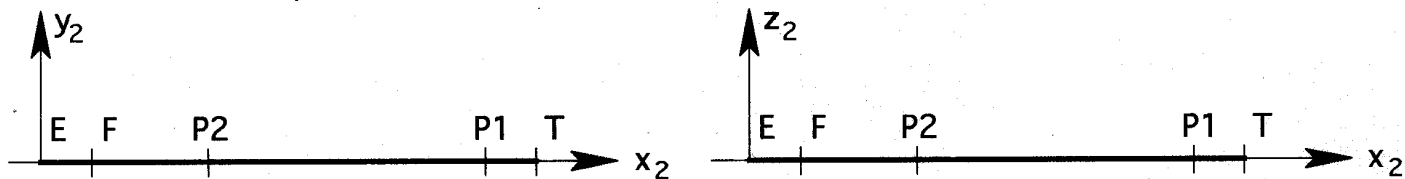
PRENOM : \_\_\_\_\_

N°: \_\_\_\_\_

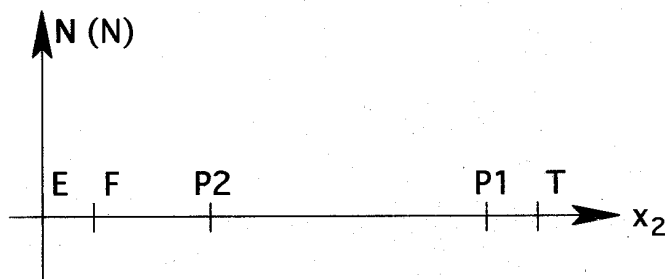
## Etude de l'arbre 2



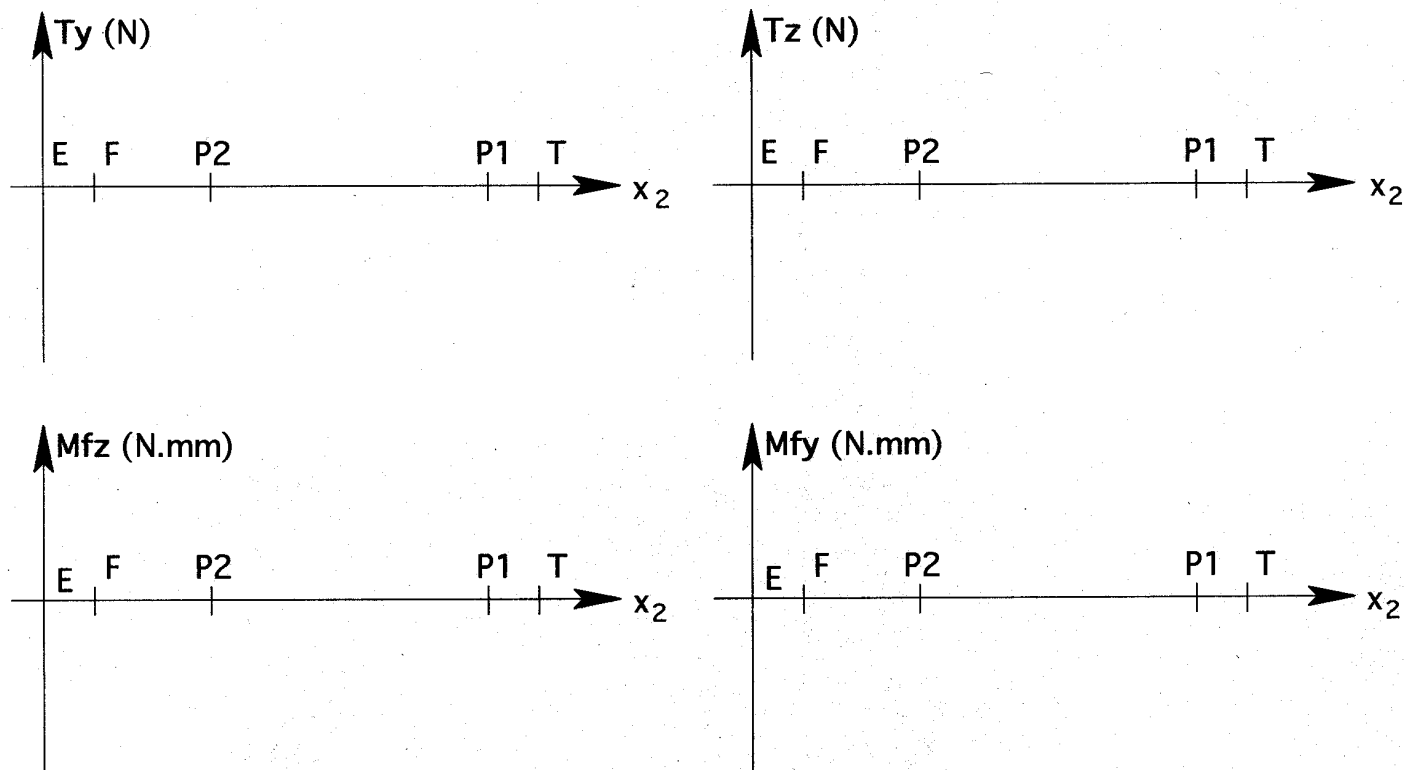
131- Mise en place des actions mécaniques



132- Diagramme des efforts normaux

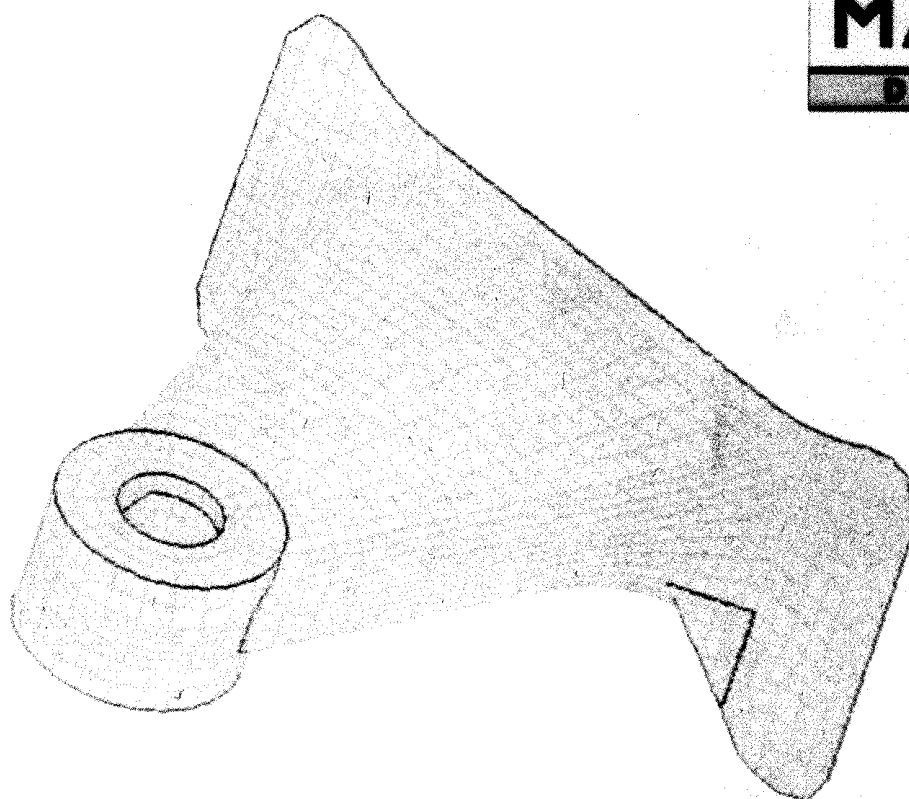


133- Diagrammes des efforts tranchants et des moments fléchissants



142 - Proposer une modification de forme :

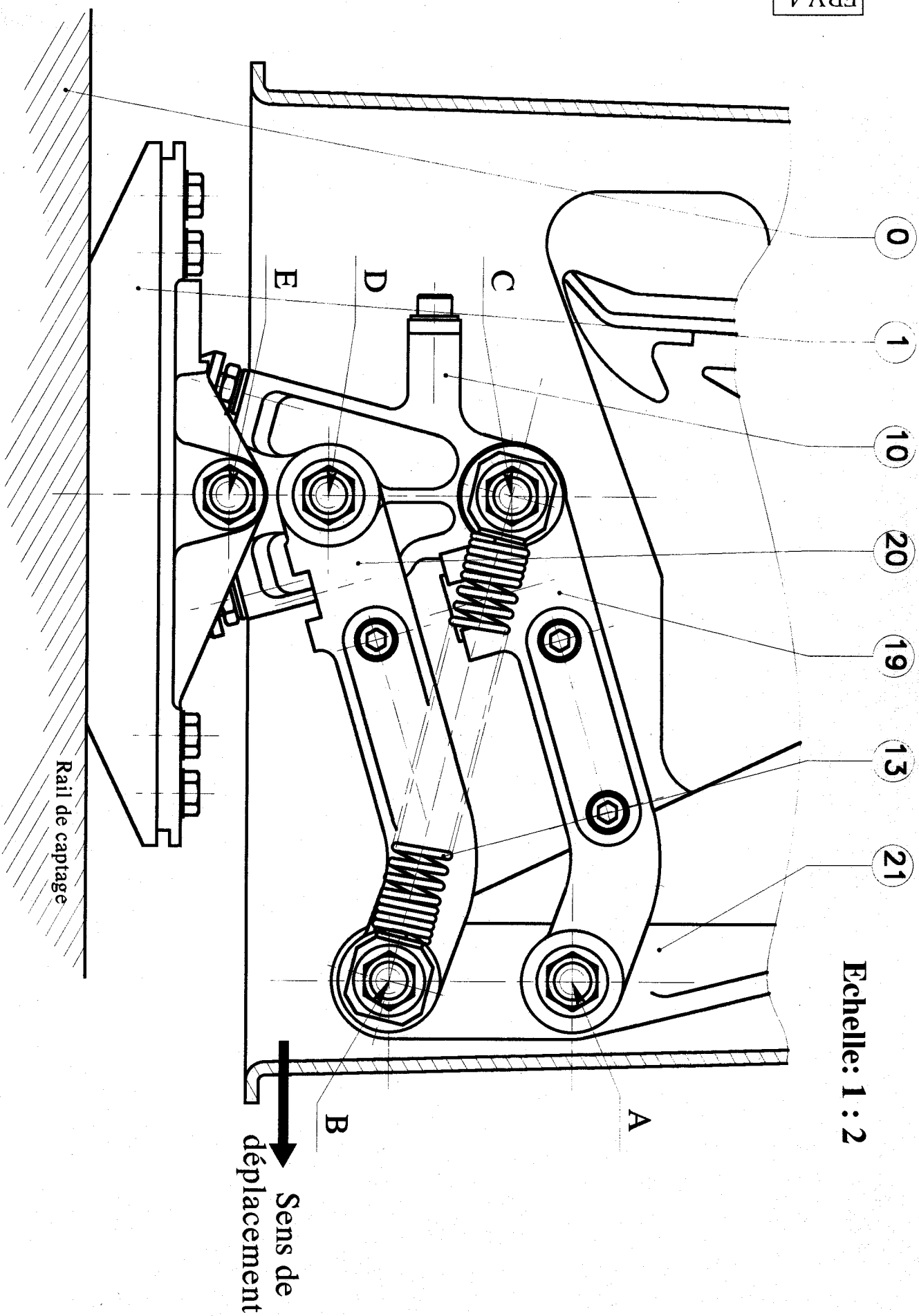
143 - Indiquer une zone de la partie supérieure où il est possible de percer un trou de  $\varnothing 10$  :





### 221- Déterminer graphiquement la résultante des actions de contact en H

## Echelle: 1 : 2



# Capacité de charge, durée et documentation relative aux roulements R1 et R2

Extraits des documents SKF

Nota : Le candidat connaissant les définitions ci-dessous peut se reporter directement à la page numérotée 2/4

Le type de roulement étant choisi, les dimensions sont déterminées en fonction des charges appliquées et des exigences de durée et de sécurité de fonctionnement, en faisant intervenir la notion de charge de base. Les valeurs de la charge dynamique de base  $C$  et de la charge statique de base  $C_0$  sont données dans les tableaux de roulements.

## Charges de base

**La charge dynamique de base  $C$**  est utilisée pour le calcul de la durée des roulements en rotation. C'est la charge pour laquelle la durée nominale ISO du roulement considéré atteint 1 million de tours, sous certaines conditions d'application: charge constante en intensité et en direction, radiale dans le cas d'un roulement radial, axiale et centrée dans le cas d'une butée.

La détermination des charges dynamiques de base des roulements SKF a été faite par un calcul conforme à ISO 281:1990. Les valeurs sont basées sur la matière et les techniques utilisées dans la fabrication SKF standard.

**La charge statique de base  $C_0$**  est utilisée pour le calcul de roulements, soit à l'arrêt, soit en rotation à basse vitesse ou animés de faibles mouvements d'oscillation. Elle doit aussi être prise en considération lorsque des chocs importants de courte durée s'exercent sur un roulement en rotation.

La charge statique de base est définie conformément à ISO 76:1987 comme la charge statique qui correspond par calcul à une contrainte, au centre du contact élément/chemin le plus chargé, égale à

- 4 600 MPa pour les roulements à rotule sur billes,
- 4 200 MPa pour tous les autres roulements à billes,
- 4 000 MPa pour tous les roulements à rouleaux.

Cette contrainte produit une déformation permanente totale (élément et chemin) d'environ 0,0001 du diamètre de l'élément roulant, les conditions d'application étant celles déjà définies pour la charge dynamique de base.

## Durée

On appelle durée d'un roulement le nombre de tours (ou le nombre d'heures de fonctionnement à vitesse constante) que celui-ci peut effectuer avant l'apparition des premiers signes de fatigue (écaillage) sur une bague ou un élément roulant.

Cependant les applications pratiques et les essais de laboratoire ont prouvé que des roulements identiques fonctionnant dans les mêmes conditions n'ont pas la même durée. Il faut donc donner au terme "durée" une définition plus précise. D'où la notion de durée nominale qui, conformément aux recommandations ISO, est la durée atteinte ou dépassée par 90 % de roulements apparemment identiques fonctionnant dans les mêmes conditions.

La durée moyenne, atteinte ou dépassée par 50 % des roulements, est d'environ cinq fois la durée nominale.

Il existe plusieurs autres "durées" de roulements. L'une d'elles est la "durée de service", qui est la durée réelle atteinte par un roulement donné avant qu'il ne périsse. La défaillance n'est généralement pas due en premier lieu à la fatigue mais à l'usure, à la corrosion, à des joints défectueux, etc. Il existe aussi des durées correspondant aux spécifications ("spécification life") établies par un organisme extérieur et ayant pour base des données hypothétiques de charge et de vitesse fournies par cet organisme. Il s'agit généralement d'une durée  $L_{10}$  (durée nominale) requise et il est présumé que l'organisme a tenu compte de l'expérience acquise avec des machines similaires, de façon à obtenir la durée de service adéquate.

# Choix des dimensions du roulement à l'aide des formules de durée

La durée d'un roulement peut être calculée de façon plus ou moins sophistiquée, selon la précision avec laquelle les conditions de fonctionnement peuvent être définies.

Formule de durée nominale:

La méthode la plus simple de calcul de la durée consiste à utiliser la formule ISO pour la durée nominale, c'est-à-dire :

$$L_{10} = \left( \frac{C}{P} \right)^p \quad \text{ou} \quad \frac{C}{P} = L_{10}^{\frac{1}{p}}$$

- $L_{10}$  = durée nominale, millions de tours  
 $C$  = Charge dynamique de base, N (tableau des roulements)  
 $P$  = charge dynamique équivalente (voir ci après), N  
 $p$  = un exposant qui est fonction du contact entre pistes et éléments roulants
- $p = 3$  pour les roulements à billes
  - $p = 10/3$  pour les roulements à rouleaux

Lorsque la vitesse de rotation est constante, il est généralement plus pratique d'exprimer la durée nominale en heures de fonctionnement. La formule de durée s'écrit alors :

$$L_{10h} = \frac{1.000.000}{60n} \left( \frac{C}{P} \right)^p \quad \text{ou} \quad L_{10h} = \frac{1.000.000}{60n} L_{10}$$

avec

- $L_{10h}$  = durée nominale, heures de fonctionnement  
 $n$  = vitesse de rotation, tr/min

## Cas des roulements à rouleaux coniques

### Charge dynamique équivalente

#### I - Charge variable

Lorsque la direction et l'intensité de la charge varient dans le temps, il faut calculer les charges équivalentes  $P_1, P_2..$  pour les différentes périodes  $U_1, U_2...$  afin de déterminer une charge équivalente moyenne constante donnée par la relation ci-dessous:

$$P_m = \sqrt[3]{\frac{P_1^3 U_1 + P_2^3 U_2 + P_3^3 U_3 + \dots}{U}}$$

dans laquelle:

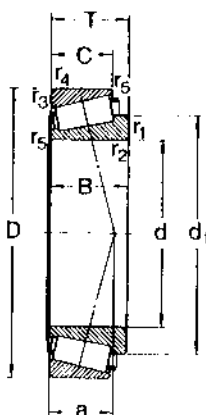
- $P_m$  = charge équivalente moyenne constante, N  
 $P_1, P_2...$  = charges équivalentes agissant pendant  $U_1, U_2...$  tours, N  
 $U$  = nombre total de tours ( $U = U_1 + U_2 + ..$ ) pendant lesquels agissent les charges équivalentes  $P_1, P_2...$

## II - Durées normalement souhaitables pour différents types de véhicules

Type de véhicule	L <sub>10s</sub> Millions de km
<u>Roues de véhicules routiers :</u>	
	0,3
Voitures particulières	0,6
Camions, autocars	
<u>Essieux de véhicules ferroviaires :</u>	
Wagons (type UIC, charge maximale constante sur l'essieu	0,8
Véhicules de transport urbain et suburbain	1,5
Voitures de grandes lignes	3
Autorails de grandes lignes	3 - 4
Locomotives diesel ou électriques de grandes lignes	3 - 5

## III - Documentation relative aux roulements R1 et R2

### Extrait du catalogue SKF

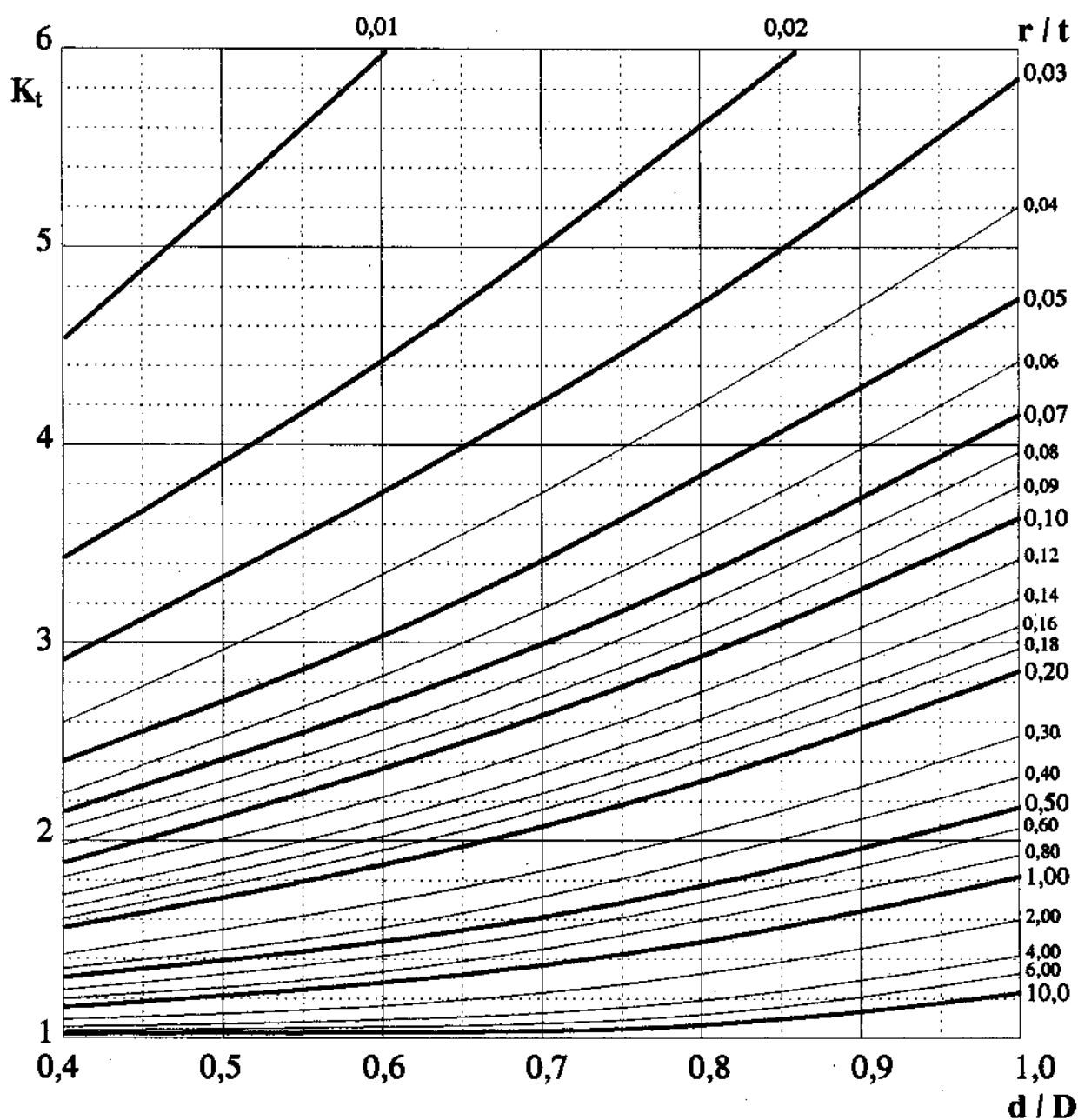
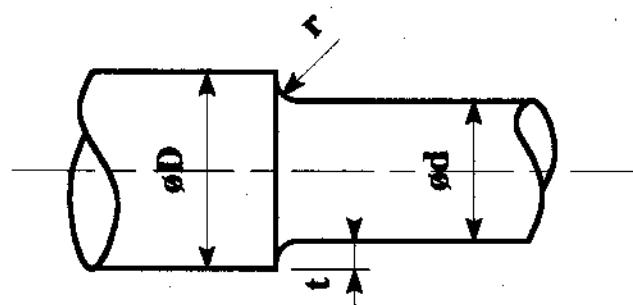


Dimensions d'encombrement			Charges de base Dyn.            Stat.		Vitesse limite Lubrification à la            à graisse        l'huile		Désignation			
d	D	T	C	C <sub>0</sub>				e	Y	
mm			N		tr/min					
➔	45	80	26	84200	114000	4500	6000	<b>33109</b>	0,37	1,6
		85	32	108000	143000	4000	5300	<b>33209</b>	0,4	1,5
		100	27,25	101000	72000	4000	5300	<b>33309</b>	0,35	1,7
		100	27,25	85800	60000	3400	4500	<b>31309</b>	0,83	0,72
		100	38,25	132000	102000	3600	4800	<b>32309</b>	0,35	1,7
		100	38,25	128000	102000	3600	4800	<b>32309 B</b>	0,54	1,1

# Coefficient de concentration de contrainte

## Arbre épaulé en flexion

Nota : L'abaque ci-dessous est donné pour la contrainte normale calculée en flexion avec le petit diamètre  $d$ .



Document établi à partir de l'ouvrage du CETIM