Concours Commun INP (CCINP), France

Session 2005, filière TSI

Génie mécanique

Ce que traite le sujet

- Partie A : analyse mécanique du fonctionnement du convoyeur
- Partie B : hyperstatisme du sous-ensemble d'extraction
- Partie C : dimensionnement de l'arbre moteur
- Construction : système de transfert
- Fabrication : axe à excentrique d'une roue de bassine

Sujet reproduit sans retouche à partir de la page suivante.

Résumé des parties, chapitres de cours liés et autres années :
prepahelp.com/annales/ccinp/tsi/2005/genie-mecanique

Prepa Help ne revendique aucun droit sur le sujet, propriété de l'organisateur du concours.

PARTIE 1 – PROJET MECANIQUE

Répondre sur des copies différentes de celles utilisées pour la partie Projet Electricité

AVERTISSEMENT

Il est rappelé aux candidats qu'ils doivent impérativement utiliser les notations indiquées dans le texte ou sur les figures. **Il est demandé aux candidats de rédiger dans l'ordre proposé par le sujet.**

Il est rappelé aux candidats qu'ils doivent présenter les calculs clairement, dégager et encadrer les résultats relatifs à chaque question référencée dans le sujet. Tout résultat incorrectement exprimé ne sera pas pris en compte. En outre, les correcteurs recommandent d'écrire lisiblement, de numéroter chaque copie en y faisant apparaître clairement la partie traitée.

ANALYSE MECANIQUE

DESCRIPTION : ***DAM 3***

- Le groupe motoréducteur entraîne un ensemble de 2 chaînes (A). Chaque chaîne reçoit la moitié de la puissance délivrée par le motoréducteur.

- La chaîne de liaison transmet le mouvement aux 2 chaînes (B).

- A la sortie de la machine à laver, la bassine repose, par son fond, sur les brins supérieurs des chaînes (B).

- Ensuite, les roues de la bassine entrent en contact avec les brins supérieurs des 2 chaînes (A) pour être acheminée jusqu'à l'extrémité du convoyeur.

- Un butée d'arrêt commandée par un vérin pneumatique peut prendre deux positions :

  * position basse : elle n'a aucune action sur les bassines en cas de fonctionnement normal. (Le fonctionnement normal correspond à la situation telle que le débit de bassines acheminées par le convoyeur (1) est évacué par le système de transfert).

  * position haute : elle arrête le mouvement des bassines en sortie de convoyeur (1) tandis que les brins supérieurs des chaînes (A) glissent par rapport à leurs guides ; il y a donc roulement sans glissement des roues de bassines par rapport aux brins de chaîne (cette situation se produit lorsque le système de transfert ne parvient pas à absorber le débit de bassines acheminées par le convoyeur (1)).

- Les brins supérieurs des chaînes (A) se déplacent par glissement dans des guides horizontaux solidaires du bâti (guides non représentés sur le schéma, longueur voisine de la distance P_2P_3).

- Les brins inférieurs des chaînes (A) glissent sur des supports repérés S_1 S_2 S_3 ayant un rôle de guide de chaînes par rapport au bâti.

- Les brins supérieurs des chaînes (B) se déplacent par glissement dans des guides horizontaux solidaires du bâti (guides non représentés sur le schéma, longueur voisine de la distance P_4P_5).

- Du fait de la longueur réduite des brins des chaînes (B), les brins inférieurs ne sont pas guidés.

Hypothèse :

Les brins supérieurs et inférieurs des chaînes ont un mouvement de translation rectiligne de direction $\vec{x}$ par rapport au bâti.

- Toute les liaisons non répertoriées sont considérées comme parfaites.

Hypothèses :

Quand le convoyeur fonctionne en régime permanent, la vitesse linéaire d'un point quelconque M appartenant aux brins supérieurs des chaînes (A) et (B) par rapport au bâti est constante.

On donne : $\vec{V}_{M \in (A) \text{ ou } (B) / \text{ bâti}} = V \vec{x}$ $\quad V > 0$

Symbole	Désignation	Valeur Numérique Unités
D_p	diamètre primitif de tous les pignons à chaîne $P_1\, P_2\, P_3\, P_4\, P_5$	204 mm
M	masse d'un bassine	100 kg
m	masse linéaire d'une chaîne	1,33 kg/m
λ_{AS}	longueur d'un brin supérieur d'une chaîne (A)	4 m (longueur voisine de la distance P_2P_3)
λ_{BS}	longueur d'un brin supérieur d'une chaîne (B)	1,6 m (longueur voisine de la distance P_4P_5)
λ_{AI}	longueur d'un brin inférieur d'une chaîne (A)	4 m (longueur voisine de la distance P_2P_3)
λ_{BI}	longueur d'un brin inférieur d'une chaîne (B)	1,6 m (longueur voisine de la distance P_4P_5)
f	coefficient de frottement de glissement d'une chaîne par rapport au guide	0,3
δ	coefficient caractéristique de la résistance au mouvement relatif chaîne – roue pouvant être interprété comme un coefficient de frottement chaîne - roue	0,1
g	accélération de la pesanteur $\vec{g} = g\, \vec{y}$	9,81 m/s^2
V	vitesse linéaire	0,17 m/s

PARTIE A : Analyse mécanique du fonctionnement du convoyeur (1)

Remarque préliminaire :

La position du groupe motoréducteur (MR) caractérisée par le pignon P_1 résulte de considérations générales d'encombrement des différents modules utilisés pour construire le convoyeur. ***DAM 3***

Il est possible d'envisager l'étude mécanique (cinématique, dynamique) du convoyeur à partir du schéma simplifié ***DAM 4*** en considérant l'axe de sortie du groupe motoréducteur au niveau du pignon P_2.

Etude cinématique :

Elle a pour but de choisir le groupe motoréducteur à roue et vis sans fin le mieux adapté aux conditions de fonctionnement en régime permanent.

Question 1 : Déterminer l'expression littérale du module de la vitesse angulaire $\vec{\Omega}_{MR\,/\,bâti}$ de l'arbre de sortie du groupe motoréducteur (pignon P_2) en fonction de $\mathbf{D_p}$ et **V.**

Question 2 : En déduire la valeur numérique de la fréquence de rotation **N** du pignon P_2 par rapport au bâti (en tours par minute).

Etude dynamique :

Elle a pour but de finaliser le choix du groupe motoréducteur en déterminant le couple fourni par l'arbre de sortie du motoréducteur.

Hypothèses générales de l'étude dynamique :

- La masse des pignons P_2 P_3 P_4 P_5 est négligeable devant la masse des bassines et la masse des brins supérieurs et inférieurs des chaînes (A) et (B).

- Les tronçons des chaînes (A) en prise avec les pignons P_2 et P_3 ont une masse négligeable devant la masse des bassines et la masse des brins supérieurs et inférieurs des chaînes (A).

- Les tronçons des chaînes (B) en prise avec les pignons P_4 et P_5 ont une masse négligeable devant la masse des bassines et la masse des brins supérieurs et inférieurs des chaînes (B).

- La masse de l'ensemble relatif à la chaîne de liaison est négligeable devant la masse des bassines et la masse des brins supérieurs et inférieurs des chaînes (A) et (B).

- On assimile les brins supérieurs et inférieurs des chaînes (A) et (B) à des solides en translation rectiligne.

Phase de fonctionnement en régime permanent : ***DAM 4***

- Le motoréducteur fonctionne en régime permanent.
- La butée d'arrêt des bassines est en position haute.

Cinq bassines sont donc en attente sur le convoyeur :

* les 4 premières bassines reposent, par leurs roues, sur les brins supérieurs de la chaîne (A).
* la 5ème bassine repose, par son fond, sur les brins supérieurs de la chaîne (B).

Question 3 : On appelle **C** la norme du couple exercé par l'arbre de sortie du groupe motoréducteur sur le pignon P_2.

Déterminer l'expression littérale de **C** assurant le mouvement en régime permanent (en fonction de M, m, λ_{AS}, λ_{BS}, λ_{AI}, D_p, f, δ, g).

Nota :

Pour traiter la question 3, on peut considérer le système de solides (S) constitué des éléments suivants:

- les 5 bassines.
- les brins rectilignes des chaînes (A) et (B).
- les pignons P_2 P_3 P_4 P_5.
- le sous ensemble relatif à la chaîne de liaison.

Afin d'appliquer le théorème de l'énergie cinétique au système (S) entre deux instants successifs, on effectuera le bilan des actions mécaniques extérieures à ce système (moment reçu par le pignon P_2, forces de contact bassines-chaînes, …).

Question 4 : Calculer la valeur numérique de **C**

Phase de fonctionnement en régime de démarrage :

Certaines phases de fonctionnement du convoyeur conduisent à l'arrêt du groupe motoréducteur (dans le cas où les chaînes sont chargées de 5 bassines, la butée étant en position haute).

Après une phase d'arrêt, l'ordre étant donné à la butée de descendre, les 5 bassines ont la possibilité d'avancer par commande du motoréducteur.
Dans ces conditions, le moteur électrique reçoit l'ordre de démarrage : les chaînes passent de la vitesse nulle à la vitesse **V** en un temps égal à **t** secondes.

On cherche à déterminer le couple que doit fournir l'arbre de sortie du groupe motoréducteur au pignon P_2.

Hypothèses complémentaires :

- Pendant cette phase de démarrage :

* l'accélération d'un point de chaîne par rapport au bâti est constante.

* il n'y a aucun mouvement relatif entre les bassines et les chaînes.

On peut considérer que le pignon P_2 exerce une action résultante :

$\vec{T}_S$ sur les brins supérieurs des chaînes (A) et (B) ; $\vec{T}_S = T_S\,\vec{x}$

$\vec{T}_I$ sur les brins inférieurs des chaînes (A) et (B) ; $\vec{T}_I = T_I\,\vec{x}$

Question 5 : Déterminer l'expression littérale de $\vec{T}_S$ en fonction de :
M, m, λ_{AS}, λ_{BS}, f, g, V, t

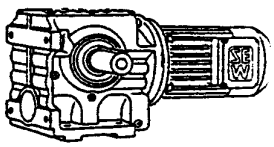
Question 6 : Déterminer l'expression littérale de $\vec{T}_I$ en fonction de :
m, λ_{AI}, λ_{BI}, f, g, V, t

Question 7 : Déterminer l'expression littérale de **K,** norme du couple résultant sur l'arbre de sortie du réducteur en fonction de :
M, m, λ_{AS}, λ_{BS}, λ_{AI}, λ_{BI}, D_p, f, g, V, t

Question 8 : Calculer la valeur numérique du couple **K** pour t = 0,1 s.

Le concepteur de l'installation propose le groupe motoréducteur de type : SA 57 DT 80 N4

Motoréducteurs à vis sans fin SEW



P_m [kW]	n_a [1/min]	M_a [Nm]	i	F_{Ra} [1)] [N]	SEW-f_B	Type		m [kg]	Maße Dimens. Cotes	Prix N°
0.75	16	285	84.00 •	7210	1.05	SA 57	DT 80N4*	25	S12	

• i
Les vitesses de sortie indiquées sont des valeurs arrondies.

On définit le coefficient de sécurité s pour le choix du groupe motoréducteur par le rapport :

$$s = \frac{M_a}{\text{Couple arbre MR} \rightarrow P_2}$$

Nota :

Couple arbre $MR \rightarrow P_2$ représente le couple exercé par l'arbre du motoréducteur sur le pignon P_2.

Ce couple est égal :

- soit à C lorsque le système fonctionne en régime permanent.
- soit à K lorsque le système fonctionne en régime de démarrage.

Question 9 : Calculer la valeur numérique du coefficient de sécurité pour le modèle choisi.
Conclure sachant que 1,1 est la valeur minimale du coefficient de sécurité s.

PARTIE B : Analyse du degré d'hyperstatisme du sous ensemble d'extraction

Introduction :

La descente de la butée d'arrêt et le démarrage du groupe motoréducteur provoquent le déplacement des bassines vers l'extrémité du convoyeur associée au système de transfert.

Ce déplacement s'effectue avec une vitesse insuffisante.

La bassine est donc évacuée du convoyeur vers le système de transfert au moyen d'un sous ensemble d'extraction comportant un vérin pneumatique d'axe $\vec{x}$ et un chariot en translation rectiligne suivant $\vec{x}$. ***DAM 5***

Notations :

Repère (0) : bâti
Repère (2c) : corps de vérin pneumatique
Repère (2t) : tige de vérin pneumatique
Repère (3) : chariot d'extraction

Question 10 : Etude de la solution existante

Les liaisons retenues par le concepteur sont :

- liaison 0-2c : encastrement
- liaison 2t-3 : appui plan de normale $\vec{x}$
- liaison 3-0 : glissière d'axe $\vec{x}$

Sur le document réponse ***DRM 1*** ; compléter le schéma cinématique minimal de la solution existante dans le plan $(\vec{x}, \vec{y})$.

Question 11 : Etude du degré d'hyperstatisme.
Déterminer **h**, le degré d'hyperstatisme de la boucle fermée constituée par les pièces 0, 2c, 2t, 3.

Question 12 : Quelles sont les contraintes dimensionnelles et géométriques associées au degré d'hyperstatisme de **h** ?

Tournez la page S.V.P.

Question 13 : Sur le document réponse ***DRM 1***, proposer, sous la forme d'un schéma cinématique minimal, une solution rendant cette boucle isostatique (pour des raisons de transmission d'actions mécaniques, cette solution ne doit utiliser que des liaisons à contacts surfaciques).

PARTIE C : Analyse du dimensionnement de l'arbre moteur (4) du convoyeur (1)

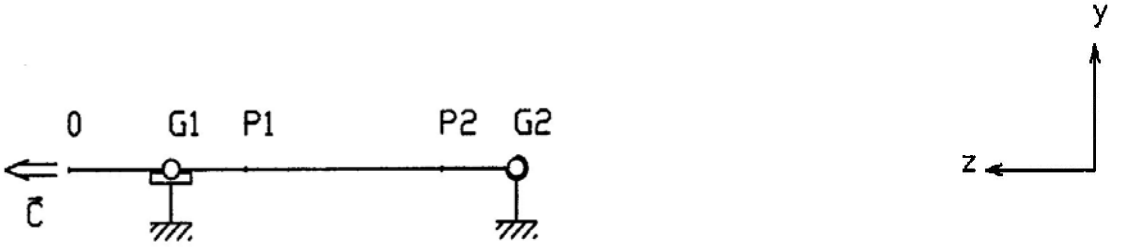
Introduction :

L'arbre de sortie du groupe motoréducteur entraîne l'arbre **(4)** porteur de 2 pignons à chaîne **(P_2)** et **(P_2')**. ***DAM 6***

L'arbre **(4)** reçoit le couple délivré en sortie du groupe motoréducteur.

L'arbre **(4)** transmet ce couple aux 2 pignons à chaîne **(P_2)** et **(P_2').**

Schéma d'étude :



Hypothèses :

Liaison (4)-bâti : pivot parfait d'axe $\vec{z}$ composé d'une :

linéaire annulaire d'axe $\left(G_1\ \vec{z}\right)$

rotule de centre G_2

- Distances : $\overrightarrow{OG_1} = -g_1\ \vec{z}$ $\quad\overrightarrow{OP_1} = -p_1\ \vec{z}$ $\quad g_1 > 0$ $\quad p_1 > 0$

$\overrightarrow{OG_2} = -g_2\ \vec{z}$ $\quad\overrightarrow{OP_2} = -p_2\ \vec{z}$ $\quad g_2 > 0$ $\quad p_2 > 0$

- Action mécanique exercée par l'arbre de sortie du groupe motoréducteur sur l'arbre **(4)** modélisée par un torseur couple au point **O**.

$\vec{C} = C\ \vec{z}$ $\quad C > 0$

- Action mécanique exercée par le pignon **(P_2)** sur l'arbre **(4)** modélisée par un torseur couple au point $\mathbf{P_1}$.

$\vec{C}_1 = C_1\ \vec{z}$

- Action mécanique exercée par le pignon **(P_2')** sur l'arbre **(4)** modélisée par un torseur couple au point **P_2**.

$\vec{C}_2 = C_2 \ \vec{z}$

- Le groupe motoréducteur transmet la même puissance à chaque chaîne.

- Le convoyeur fonctionne en régime permanent.

- Le centre de gravité de l'ensemble mobile appartient à l'axe $(O\ \vec{z})$.

- L'effet de la pesanteur et de la tension des chaînes ne sont pas pris en compte dans cette étude (ce qui revient à ne pas considérer la sollicitation en flexion de l'arbre).

- L'arbre est modélisé par une poutre droite homogène d'axe $(O\ \vec{z})$ à section circulaire constante.

Question 14 : Exprimer **C_1** et **C_2** en fonction de **C**.

Question 15 : Exprimer les composantes du torseur de cohésion au centre de gravité d'une section droite quelconque en fonction de **C**.

Question 16 : Tracer l'allure du diagramme des variations du moment de torsion le long de la poutre.

Pour des raisons économiques, l'entreprise cherche à standardiser ses produits (économie au niveau du processus de production, opérations de maintenance facilitées…).

Des modules tels que l'arbre **(4)** se rencontrent fréquemment dans les différentes machines réalisées.

Par conséquent, l'étude de l'arbre **(4)** est approfondie en cherchant à comparer une solution à arbre plein et une solution à arbre creux au niveau de :

- leur masse,
- la contrainte maximale de torsion subie.

Données :

- **D** : diamètre extérieur (le montage des pignons impose ce diamètre à l'arbre plein et à l'arbre creux).
- **d** : diamètre intérieur de l'arbre creux.
- **L** : longueur totale de l'arbre plein ou creux.
- **C** : moment de torsion maximal dans la poutre.
- **M_1** : masse de l'arbre plein.
- **M_2** : masse de l'arbre creux.
- ρ **:** masse volumique du matériau constituant l'arbre plein ou creux.
- τ_1 : contrainte maximale de torsion dans l'arbre plein.
- τ_2 : contrainte maximale de torsion dans l'arbre creux.

On pose : $a = \dfrac{M_2}{M_1}$ et $b = \dfrac{\tau_2}{\tau_1}$

Question 17 : Exprimer $\mathbf{M_1}$, la masse de l'arbre plein, en fonction de **D**, **L**, ρ

Question 18 : Exprimer $\mathbf{M_2}$, la masse de l'arbre creux, en fonction de **D**, **d**, **L**, ρ

Question 19 : Montrer que le rapport des masses **a** est tel que : $a = 1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2$

Question 20 : Exprimer τ_1 la contrainte de torsion maximale dans l'arbre plein en fonction de **C**, **D**.

Question 21 : Exprimer τ_2 la contrainte de torsion maximale dans l'arbre creux en fonction de **C**, **D**, **d**.

Question 22 : Montrer que les paramètres **a** et **b** sont tels que : $b = \frac{1}{a(2-a)}$

Etude numérique :

On considère le moment de torsion **C = 300 Nm**.

Tout arbre (plein ou creux) est caractérisé par :

D = 45 mm (usiné pour le montage des pignons)
L = 1 m $\rho = 7850$ kg/m^3

Dans le but de réaliser un gain de matière mise en œuvre, on envisage de fabriquer un arbre creux à partir d'un tube du catalogue. ***DAM 7***

Le choix du tube est effectué suivant un critère de résistance à la torsion.

On considère qu'une contrainte maximale dans l'arbre creux voisine du double de la contrainte maximale dans l'arbre plein est encore acceptable.

Question 23 : On considère $\tau_2 = 2\ \tau_1$

- Montrer que : $\left(\frac{d}{D} \right)^2 = \frac{\sqrt{2}}{2}$

- Dans les conditions précédemment citées (montage des pignons sur arbre de diamètre égal à 45 mm, conditions de résistance, …) choisir dans le document ***DAM 7*** le tube le mieux adapté pour fabriquer l'arbre étudié.

Question 24 : Calculer la masse de l'arbre plein.

Question 25 : Calculer la masse de l'arbre creux.

Question 26 : Déterminer le pourcentage de gain de masse.

Question 27 : Calculer la contrainte de torsion maximale dans l'arbre plein.

Question 28 : Calculer la contrainte de torsion maximale dans l'arbre creux.

PARTIE – PROJET MECANIQUE

CONSTRUCTION

Introduction : ***DAM 8***

Le système de transfert a pour fonction de déplacer les bassines du convoyeur (1) jusqu'au convoyeur (2).

En extrémité du convoyeur (1), le sous ensemble d'extraction pousse une bassine qui prend place sur un chariot du transfert. Celui- ci est animé d'un mouvement de translation rectiligne alternatif d'axe $\vec{z}$ afin d'alimenter le convoyeur (2) en bassines. Ce chariot roule sur 2 profilés du châssis de transfert suivant la direction $\vec{z}$ du déplacement.

Ce roulement s'effectue au moyen de 4 galets :

- 2 galets lisses.
- 2 galets à joues dont l'un d'eux est réglable en position suivant $\vec{y}$.

Une courroie dentée fixée au chariot (brins de direction $\vec{z}$) engrène sur 2 poulies tournant suivant l'axe $\vec{x}$:

- poulie motrice encastrée sur l'arbre de sortie du groupe motoréducteur.
- poulie réceptrice de renvoi en liaison pivot d'axe $\vec{x}$ avec le châssis.

L'entreprise fabrique des systèmes de transferts dimensionnés pour déplacer des bassines vides ou pleines (de lait, produits transformés).

Seule la puissance du groupe motoréducteur est définie en fonction du type d'opération à réaliser par le système de transfert (déplacement de bassines vides ou pleines).

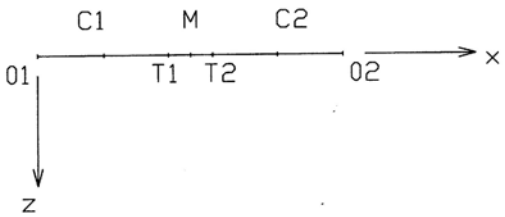
Par contre, tous les autres composants (arbres, poulies, courroie…) sont déterminés pour le cas de déplacement de bassines pleines.

Tournez la page S.V.P.

Hypothèses :

La masse des pièces en rotation (arbres, poulies) est négligeable devant la masse des éléments entraînés (chariot de transfert, bassines…).

- Courroie dentée : la tension est nulle dans le brin mou ; la tension dans le brin tendu est notée : $\vec{F} = F\ \vec{z}$ $\quad F > 0$
- Liaison châssis-poulie réceptrice de renvoi :



Pivot parfait d'axe $\vec{x}$, composé de 2 roulements à billes à contact radial de centres C_1 et C_2.

Théoriquement, ce montage de roulements ne subit aucune action axiale. Pour le calcul, les roulements sont représentés par le modèle simplifié :

* en C_1 : liaison linéaire annulaire d'axe $\left(C_1\ \vec{x} \right)$
* en C_2 : liaison linéaire annulaire d'axe $\left(C_2\ \vec{x} \right)$

- O_1O_2 définit la longueur totale de l'arbre de guidage de la poulie réceptrice de renvoi par rapport au châssis.
- M est le milieu de O_1O_2.
- Le montage du pivot à roulements (poulies, arbre) est symétrique par rapport au plan $\left(\mathbf{M, \vec{y}, \vec{z}} \right)$.

Données :

- Groupe motoréducteur à engrenage conique de type KA37DT63

  Puissance du moteur électrique : 0,75 kW
  Fréquence de rotation de l'arbre de sortie : 22 tr/min
  Rendement : 0,9

- Diamètre primitif des poulies : 102 mm
- Clavetages parallèles ***DAM 9***
- Roulements à billes à contact radial Série 02 ***DAM 10***

Etude :

Le couple exercé par l'arbre de sortie du groupe motoréducteur sur la poulie motrice a une norme égale à 300 Nm.

Ce couple est transmis à la poulie motrice par un arbre de 30 mm de diamètre au moyen d'un clavetage parallèle.

Le matériau de la poulie motrice admet une pression de contact maximale égale à 45 MPa.

Question 29 : Choisir la clavette dans le document ***DAM 9*** et calculer sa longueur minimale (ce calcul s'effectue en limitant la pression de contact entre la clavette et la poulie motrice).

Question 30 : Calculer **F**, la norme de la tension dans le brin tendu de la courroie.

On souhaite, à présent, estimer la durée de vie des roulements du pivot.

Dans le montage réel, la courroie a un faible degré de liberté axiale par rapport à la poulie.
Ceci conduit à considérer que l'action mécanique exercée par la poulie sur l'arbre est modélisable par un glisseur $\vec{F}$ appliqué en un point quelconque de l'intervalle T_1T_2. M est le milieu de T_1T_2.

L'étude est effectuée pour :

$C_1C_2 = 55$ mm $\quad C_1T_1 = 25$ mm

Question 31 : Pour la valeur F = 6000 N, calculer la valeur numérique des composantes du torseur de liaison correspondant au roulement le plus sollicité en C_1 ou C_2 dans la base $\left(\vec{x}; \vec{y}; \vec{z} \right)$.

Question 32 : Les conditions de fonctionnement (irrégularités du mouvement, bagues extérieures tournantes par rapport aux bagues intérieures) conduisent à adopter pour la composante en $\vec{z}$ de ce torseur la valeur numérique de 4500 N.

Les roulements de la série 02 sont montés sur un arbre de diamètre égal à 30 mm.
Calculer la durée de vie en heures du roulement le plus sollicité.

Conception :

Le document réponse ***DRM 2*** donne des éléments représentant partiellement :

1 : la poulie réceptrice de renvoi.
2 : l'axe de liaison pivot poulie réceptrice de renvoi-châssis.
3 : les éléments du châssis.

Ces pièces peuvent être modifiées selon les besoins de la conception.

Des vues complémentaires peuvent éventuellement compléter la définition des solutions.

Tournez la page S.V.P.

Seules les arêtes cachées indispensables à la compréhension des solutions sont à représenter.

Coter les ajustements et les jeux axiaux indispensables à la compréhension des solutions.

Question 33 : * Sur le document DRM2, représenter à l'échelle 1 :

- la liaison pivot entre le châssis et la poulie réceptrice de renvoi réalisée au moyen de 2 roulements à billes à contact radial ; série 02, d = 30 mm ; ces roulements sont lubrifiés à vie.
- la liaison encastrement démontable entre l'axe de liaison et le châssis.

* Sur le document DRM3, remplir la nomenclature du dessin DRM 2.

PARTIE – PROJET MECANIQUE

FABRICATION

Introduction :

La bassine ***DAF 1*** est portée par 4 roues, chacune d'elles fait l'objet d'une liaison pivot par rapport au bâti de la bassine.
L'axe de guidage étant encastré sur le bâti, la roue est montée folle (la liaison est de type pivot à roulements au niveau du diamètre de 25 mm de l'axe ***DAF 2***).

Afin d'assurer des conditions de fonctionnement satisfaisantes, la position d'une des roues est réglable au moyen d'un système à excentrique.
L'axe à excentrique étant usiné sur machines- outils conventionnelles, l'étude de fabrication porte sur l'analyse de quelques opérations d'usinage et de contrôle.

Présentation

- Le tour à commande numérique utilisé présente une puissance disponible à la broche égale à 15 KW.

- La force de coupe par unité de surface du matériau (K_c) est de l'ordre de 2000 N/mm^2.

- La valeur moyenne de la vitesse de coupe pour le tournage est égale à 150 m/min.

Question 34 : Indiquer la composition métallurgique de la pièce.

Question 35: Sur le document réponse ***DRF 1***, encadrer l'outil permettant le fraisage des méplats

- on exclut l'utilisation d'un train de fraise.
- on ne se préoccupe pas du montage de la fraise sur l'arbre porte fraise.

Question 36 : On souhaite réaliser l'ébauche du diamètre $\phi 25$ (surface $\boxed{A}$) en une seule passe.

La surépaisseur au diamètre est de 0,5 mm pour la finition.

Calculer la valeur littérale puis numérique de l'avance qui permet l'utilisation de toute la puissance disponible à la broche.

Question 37 : Que veut dire ϕ 22 h 8 Ⓔ.

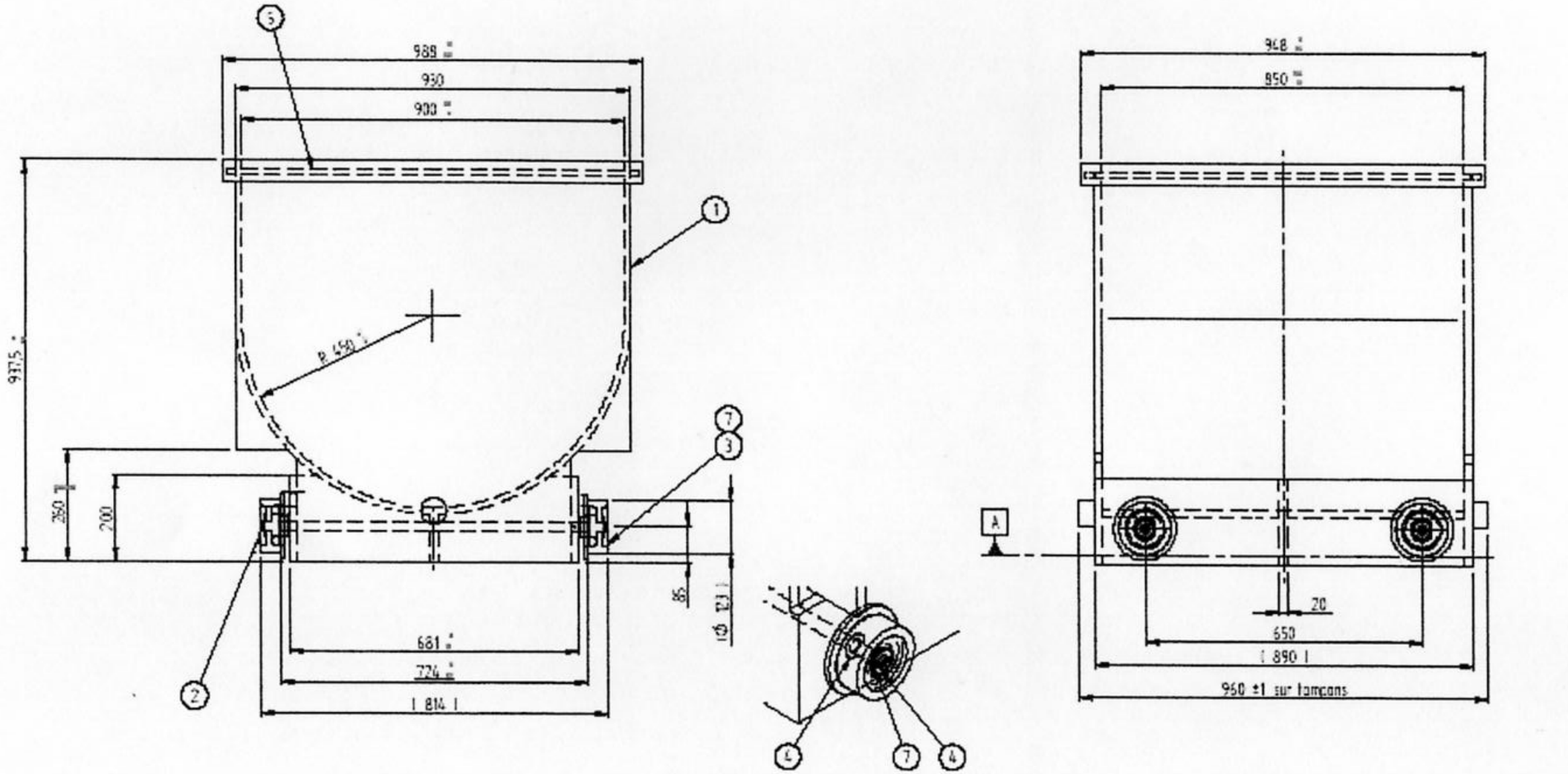
Nota : la qualité 8 correspond dans ce cas à un intervalle de tolérance égal à 33 µm.

Question 38 : Citer un instrument de mesure pour contrôler la tolérance dimensionnelle ϕ 22 h 8 Ⓔ.

Question 39 : Si on envisage le dressage de la surface **B** en travail de forme, quelle contrainte géométrique doit-on respecter entre le corps d'outil et la cinématique de coupe ?

Question 40 : Sur le document réponse ***DRF 2***, indiquer la spécification géométrique à installer entre les deux surfaces cylindriques **A** et **G**.

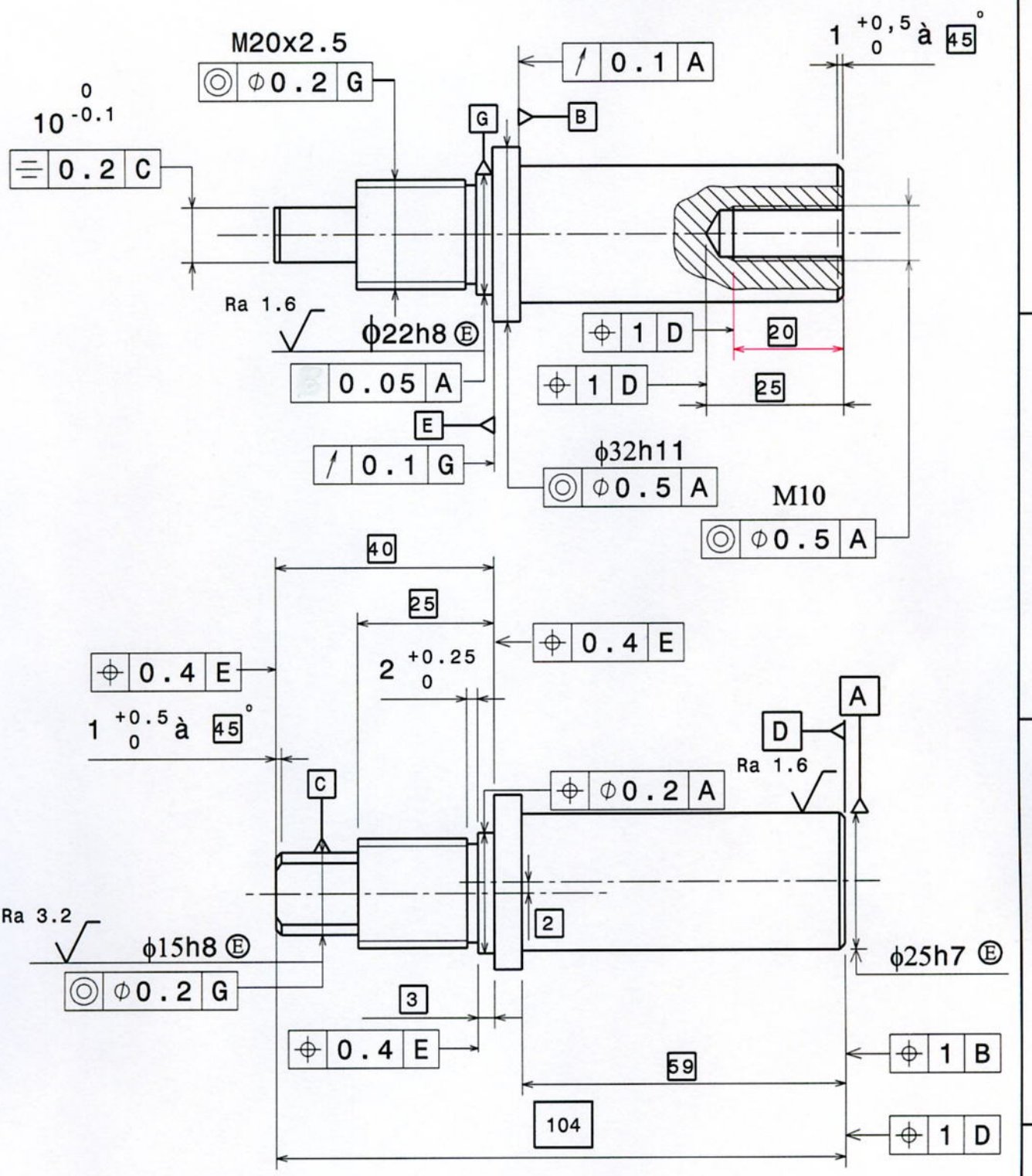
Fin de l'énoncé



Bassine

Rep	Qté	Désignation
1	1	Cuve 545L
2	2	axe de roue
3	4	Roue Φ123
4	8	Rondelle
5	2	Renfort longitudinal 20x10 lg 970

DAF 1



DAF2

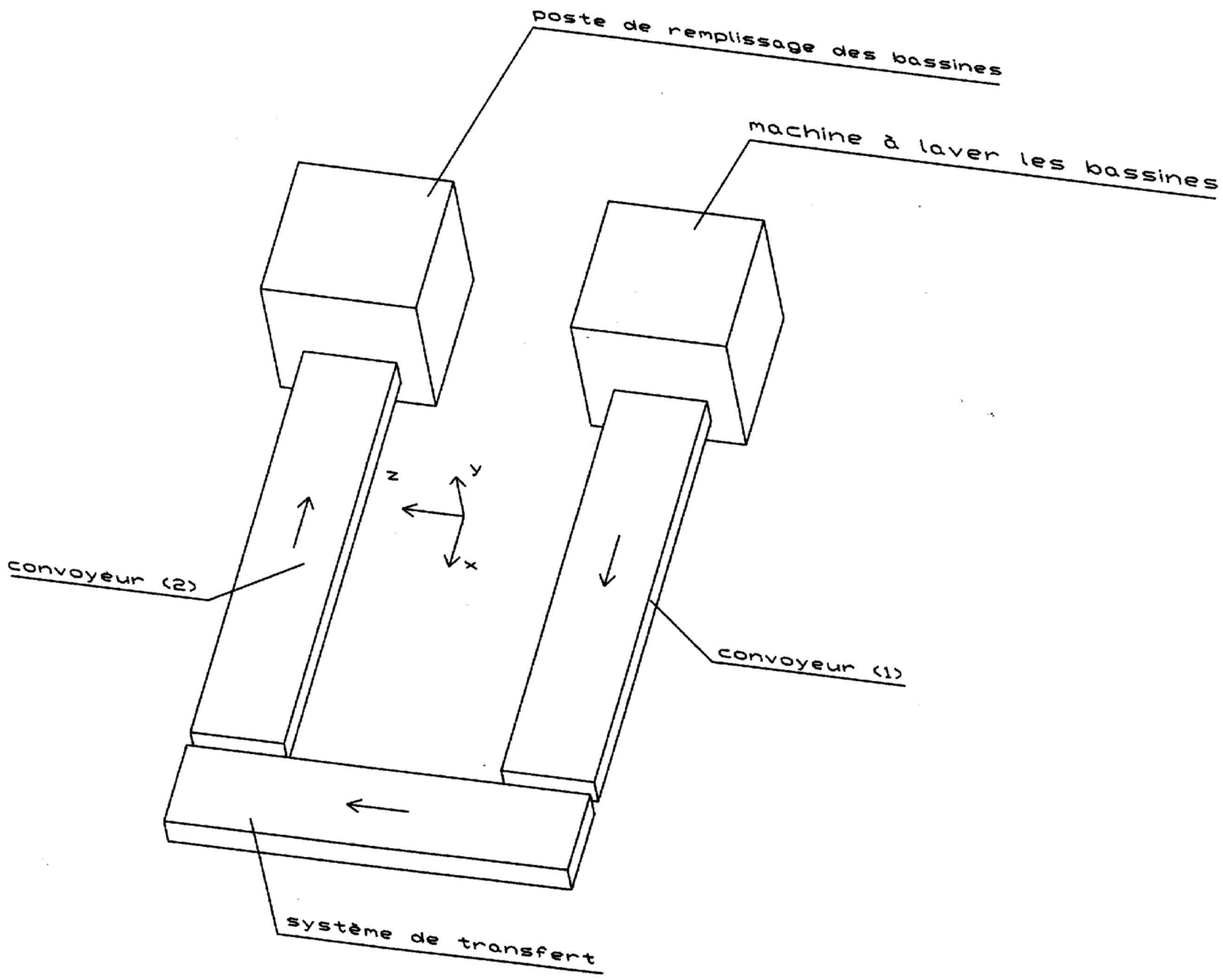
Echelle : 1/1

Matière : X 2 Cr Ni 19-11

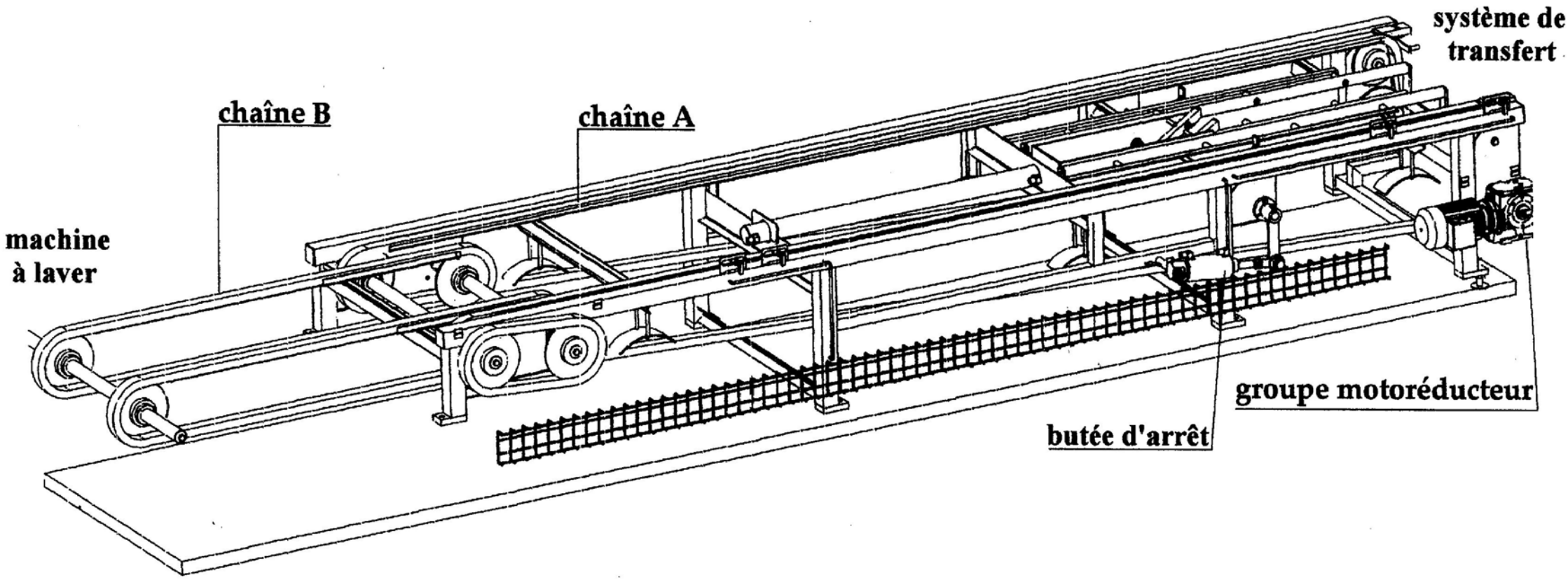
Axe excentrique

Etat de surface général Ra 6.3 (sauf indication)

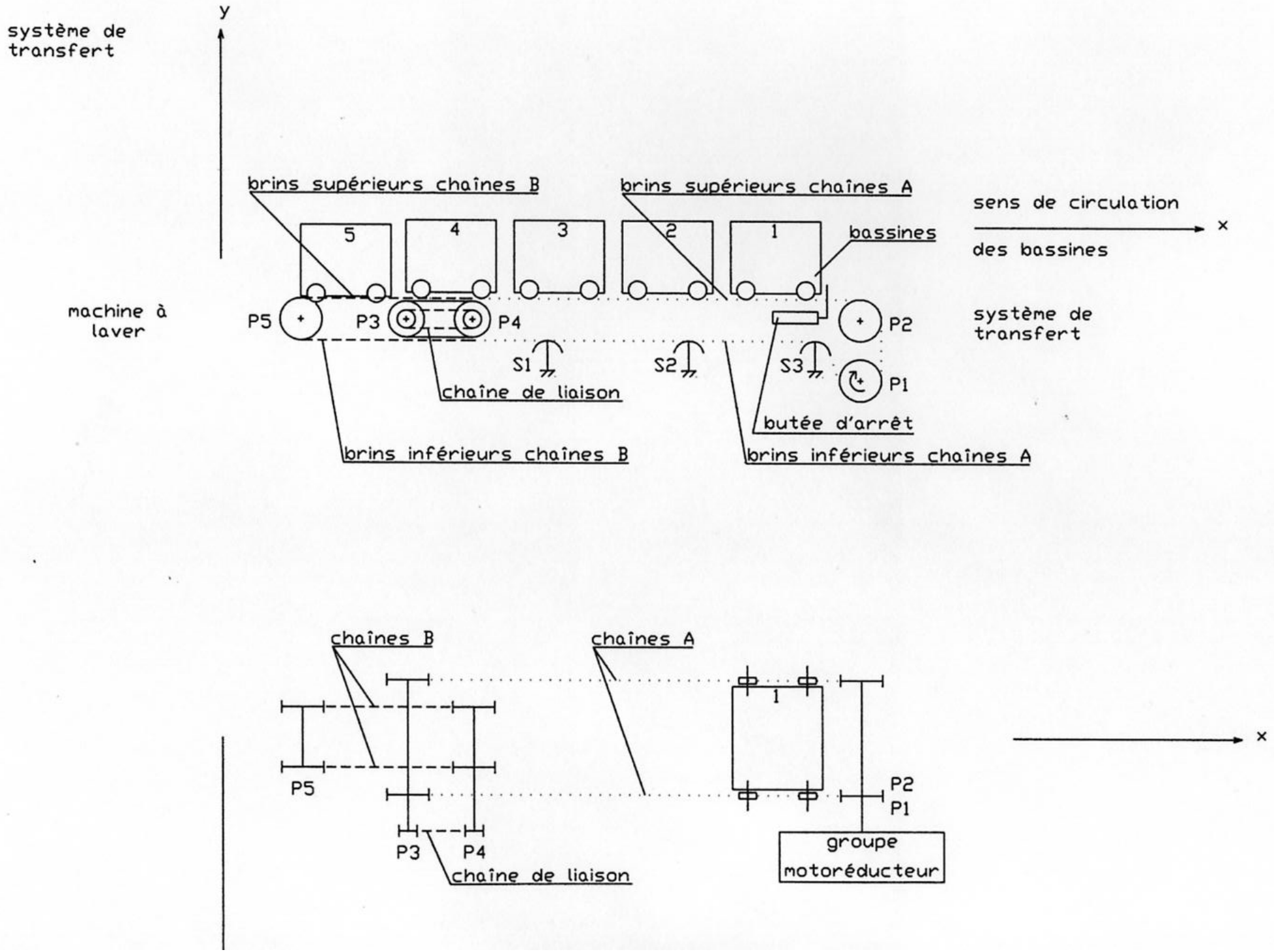
Date:10/11/04


poste de remplissage des bassines
machine à laver les bassines
z
y
x
convoyeur (2)
convoyeur (1)
système de transfert

DAM 1

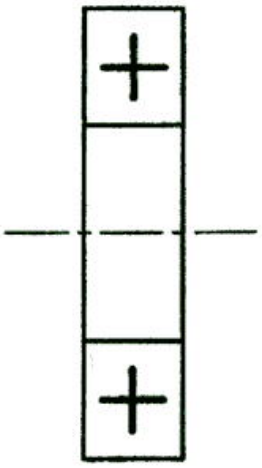

système de transfert
chaîne B
chaîne A
machine à laver
groupe motoréducteur
butée d'arrêt

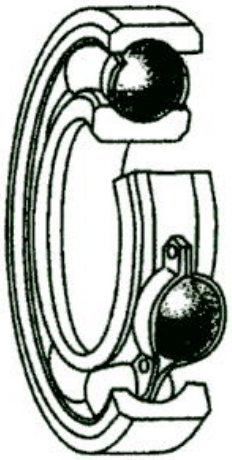
DAM 2

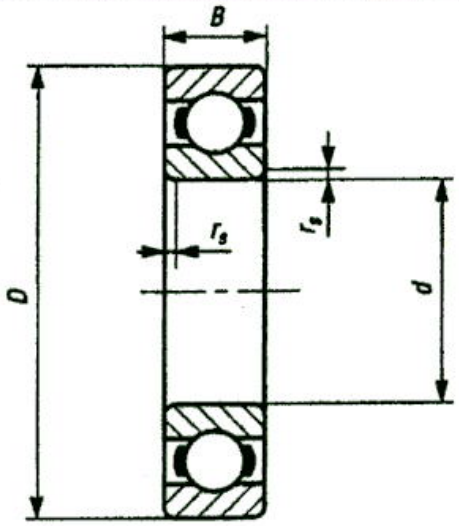

système de transfert
y
brins supérieurs chaînes B
brins supérieurs chaînes A
sens de circulation
x
des bassines
5
4
3
2
1
bassines
machine à laver
P5
P3
P4
P2
système de transfert
S1
S2
S3
P1
chaîne de liaison
butée d'arrêt
brins inférieurs chaînes B
brins inférieurs chaînes A
chaînes B
chaînes A
1
x
P5
P2
P1
P3
P4
groupe motoréducteur
chaîne de liaison

DAM 3

Roulement rigide à contact radial à une rangée de billes







Série 00

d mm	D mm	B mm	$r_{s\,min}$ mm	Charge de base (kN) Statique C_0	Dynamique C	Vitesse = N x 1 000 tr/min graisse	huile
–	–	–	–				
–	–	–	–				
15	32	8	0,3	2,85	5,6	22	28
17	35	8	0,3	3,25	6,0	19	24
20	42	8	0,3	5,0	9,4	17	20
25	47	8	0,3	5,9	10,1	14	17
30	55	9	0,3	8,2	12,6	12	15
35	62	9	0,3	9,3	13,9	10	13
40	68	9	0,3	11,1	15,2	9,5	12
45	75	10	0,6	12,7	17,5	9	11
50	80	10	0,6	13,1	16,1	8,5	10
55	90	11	0,6	16,2	19,5	7,5	9
60	95	11	0,6	17,5	20	6,7	8
65	100	11	0,6	19,6	21,2	6,3	7,5
70	110	13	0,6	25	28	6	7
75	115	13	0,6	27	28,5	5,6	6,7
80	125	14	0,6	31	32	5,3	6,3
85	130	14	0,6	33	34	5	6
90	140	16	1	39,5	41,5	4,8	5,6
100	150	16	1	44	44	4,3	5
110	170	19	1	57	58	2,4	3,8

Série 03

10	35	11	0,6	3,45	8,1	20	26
12	37	12	1	4,2	9,7	19	24
15	42	13	1	5,4	11,3	17	20
17	47	14	1	6,6	13,5	16	19
20	52	15	1,1	7,9	15,9	13	16
25	62	17	1,1	12,2	27,3	11	14
30	72	19	1,1	15,8	28	9	11
35	80	21	1,5	19,1	33,5	8,5	10
40	90	23	1,5	23,9	40,5	7,5	9
45	100	25	1,5	31,5	53	6,7	8
50	110	27	2	38	62	6,3	7,5
55	120	29	2	44,5	72	5,6	6,7
60	130	31	2,1	52	82	5	6
65	140	33	2,1	60	93	4,8	5,6
70	150	35	2,1	68	104	4,5	5,3
75	160	37	2,1	77	113	4,3	5
80	170	39	2,1	86	123	3,8	4,5
85	180	41	3	97	133	3,6	4,3
90	190	43	3	107	143	3,4	4
95	200	45	3	118	153	3,2	3,8
100	215	47	3	140	173	3	3,6
110	240	50	3	178	205	2,6	3,2

Série 02

d mm	D mm	B mm	$r_{s\,min}$ mm	Charge de base (kN)		Vitesse = N x 1 000 tr/min graisse	huile
10	30	09	0,6	2,65	6,0	24	30
12	32	10	0,6	3,1	6,9	22	28
15	35	11	0,6	3,75	7,7	19	24
17	40	12	0,6	4,75	9,6	17	20
20	47	14	1	6,6	12,8	15	18
25	52	15	1	7,9	14	12	15
30	62	16	1	11,3	19,5	10	13
35	72	17	1,1	15,3	25,5	9	11
40	80	18	1,1	17,9	29	8,5	10
45	85	19	1,1	20,5	32,5	7,5	9
50	90	20	1,1	23,2	35	7	8,5
55	100	21	1,5	29	43,5	6,3	7,5
60	110	22	1,5	36	52	6	7
65	120	23	1,5	40	57	4,8	5,6
70	125	24	1,5	44	62	5	6
75	130	25	1,5	49,5	66	4,8	5,6
80	140	26	2	53	73	4,5	5,3
85	150	28	2	64	83	4,3	5
90	160	30	2	71	96	3,8	4,5
100	180	34	2,1	93	122	3,4	4
110	200	38	2,1	117	144	3	3,6
120	215	40	2,1	131	155	3,9	2,8
130	230	40	3	132	156	2,6	3,2
140	250	42	3	150	166	2,4	3

Série 04

17	62	17	1,1	10,8	22,7	12	15
20	72	19	1,1	15,5	29,5	10	13
25	80	21	1,5	19,3	36	9	11
30	90	23	1,5	23,8	43,5	8,5	10
35	100	25	1,5	31	55	7	8,5
40	110	27	2	36,5	64	6,7	8
45	120	29	2	45	77	6	7
50	130	31	2,1	54	92	5,3	6,3
55	140	33	2,1	62	100	5	6
60	150	35	2,1	70	109	4,8	5,6
65	160	37	2,1	79	118	4,5	5,3
70	180	42	3	103	144	3,8	4,5
75	190	45	3	114	153	3,6	4,3

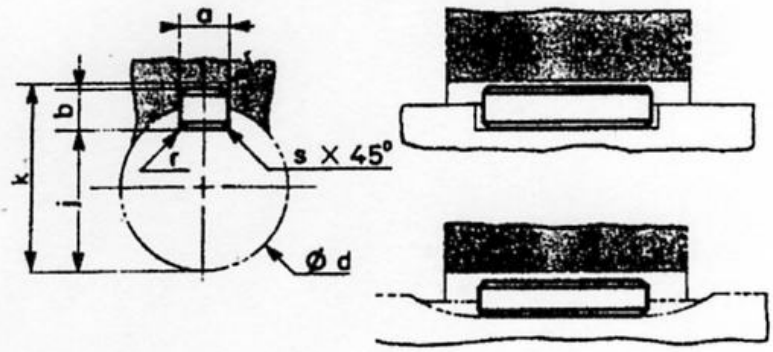
Ces roulements peuvent être obtenus aussi avec une protection par lasque de tôles ou avec un joint d'étanchéité.

D'après documents SKF, SNR

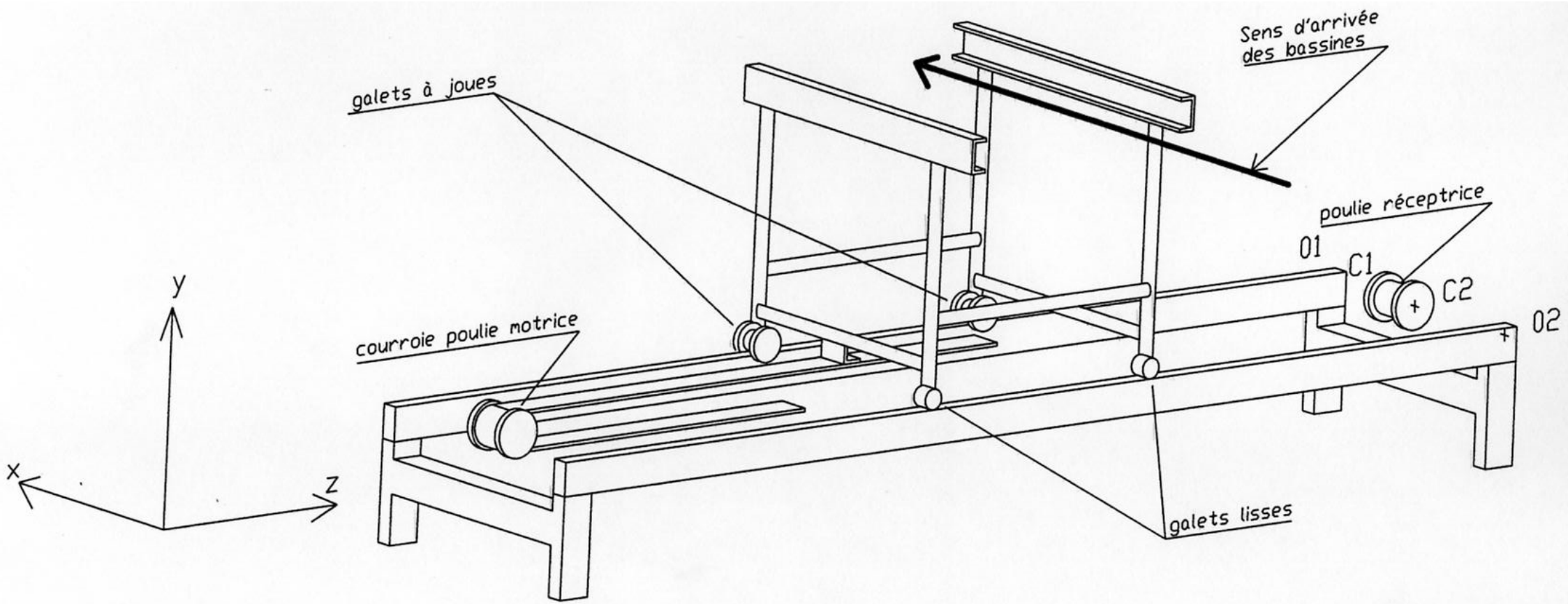
Exemple de désignation dimensionnelle
d'une clavette ordinaire à talon, de cotes
$a = 12$, $b = 8$ et $l = 40$:
Clavette inclinée à talon 12 × 8 × 40. NF E 22-178

CLAVETTES PARALLÈLLES ORDINAIRES

Logements pour clavettes

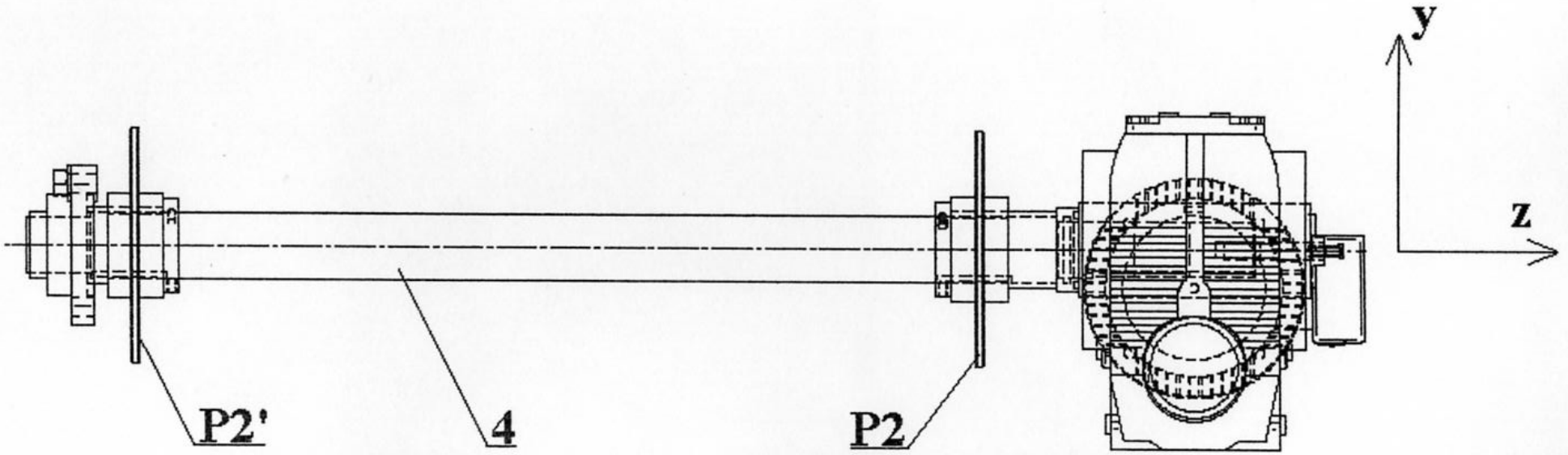


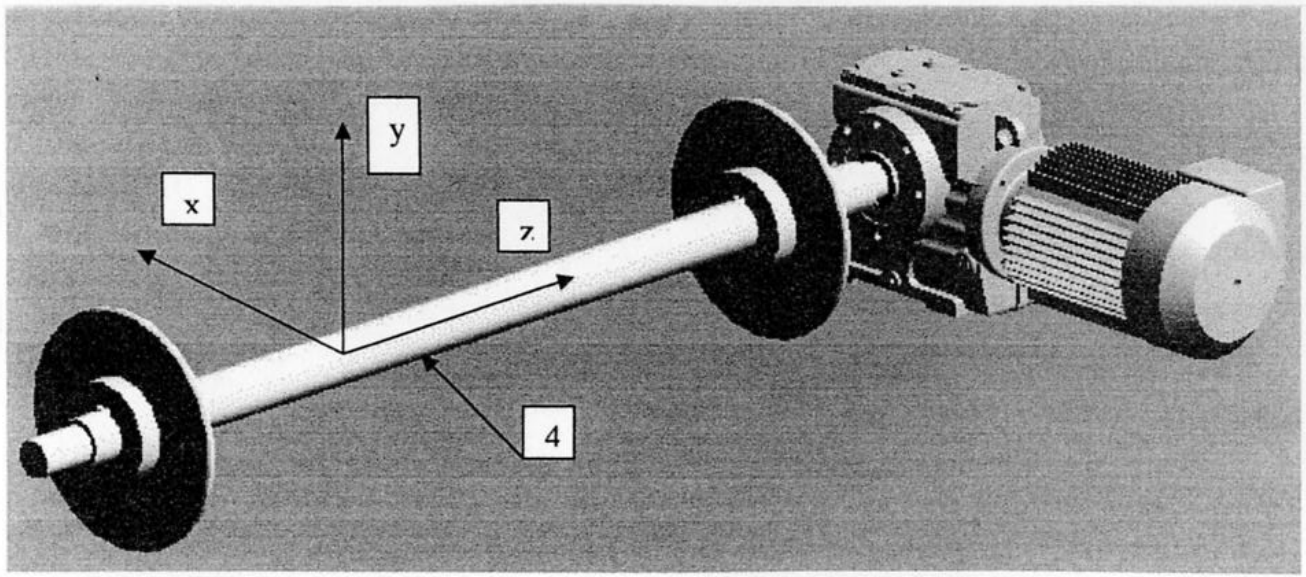
d	a	b	s_{min}	j	k	d	a	b	s_{min}	j	k
de 6 à 8 inclus	2	2	0,16	d − 1,2	d + 1	58 à 65	18	11	0,6	d − 7	d + 4,4
8 à 10	3	3	0,16	d − 1,8	d + 1,4	65 à 75	20	12	0,6	d − 7,5	d + 4,9
10 à 12	4	4	0,16	d − 2,5	d + 1,8	75 à 85	22	14	1	d − 9	d + 5,4
12 à 17	5	5	0,25	d − 3	d + 2,3	85 à 95	25	14	1	d − 9	d + 5,4
17 à 22	6	6	0,25	d − 3,5	d + 2,8	95 à 110	28	16	1	d − 10	d + 6,4
22 à 30	8	7	0,25	d − 4	d + 3,3	110 à 130	32	18	1	d − 11	d + 7,4
30 à 38	10	8	0,4	d − 5	d + 3,3	130 à 150	36	20	1,6	d − 12	d + 8,4
38 à 44	12	8	0,4	d − 5	d + 3,3	150 à 170	40	22	1,6	d − 13	d + 9,4
44 à 50	14	9	0,4	d − 5,5	d + 3,8	170 à 200	45	25	1,6	d − 15	d + 10,4
50 à 58	16	10	0,6	d − 6	d + 4,3	200 à 230	50	28	1,6	d − 17	d + 11,4



Eléments de Châssis et de Chariot
du Système de Transfert

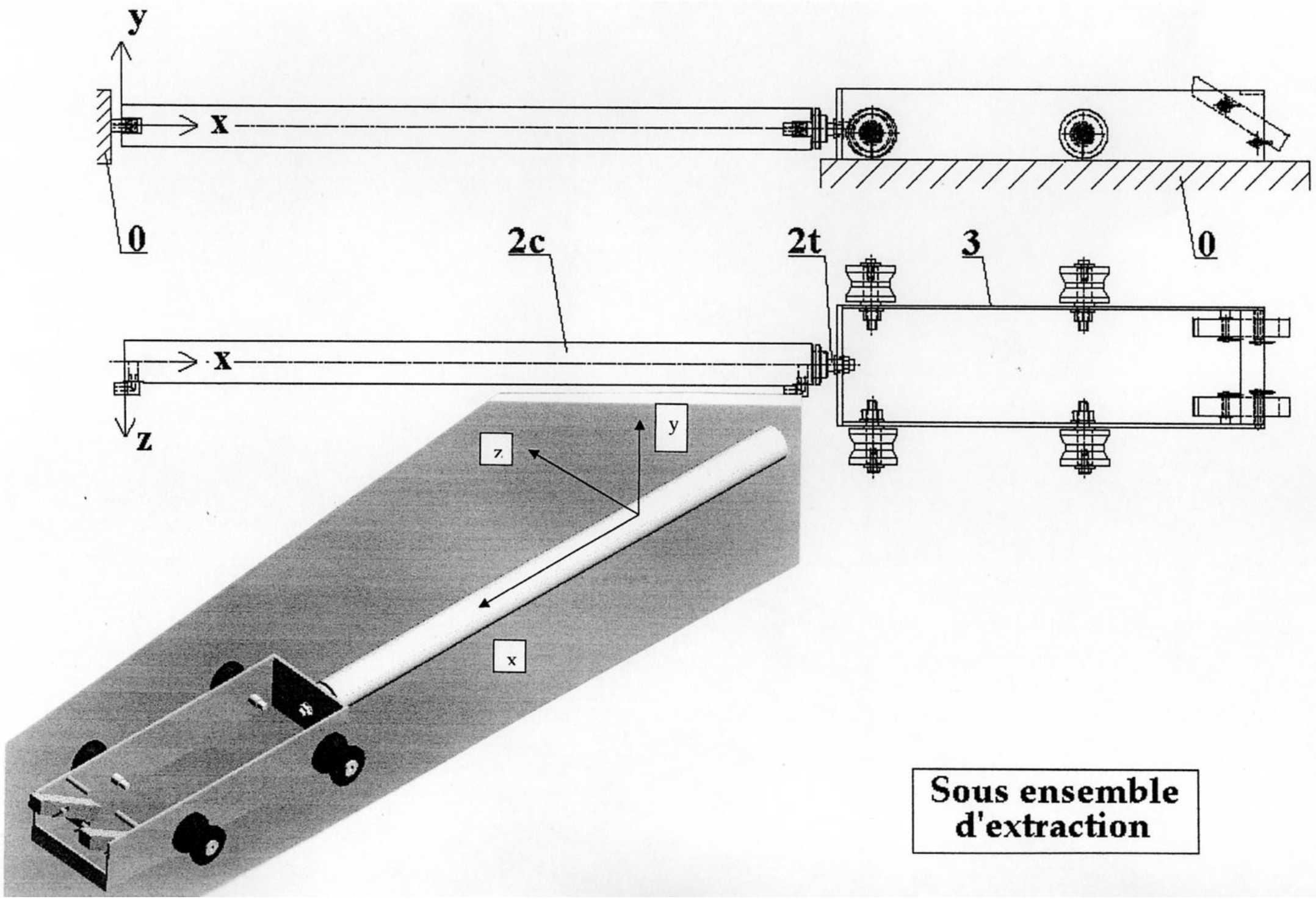
DÉNOMINATION	diamètre extérieur approché	épaisseur séries:		
		LÉGÈRE	MOYENNE	FORTE
1/8	10,2	1,8	2	2,65
1/4	13,5	2	2,35	2,9
3/8	17,2	2	2,35	2,9
1/2	21,3	2,35	2,65	3,25
3/4	26,9	2,35	2,65	3,25
1	33,7	2,9	3,25	4,05
1 1/4	42,4	2,9	3,25	4,05
1 1/2	46,3	2,9	3,25	4,05
2	60,3	3,25	3,65	4,5
2 1/2	76,1	3,25	3,65	4,5
3	88,9	3,25	4,05	4,85
3 1/2	101,6	3,65	4,05	4,85
4	114,3	3,65	4,5	5,4





Sous ensemble motorisation

DAM 6

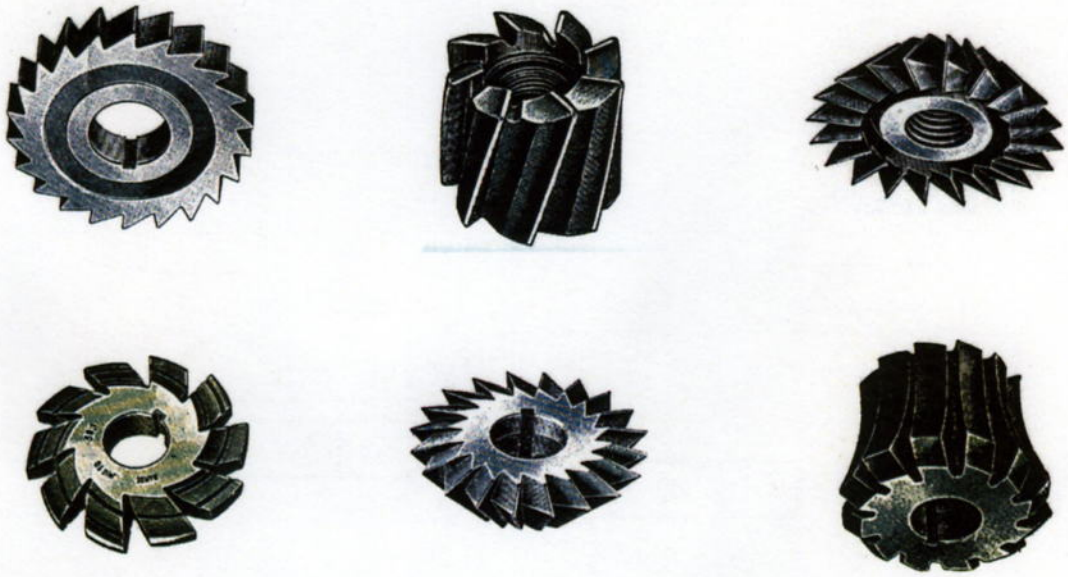


Sous ensemble d'extraction

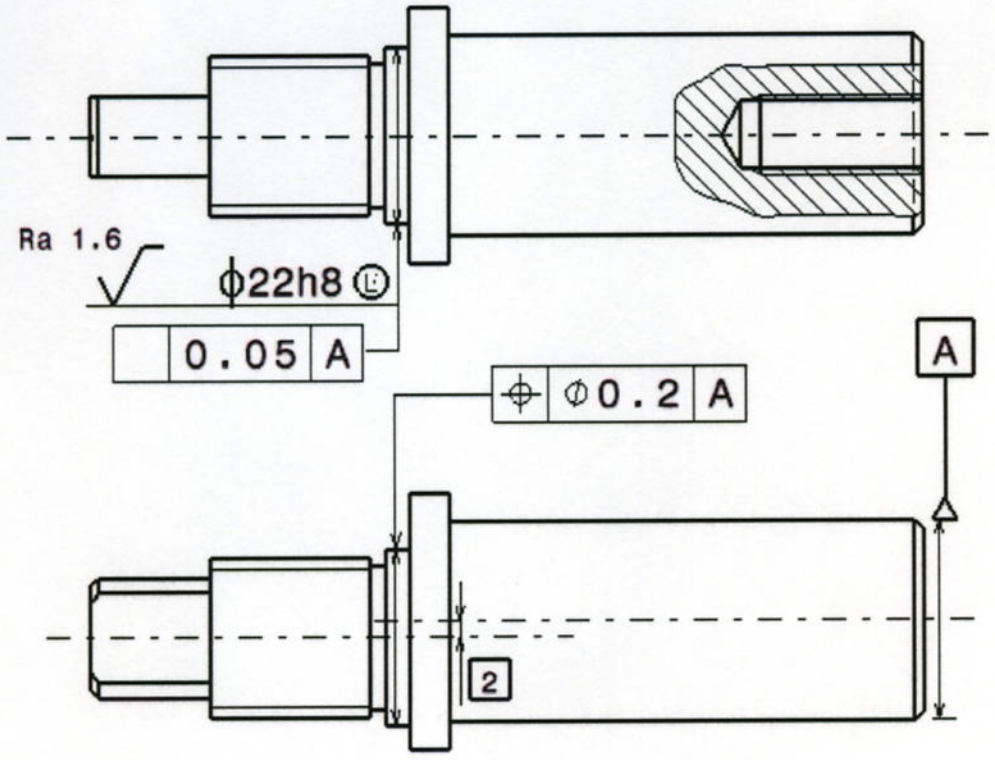
DAM 5

DAM 4

DRF 1

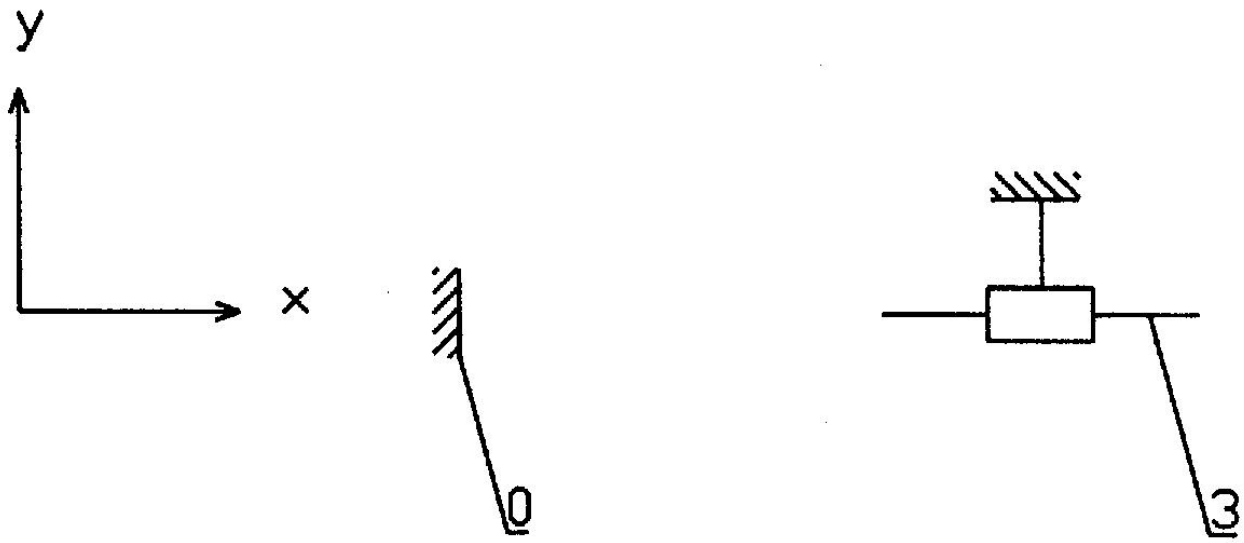


DRF 2

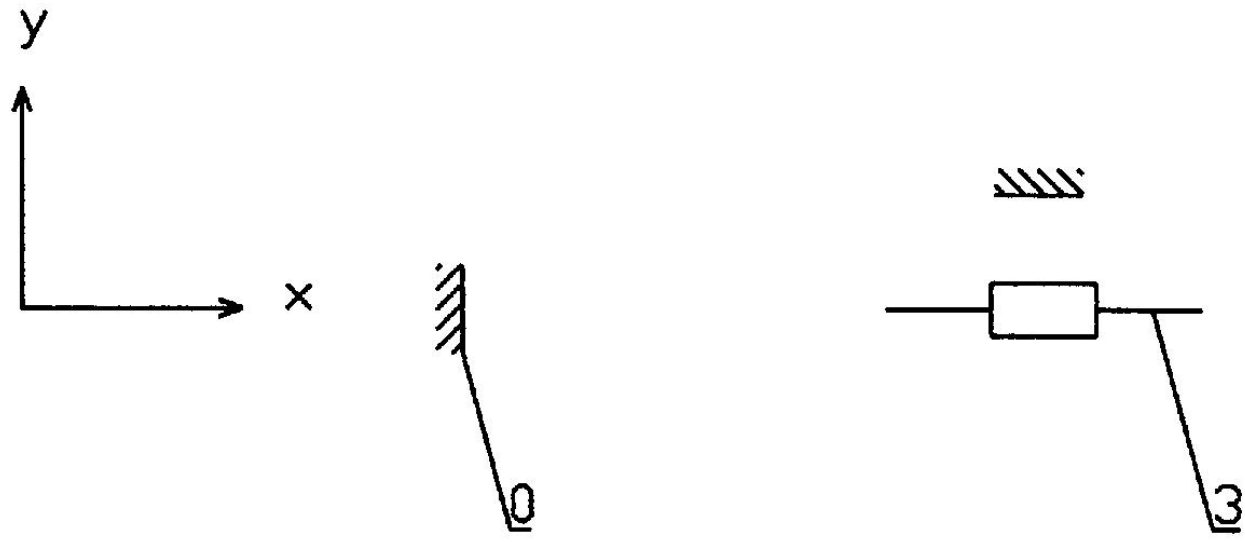


DRM 1

Question 10



Question 13



Travailler les chapitres de ce sujet

Prepa Help suit le programme de TSI chapitre par chapitre : cours détaillé, méthodes, pièges, exercices et problèmes corrigés pas à pas, tirés des concours. L'essai gratuit donne accès aux chapitres offerts de ta filière, sans carte bancaire.

Chapitres liés à ce sujet

- Dynamique des systèmes de solides : principe fondamental, stratégie d'isolement, équilibrage
- Transmetteurs de puissance et trains d'engrenages
- Modélisation des actions mécaniques : modèles local et global, frottement, torseurs des liaisons
- Chaînes de solides : liaisons équivalentes, mobilité et hyperstatisme
- Modélisation des liaisons, graphe des liaisons et schéma cinématique
- Statique des solides : principe fondamental et stratégie d'isolement

Ouvrir l'essai gratuit

Scanne le code ou clique sur le bouton.

prepahelp.com/#essai

Une question sur le concours ou sur ta filière : **écrire sur WhatsApp**

Les autres années et épreuves : prepahelp.com/annales/ccinp/tsi