Banque PT, France

Session 2013, filière PT

Sciences industrielles B

Durée : 6 heures

Ce que traite le sujet

- Parties A et B : cahier des charges et architecture
- C.2.1 et C.2.2 : course et liaisons du vérin
- C.2.3 et C.2.4 : dimensionnement et implantation du vérin
- C.2.5 : transmission pour la translation des chariots
- C.2.6 et C.2.7 : paliers à roulement et support de galet
- C.3 : dessin d'étude de construction mécanique

Sujet reproduit sans retouche à partir de la page suivante.

Résumé des parties, chapitres de cours liés et autres années :
prepahelp.com/annales/banque-pt/pt/2013/si-b

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

Epreuve de Sciences Industrielles B

Durée 06 h

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

064

L'usage de calculatrices est interdit.

Aucun document n'est autorisé

Composition du sujet :

- **1** cahier de **23** pages de texte, numérotées de **T 1/23** à **T 23/23**.
- **19** pages de documents annexes, numérotées **DA 1/19** à **DA 19/19**.
- **1** livret intitulé « **Cahier Réponse DR1/6 à DR6/6**» à rendre en fin d'épreuve.
- **1** feuille de calque format A3, pré imprimé, à rendre en fin d'épreuve.

Remarque : A la fin de ce cahier de 23 pages (pages T22/23 et T23/23), se trouve un tableau récapitulatif des données et des notations principales utilisées dans l'épreuve.

Matériel autorisé : tous instruments usuels du dessinateur.

TOUTES LES CALCULATRICES SONT INTERDITES, QUEL QU'EN SOIT LE TYPE, AINSI QUE LES AGENDAS ELECTRONIQUES ET LES TELEPHONES PORTABLES

«LA PRESENTATION, LA LISIBILITE, L'ORTHOGRAPHE, LA QUALITE DE LA REDACTION, LA CLARTE ET LA PRECISION DES RAISONNEMENTS ENTRERONT POUR UNE PART IMPORTANTE DANS L'APPRECIATION DES COPIES. »

Gestion du temps : En admettant une durée d'une demi-heure pour la lecture et l'assimilation du sujet, il est vivement conseillé de consacrer entre 2 h 00 et 2 h 30 au maximum à la réponse aux questions de la notice et 2 h 30 à 3 h au tracé des dessins.

A

Il est interdit aux candidats de signer leur composition ou d'y mettre un signe quelconque pouvant indiquer sa provenance.

Tournez la page S.V.P.

Conception d'un chariot sur une chaine de conditionnement de bobine de films plastiques

A- Cahier des Charges Fonctionnel (extraits)

A.1 - Le contexte

Les secteurs du Génie Civil et du Bâtiment sont de gros consommateurs de géomembranes. Ces films minces, souples, continus, étanches aux liquides mêmes sous des sollicitations de service sont utilisés pour réaliser une étanchéité entre deux substrats lors de terrassement, de bassins de rétention, d'ouvrages routiers, ferroviaires,…

Ces géomembranes sont généralement fabriquées en polyéthylène, haute et basse densités (HDPE, VFPE), en bitume élastomère, en polypropylène (PP) ou en chlorure de polyvinyle (PVC). Elles sont conditionnées en bobines de différentes longueurs et de différents diamètres.



Fig. 1 - Pose de géomembrane

A.2 - Le produit à concevoir



Fig. 2 - Stockage de bobines

Le processus de réalisation de ces bobines de géomembranes comprend une étape de fabrication et une étape de condionnement pendant laquelle la bobine est emballée dans un film plastique protecteur.



Fig. 3 - Conditionneuse

Cette étape de conditionnement est réalisée sur une machine spéciale appelée conditionneuse. Elle comprend plusieurs phases :

- Découpe du film protecteur d'emballage aux dimensions fonction de la taille de la bobine à emballer,
- Enroulage du film protecteur autour de la bobine,
- Rabattage et chauffage des extrémités du film protecteur afin de finaliser la protection de la bobine,
- Marquage de la bobine (traçabilité),
- Evacuation vers l'aire de stockage avec expédition.



Fig. 4 - Film protecteur rabattu

Les fortes cadences de production (plus d'un milliard de m² de géomembrane produits à ce jour) imposent des modifications sur la ligne de conditionnement. De ce fait, l'objet de l'étude porte sur la conception d'un sous-système de la conditionneuse, et plus particulièrement pendant la phase de rabattage et chauffage des extrémités du film protecteur.

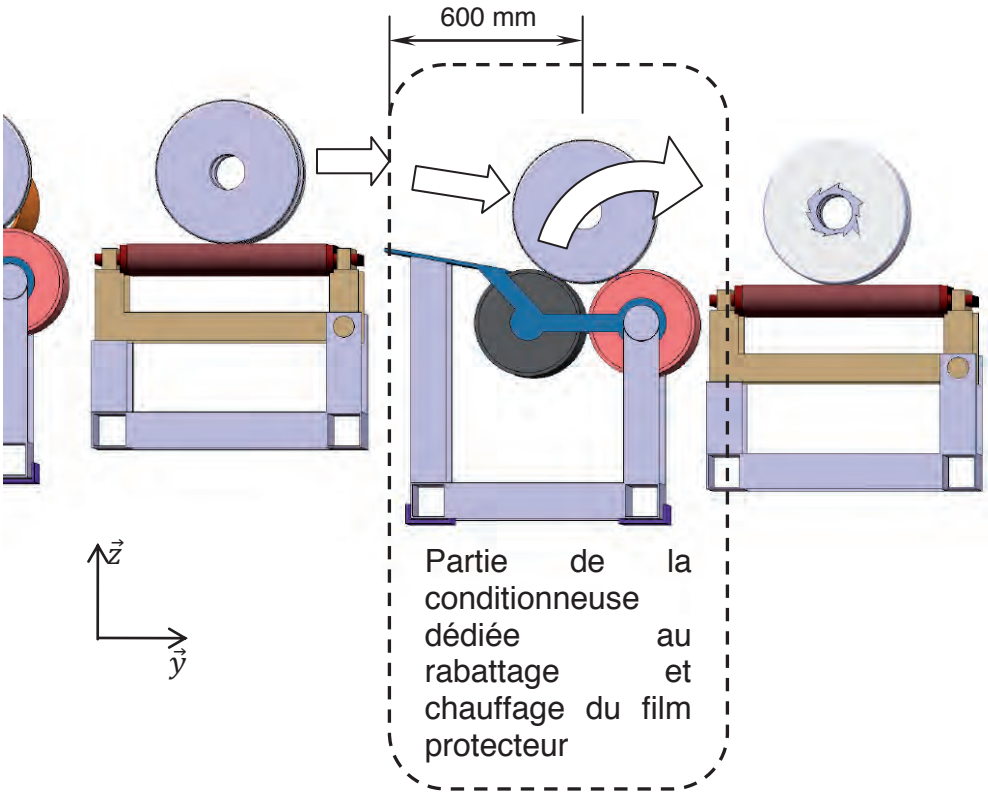


Fig. 5 – Vue partielle de la conditionneuse

La solution retenue pour la partie de la conditionneuse dédiée à cette phase est illustrée figure **A1 document DA 2/19**. On y distingue la bobine de géomembrane enroulée dans son film protecteur et supportée par 2 des 3 chariots porteurs. On y distingue également, de chaque coté de la bobine, les deux têtes de rabattage-chauffage.

Afin de pouvoir s'adapter à différentes longueurs de bobines, les 3 chariots porteurs et les deux têtes de rabattage-chauffage sont mobiles en translation d'axe horizontal.

Afin de pouvoir s'adapter aux différents diamètres de bobines et de ne pas entrer en collision avec les chariots porteurs, les deux têtes de rabattage-chauffage sont également mobiles en translation vertical.

L'étude qui vous est confiée est limitée à la conception des trois chariots porteurs, tous identiques.

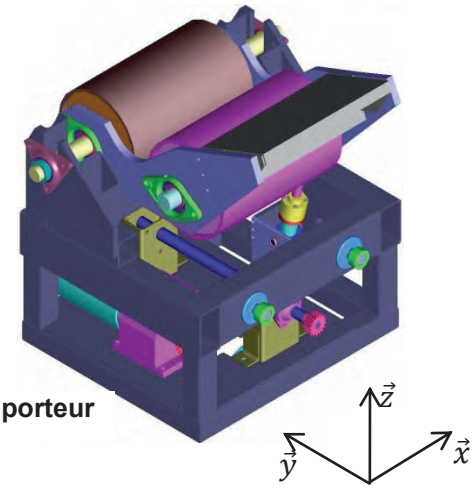
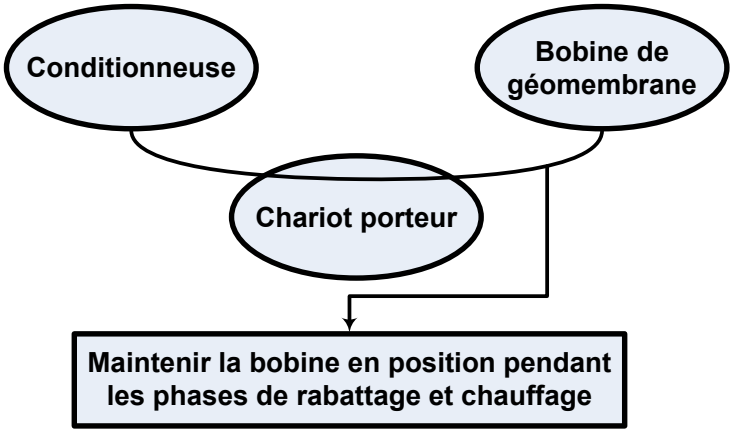


Fig. 6 – Chariot porteur

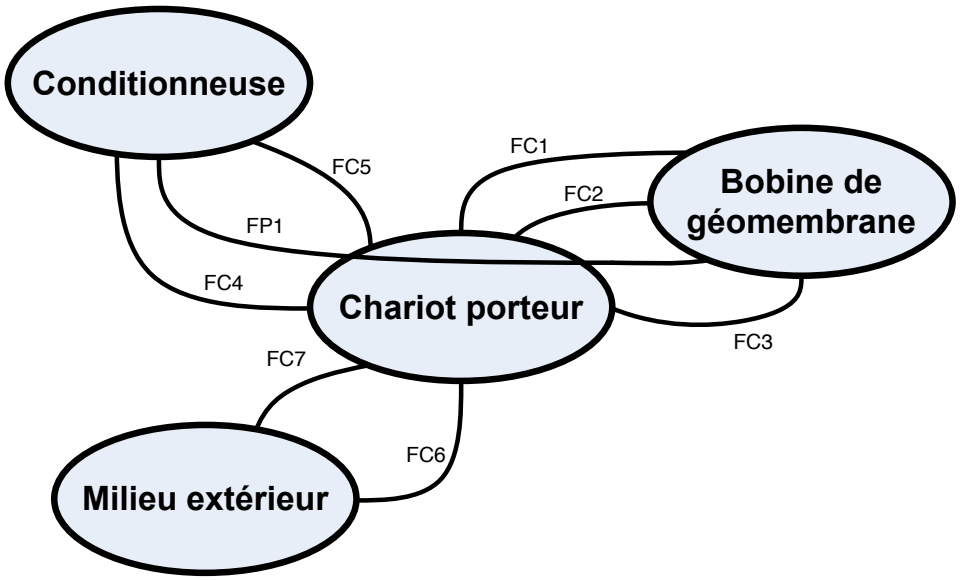
Tournez la page S.V.P.

A.3 - Expression du besoin du chariot porteur



A.4 - Diagramme des interacteurs

Pendant la phase de fonctionnement normal, le diagramme des interacteurs, l'énoncé des différentes fonctions et le tableau qui les caractérise permettent de spécifier les principales performances attendues par un chariot porteur.



Enoncé des fonctions de services et de contraintes :

FP1 : maintenir la bobine en position
FC1 : s'adapter à la largeur de la bobine
FC2 : réceptionner la bobine
FC3 : évacuer la bobine
FC4 : s'adapter à la conditionneuse
FC5 : se déplacer par rapport à la conditionneuse
FC6 : résister au milieu environnant
FC7 : ne pas polluer le milieu environnant

Fonctions	Critères	Niveau
FP1 : maintenir la bobine en position	Diamètre extérieur des bobines	290 à 370 mm
	Masse des bobines	43 à 208 kg
	Distance du centre des bobines avec l'axe vertical de déplacement des têtes de rabattage-chauffage	**± 5mm**
FC1 : s'adapter à la largeur de la bobine	Largeur des bobines	de 2,1 m à 5,2 m
FC2 : réceptionner la bobine	Distance horizontale entre l'axe de la tête de chauffage et la dépose de la bobine (voir fig. 5)	600 mm
	Vitesse de réception de la bobine	0,2 m/s
FC3 : évacuer la bobine	Vitesse maxi d'évacuation de la bobine	0,2 m/s
	Chocs – à-coups	A minimiser
	Temps d'évacuation maxi	3 s
FC4 : s'adapter à la conditionneuse	Energie électrique : fréquence	50 Hz
	Energie électrique : tension	400 V
	Energie électrique : intensité	32 A
	Energie hydraulique : pression max disponible	3 MPa
	Energie hydraulique : débit maxi disponible pour les 3 chariots	1.10^{-3} $m^3.s^{-1}$
	Encombrement : longueur, largeur et hauteur d'un chariot	1200 x 1200 x 1800 mm
	Partie commande	Pilotée par la conditionneuse
FC5: se déplacer par rapport à la conditionneuse	Course maxi d'un chariot	1,5 m
	Précision de la mise en position	±10 mm
	Temps de déplacement pour la course maxi	A minimiser
FC6: résister au milieu environnant	Température de fonctionnement	+5°C à 40°C
	Fonctionnement de la conditionneuse	24/24h – 7/7j
	Corrosion d'un matériau	Aucune au bout de 2 ans
FC7 : ne pas polluer le milieu environnant	Traces déposées ou projetées sur le lieu d'implantation ou sur les bobines	aucune
	Pression acoustique maxi à 1m	80 db

Tournez la page S.V.P.

B- Etudes et éléments de solutions proposés

B.1 - Architecture générale

Dans la phase de conception préliminaire, l'architecture retenue pour les chariots porteurs est représentée sur la figure **A2 page DA 3/19** et les trois états particuliers du chariot sont représentés sur la figure **A4 page DA 4/19**.

Cette architecture peux répondre globalement aux différentes fonctions énoncées précédemment (FP1 et FC1 à FC7).

La fonction principale FP1, maintenir la bobine en position, est assurée par deux rouleaux (**5** et **6**), libres en rotation, permettant :

- de centrer la bobine par rapport aux têtes de rabattage-chauffage quel que soit le diamètre de la bobine

- de dissiper une partie de l'énergie cinétique de rotation des bobines pendant les phases de réception et d'évacuation de la bobine.

La fonction contrainte FC2, réceptionner la bobine, est assurée par le plateau de réception **4**, incliné de 7 ° qui permet à la bobine de rouler jusqu'à ce qu'elle vienne en contact avec le rouleau réceptionneur **6** (voir également figure 5).

La fonction contrainte FC3, évacuer la bobine, est assurée par l'ensemble évacuateur, composé principalement de deux bras **2** et **3**, du plateau de réception **4** et du rouleau évacuateur **5**. Cet ensemble est articulé autour de l'axe du rouleau réceptionneur **6** et est mis en mouvement par l'intermédiaire du vérin {**12**,**13**} jusqu'à ce que par gravité, la bobine roule vers le poste de marquage des bobines.

La fonction contrainte FC5, se déplacer en translation horizontale par rapport à la conditionneuse (se reporter également à la figure **A6 page DA 6/19**), est assurée par:

- quatre galets **14** qui roulent dans des rails solidaires de la conditionneuse,
- le pignon moteur **19**, solidaire de l'arbre de sortie du motoréducteur **17**, qui entraine l'arbre de transmission **25** et ses 2 pignons de crémaillère **16**. Ces deux pignons de crémaillère **16** engrènent avec les crémaillères fixées sur le banc de la conditionneuse.

Les rails et les crémaillères sont intégrés au banc. Ils sont communs aux trois chariots porteurs.

Certaines dimensions de cette architecture et le nombre de chariots porteurs (trois) permettent de répondre aux fonctions FC2 et FC4.

B.2 - Problématique

Dans la phase de conception détaillée il va falloir s'assurer que les composants choisis, ainsi que leur implantation, respectent le cahier des charges. Il s'agit notamment de

- ✓ Choisir et implanter le vérin {**12**,**13**},
- ✓ Choisir et implanter les pignons de crémaillère **16**,
- ✓ Choisir et implanter les guidages du rouleau réceptionneur **6**,
- ✓ Spécifier les supports galets **15**.

Ces différentes études constituent la trame du travail à fournir dans ce sujet.

C- Etude de conception en construction mécanique

C.1 - Présentation du travail à rendre

Comme indiqué plus haut en **page T1/23**, en admettant une durée d'une demi-heure pour la lecture et l'assimilation du sujet, il est vivement conseillé de consacrer entre 2 h 30 et 3 h au maximum à la réponse aux questions de la notice et 2 h 30 à 3 h au tracé des dessins.

Les réponses seront fournies uniquement sur les deux documents présentés ci-dessous.

C.1.1. Notice justificative (50 % de la note globale)

Fournir les réponses sur **le cahier réponse**, de format A3 horizontal, plié, pré-imprimé recto verso.

Les réponses sur feuilles de copies additionnelles ou sur papier de brouillon ne seront pas acceptées.

C.1.2. Dessin d'étude de construction mécanique (50 % de la note globale)

Il est à tracer sur le calque pré imprimé de format A3 horizontal, joint au sujet, et qui sera à rendre non plié.

C.2 - Notice justificative

Consignes spécifiques

Sur le cahier réponse, les réponses seront fournies dans les limites des cadres prévus pour chaque question.

Compte tenu de l'interdiction d'utiliser toute calculette, les calculs seront réalisés de manière approchée.

Il sera tenu compte, dans la notation, de la clarté et de la concision des réponses. Les schémas doivent être lisibles, précis, et respecter la normalisation en vigueur.

Les écritures au crayon ne seront pas acceptées. La qualité de l'écriture, de l'orthographe et de la syntaxe sera prise en compte dans l'évaluation.

C.2.1. Détermination de la course du vérin (fonctions FC2 et FC3)

Objectif :

Afin de choisir et d'implanter le vérin **12+13**, il convient de déterminer sa course, son diamètre, et choisir et dimensionner ses liaisons avec les pièces voisines. Dans cette partie il s'agit de déterminer la course du vérin **12+13**.

Notation : *(se reporter au cahier réponse page **DR1** cadre **R1** et figure **A4** page **DA 4/19**)*

On notera θ l'angle définissant la position de l'évacuateur {**2**, **3**, **4**} par rapport à l'horizontale

Pour les différents points on utilisera les indices :

- R (réception) pour la position réception du rouleau de géotextile (plan passant par l'axe du rouleau de réceptionneur **6** et l'axe du rouleau évacuateur **5** incliné de θ_R = -15°). C'est la position de la figure du document réponse, position pour laquelle la tige du vérin est totalement rentrée.
- T (Travail) pour la position travail, le plan passant par l'axe du rouleau réceptionneur **6** et l'axe du rouleau évacuateur **5** est horizontal (θ_T = 0°).
- Em (Evacuation mini) pour la position définie par l'inclinaison minimum θ_{Em} de l'évacuateur **2+3+4** permettant d'évacuer toutes les bobines de géotextile par gravité.
- E (Evacuation) pour la position définie par la course du vérin choisi (tige de vérin totalement sortie).
- GB (grosses bobines) pour les bobines de géotextile de plus grand diamètre et PB (petites bobines) pour celles de plus petit diamètre.

Q1 *Inscrire votre réponse dans le cadre **R1** du cahier réponse*

En position travail, tracer les points B_T, C_T, G_{PB-T} et G_{GB-T}.

Q2 *Inscrire votre réponse dans le cadre **R2** du cahier réponse*

Quel critère du cahier des charges, la position des deux points G_{PB-T} et G_{GB-T}, vérifie-t-elle ?

Q3 *Inscrire votre réponse dans le cadre **R3** du cahier réponse*

Lors de la phase d'évacuation, à partir de quelle condition sur la position du centre de gravité G_B d'une bobine, celle-ci sera évacuée par gravité ?

Q4 *Inscrire votre réponse dans les cadres **R1 et R4** du cahier réponse*

L'évacuateur doit être capable d'évacuer des grosses et des petites bobines. Quel type de bobine (grosse ou petite), permet de déterminer l'angle d'inclinaison minimum d'évacuation θ_{Em} permettant d'évacuer aussi bien des grosses que des petites bobines? Justifier votre réponse dans le cadre R1 en traçant les angles θ_{Em-GB} et θ_{Em-PB} correspondant débattement angulaire minimum permettant l'évacuation des petites et grosses bobines.

Q5 *Inscrire votre réponse dans le cadre **R5** du cahier réponse*

En position inclinaison minimum d'évacuation, tracer le point C_{Em}.

Q6 *Inscrire votre réponse dans le cadre **R6** du cahier réponse*

Quelle est la course minimum du vérin 12+13 ($course_{13\ min}$) qui permet l'évacuation de tout rouleau de géotextile ?

Quelle que soit la réponse précédente, le vérin choisi aura une course normalisée de 400mm.

Q7 *Inscrire votre réponse dans les cadres **R1 et R7** du cahier réponse*

En position « tige de vérin totalement sortie », tracer l'angle θ_E. En déduire le débattement angulaire total de l'évacuateur.

C.2.2. Choix du type de liaison du vérin et de ses pièces voisines (fonctions FP1, FC2 et FC3)

Objectif :

Faire un choix de type de liaison cinématique entre le vérin {**12**,**13**} et l'évacuateur {**2**, **3**, **4**}, et entre le vérin {**12**,**13**} et le châssis **1**.

Contexte :

Lorsque l'on choisit un vérin chez un constructeur, il faut choisir les solutions technologiques retenues pour lier le corps du vérin à son support, et la tige du vérin à la pièce avec laquelle elle est liée. Les différentes solutions technologiques possibles autorisent ou non certaines mobilités.

Démarche retenue :

Définir la mobilité souhaité du système, proposer différentes combinaisons de liaisons cinématiques permettant de respecter la mobilité définie, faire un choix justifié.

Système étudié :

Le système étudié est constitué du châssis du chariot **1**, de l'évacuateur {**2**, **3**, **4**}, du corps de vérin **12**, de la tige de vérin **13**. Le mouvement souhaité est une rotation d'axe (A,$\vec{x}$) de l'évacuateur {**2**, **3**, **4**} par rapport au châssis **1**. Le graphe des liaisons mécaniques incomplet est donné **figure 7** ci-contre.

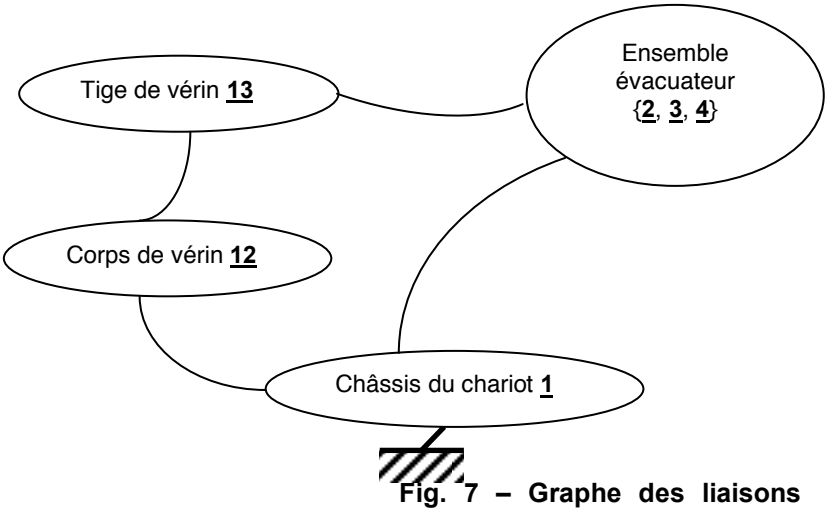


Fig. 7 – Graphe des liaisons mécaniques incomplet

Hypothèses :

Les liaisons sont considérées comme parfaites.

Le guidage de l'évacuateur {**2**, **3**, **4**}, par rapport au châssis **1** est modélisée par une liaison pivot d'axe $\vec{x}$.

Notation :

On notera Li/j la liaison cinématique entre la classe d'équivalence i et la classe d'équivalence j.

On notera DLi/j le degré de liaison (nombre de paramètres non nuls du torseur des efforts transmissibles) de la liaison Li/j.

Q8 *Inscrire votre réponse dans le cadre **R8** du cahier réponse*

Définir le nombre de mobilités utiles souhaité m_u du système étudié.

Q9 *Inscrire votre réponse dans le cadre **R9** du cahier réponse*

Il est préférable que le système soit isostatique, pour quelles raisons ?

Tournez la page S.V.P.

Q10 *Inscrire votre réponse dans le cadre* ***R10*** *du cahier réponse*

Donner la relation exprimant le degré d'hyperstatisme h en fonction du nombre de pièces en mouvement n_p, des différents degrés de liaison, du nombre de mobilités utiles m_u et du nombre de mobilités internes m_i.

Q11 *Inscrire votre réponse dans le cadre* ***R11*** *du cahier réponse*

Pour cette étude, par quel type de liaison modélise-t-on la liaison $L_{12/13}$? Donner la valeur de $DL_{12/13}$.

Q12 *Inscrire votre réponse dans le cadre* ***R12*** *du cahier réponse*

Chaque ligne du tableau du document réponse DR2/6 répertorie une combinaison de liaisons permettant le fonctionnement du système. Compléter le tableau en :

- ***Reportant les réponses des questions Q8 et Q11 dans les cases marquées « * »,***
- ***Complétant les cases non grisées de chaque ligne du tableau,***
- ***Complétant les schémas cinématiques minimaux.***

Parmi les 8 solutions du tableau, lesquelles préconisez-vous ? Justifier votre réponse.

C.2.3. Détermination du diamètre du vérin (fonction FP1)

Cycle de fonctionnement : (se reporter figure **A4** page **DA 4/19**)

Les bobines de géotextile reposent sur deux ou trois chariots, en fonction de leur longueur.

Les évacuateurs (des deux ou trois chariots) sont en position « réception » (vérins totalement rentrés). La bobine de géotextile arrive depuis l'arrière de la conditionneuse.

Une fois que la bobine repose sur les rouleaux réceptionneurs **5** et évacuateurs **6**, les tiges des vérins **12+13** sortent pour amener la bobine de géotextile en position travail ($\theta_T = 0°$).

Lorsque les têtes de rabattage-chauffage ont terminé leur tâche, les tiges des vérins **12+13** terminent leur course pour mettre l'ensemble évacuateur {**2**+**3**+**4**+**5**+**6**+**7**+**8**+**10**+**11**} en position évacuation (vérin totalement sorti).

Les positions extrêmes (réception et évacuation) sont obtenues en rentrant et en sortant totalement la tige du vérin. La position travail est obtenue par blocage du fluide dans le vérin.

Notations :

L'effort du solide 1 sur le solide 2 appliqué au point A sera noté $\overrightarrow{A_{1/2}}$.

Le centre de gravité de l'ensemble évacuateur est le point $G_{évac\ R}$.

Le centre de gravité de la bobine de géotextile est noté $G_{GB\text{-}R}$.

Données :

L'ensemble évacuateur {**2**+**3**+**4**+**5**+**6**+**7**+**8**+**10**+**11**} d'un chariot a une masse $m_{évac}$ de 280kg.

La bobine de géotextile la plus lourde a une masse m_{rg} de 210kg. Cette bobine repose sur 3 chariots.

La pression d'alimentation du système est de 2 MPa.

Hypothèses :

L'étude sera considérée comme un problème plan.

Le poids du vérin est négligé.

Les liaisons sont considérées comme parfaites.

L'accélération de la pesanteur a pour norme $10 m.s^{-2}$.

Le poids de la bobine est réparti équitablement sur les rouleaux qui la soutiennent

Q13 *Inscrire votre réponse dans le cadre* ***R13*** *du cahier réponse*

Afin de respecter la fonction FP1 du cahier des charges, et en considérant le cycle de fonctionnement, faut-il choisir un vérin pneumatique ou un vérin hydraulique ? Justifier.

Q14 *Inscrire votre réponse dans le cadre* ***R14*** *du cahier réponse*

Déterminer la masse $m_{globale}$, de l'ensemble évacuateur et de la part de bobine de géotextile à soulever par le vérin d'un chariot. Après avoir déterminé par la méthode de votre choix la position du centre de gravité G_{global} de cet ensemble, tracer ce point G_{global} sur la figure et tracer le vecteur correspondant au poids de cet ensemble $\overrightarrow{P_{global}}$ (échelle : 10mm → 500N).

Q15 *Inscrire votre réponse dans le cadre* ***R15*** *du cahier réponse*

Déterminer la direction de l'effort $\overrightarrow{C_{13/2}}$. Précisez votre démarche (Théorème, isolement…).

Q16 *Inscrire votre réponse dans le cadre* ***R16*** *du cahier réponse*

Après avoir isolé l'ensemble évacuateur + la bobine de géotextile, compléter le tableau « bilan des actions mécaniques ». Lorsque la grandeur est inconnue <u>avant résolution</u>, mettre « ? ».

Q17 *Inscrire votre réponse dans les cadres* ***R14 et R17*** *du cahier réponse*

Par une méthode graphique, déterminer la norme l'effort $\overrightarrow{C_{13/2}}$.

En prenant en compte une marge de sécurité, on souhaite obtenir un effort de 3000N pour le vérin.

Q18 *Inscrire votre réponse dans le cadre* ***R18*** *du cahier réponse*

Calculer de manière approchée le diamètre minimum $\varnothing D_{piston\ min}$ du piston du vérin.

Q19 *Inscrire votre réponse dans le cadre* ***R19*** *du cahier réponse*

Choisir le diamètre du vérin $\varnothing D_{piston}$ dans le catalogue constructeur page DA 5/19.

C.2.4. Implantation du vérin (fonctions FP1, FC2 et FC3)

<u>Objectif :</u>

Dimensionner quelques grandeurs de la chape à l'extrémité de la tige de vérin

<u>Contexte :</u>

L'effort maximal développé par le vérin {**<u>12</u>**,**<u>13</u>**} étant déterminé par une étude statique, le choix de la solution technologique définissant la liaison tige **<u>13</u>** / évacuateur étant réalisé, il convient à présent de déterminer le diamètre de l'axe **<u>24</u>** et des dimensions de la chape du bras gauche **<u>3</u>**.

Démarche retenue :

Identifier les zones fortement sollicitées sur les deux pièces, écrire les conditions de résistance de ces zones, puis proposer des matériaux résistant aux conditions d'utilisation, ou, déterminer certaines dimensions en fonction de matériaux imposés.

L'articulation simplifiée est représentée dans le cadre **R20** du cahier réponse dans la position pour laquelle l'effort du vérin {**12**,**13**} est maximal. Pour ce type de liaison, il convient de vérifier le non-cisaillement de l'axe **24** et le non-matage de la chape du bras gauche **3**. Ces deux critères sont les critères prépondérants dans notre cas.

Données :

Quels que soient les résultats précédents, l'effort maximal développé par le vérin est :

$F_{vérin\ max}$= 4000 N

Le choix de l'extrémité standard de la tige de vérin impose pour le diamètre de l'axe **24** :

d_{24} = 20 mm

Le matériau retenu pour la chape **3** a pour désignation S235. Certaines de ses caractéristiques sont données ci-dessous :

Résistance à la rupture	R_r	340	Mpa
Limite d'élasticité en traction	R_e	235	Mpa
Résistance au glissement	R_g	120	Mpa
Pression admissible au matage	$P_{adm\ mat}$	100	Mpa

Le coefficient de sécurité retenu pour l'articulation est s= 3.

Q20 *Inscrire votre réponse dans le cadre **R20** du cahier réponse*

Sur les 4 vues, tracer en rouge les sections cisaillées de l'axe 24 et en bleu des surfaces matées de la chape 3. Mettre en place sur cette figure les paramètres géométriques permettant de calculer ces surfaces.

Q21 *Inscrire votre réponse dans le cadre **R21** du cahier réponse*

Dans les sections cisaillées de l'axe 24 , écrire la relation liant la contrainte de cisaillement maximale τ_{max} en fonction du diamètre d_{24} de l'axe 24, et de l'effort $F_{vérin_max}$.

Q22 *Inscrire votre réponse dans le cadre **R22** du cahier réponse*

Proposer une famille de matériaux pour l'axe 24 en justifiant votre choix par un calcul.

Modèle retenu:

Le calcul de résistance au matage s'effectuera avec l'hypothèse d'une répartition uniforme de pression sur la surface projetée.

Q23 *Inscrire votre réponse dans le cadre **R23** du cahier réponse*

Pour les surfaces matées de la chape 3, écrire la relation liant la pression de matage maximale P_{mat_max} en fonction des paramètres géométriques et de l'effort $F_{vérin_max.}$

Q24 *Inscrire votre réponse dans le cadre **R24** du cahier réponse*

Quelle dimension peut-on déterminer à présent ? Donner la relation permettant de calculer sa valeur minimale, et donner celle-ci. Commenter ce résultat.

C.2.5. Etude de la transmission de puissance permettant la translation des chariots porteurs (fonction FC1, FC4 et FC5). *Se référer aux figures **A6** et **A7** documents **DA 6/19** et **DA 7/19.***

Objectif :

Il s'agit de choisir un motoréducteur parmi 8 propositions ainsi que le module et le nombre de dents des pignons de crémaillère **16**.

Démarche retenue :

Les nombreux paramètres étant interdépendants et certains discrets, il s'agit d'établir les relations les liant, de renseigner une feuille de calcul avec ces relations, et d'utiliser cette feuille de calcul afin de faire un choix optimum.

Notations

N_N : Fréquence de rotation nominale en sortie du moto-réducteur **17**.

C_N : Couple nominal en sortie du moto-réducteur **17**.

V_N : Vitesse nominale de translation du chariot.

C_D: Couple de démarrage en sortie du moto-réducteur **17**.

R_r : Rapport de réduction du réducteur **17**.

Nombre de dents des pignons de crémaillère **16** : Z_{16}

Module des pignons de crémaillère **16** : m_{16}

Angle de pression des pignons **16** : α_{16}

Largeur des pignons de crémaillères **16** : b avec $b=7{,}5 \times m_{16}$

Effort tangentiel sur une dent d'un pignon **16** : F_{T16}

Accélération du chariot pendant la phase i : $\|\overrightarrow{a_i}\|$

Durée de la phase i : T_i

Distance parcourue pendant la phase i : D_i

Rendement d'un système : η_{syst}

Caractéristiques du moteur de translation :

Le moteur a été choisi pour des critères de standardisation au sein de l'entreprise. Cela permet de limiter les stocks de pièces détachées pour l'ensemble des machines :

- Type : Moteur frein asynchrone triphasé à 2 paires de pôle.
- Référence : 112M/4

Caractéristiques des réducteurs

Le moteur 112/M4 est accouplé à un réducteur. L'entreprise dispose de huit motoréducteurs standards dont certaines caractéristiques sont données ci-contre.

référence motoréducteur	N_s en mn^{-1}	C_N en N.m	C_D/C_N	R_r
SK 33 - 112/M4 R_r=….	94	406	1,2	15,6
	148	258	1,9	9,83
	210	182	2,3	6,9
	283	135	2,6	5,12
SK 30 - 112/M4 R_r =….	359	106	2	3,96
	483	79	2	2,94
SK 25 - 112/M4 R_r =….	557	69	1,7	2,55
	729	52	1,6	1,92

Tournez la page S.V.P.

Données :

Masse en translation liée au chariot $m_{chariot}$: 900kg

Longueur moyenne de translation du chariot L_{moy} : 1,5m

Les pignons de crémaillères **16** sont en Cu Zn39 Pb2. (Rpe_{16}=100MPa). L'angle de pression α_{16} est de 20°.

Afin de « standardiser » les stocks, tous les pignons **19**, **20** et **21** sont identiques. En conséquence, le système pignons-chaîne a un rapport de réduction de un.

Quel que soit le réducteur retenu, le couple de freinage C_f lorsque le moto-réducteur **17** n'est pas alimenté est de 60N.m

Hypothèses :

Les liaisons entre les 4 galets **14** et le chariot sont considérées comme parfaites. Il en est de même pour les liaisons entre les 4 galets **14** et les rails (résistance au roulement négligée).

Les pertes mécaniques du système pignons (**19**, **20** et **21**), chaîne (**23**), pignons (**16**) et crémaillères seront négligées (η=1).

Les inerties des pièces en mouvement de rotation sont négligées.

Le couple de démarrage d'un moto-réducteur asynchrone **17** peut être considéré comme constant pendant toute la phase d'accélération.

L'évolution de la vitesse de translation du chariot est considéré comme trapézoïdale, ou triangulaire dans le cas où le moteur n'a pas le temps d'atteindre sa vitesse de rotation nominale (se référer à la figure **A8** document **DA 7/19**):

L'évolution de la vitesse de translation du chariot ne dépend donc que des choix du réducteur, du moteur et des paramètres du système pignon-crémaillère. Il s'agit d'optimiser le temps de déplacement des chariots, un gain de temps génère généralement un gain de productivité.

Les questions qui suivent ont pour objectif de déterminer les différentes « relations » à utiliser dans notre feuille de calcul.

Q25 *Inscrire votre réponse dans le cadre **R25** du cahier réponse*

On peut écrire que le couple sur l'arbre de transmission $C_{20/25}$ est égal au couple en sortie du motoréducteur $C_{17/19}$. Quelles sont les deux hypothèses ou données qui permettent cette affirmation ?

Q26 *Inscrire votre réponse dans le cadre **R26** du cahier réponse*

Après avoir précisé le système isolé, le théorème utilisé, l'axe sur lequel il est projeté, donner la relation donnant F_{T16}, l'effort tangentiel sur une dent d'un pignon 16 en fonction du couple nominal C_N du motoréducteur 17, du diamètre primitif D_{p16} des pignons 16 et du rapport C_D/C_N.

Q27 *Inscrire votre réponse dans le cadre **R27** du cahier réponse*

En utilisant le principe fondamental de la dynamique appliqué à l'ensemble en translation rectiligne, exprimer la norme de l'accélération $\|\overrightarrow{a_1}\|$ du chariot en fonction de sa masse $m_{chariot}$, du couple nominal C_N du motoréducteur 17, du diamètre primitif D_{p16} du pignon 16 et du rapport C_D/C_N.

Q28 *Inscrire votre réponse dans le cadre **R28** du cahier réponse*

Par analogie, pendant la phase de freinage, exprimer la norme de l'accélération $\|\overrightarrow{a_3}\|$ du chariot en fonction de sa masse $m_{chariot}$, du couple de freinage C_f du motoréducteur et du diamètre primitif du pignon D_{p16}.

Q29 *Inscrire votre réponse dans le cadre* ***R29*** *du cahier réponse*

Exprimer la durée T_1 de la phase 1, en fonction de $\|\overrightarrow{a_1}\|$ et V_N.

Q30 *Inscrire votre réponse dans le cadre* ***R30*** *du cahier réponse*

Exprimer la distance X_1 parcourue pendant la phase 1, en fonction de T_1 et V_N.

Q31 *Inscrire votre réponse dans le cadre* ***R31*** *du cahier réponse*

Exprimer la durée T_3 de la phase 3, en fonction de $\|\overrightarrow{a_3}\|$ et V_N.

Q32 *Inscrire votre réponse dans le cadre* ***R32*** *du cahier réponse*

Exprimer la distance X_3 parcourue pendant la phase 3, en fonction de T_3 et V_N.

Q33 *Inscrire votre réponse dans le cadre* ***R33*** *du cahier réponse*

Pour une évolution des vitesses triangulaire, exprimer V_{Nmax}, la vitesse nominale maximale théorique du chariot, en fonction de $\|\overrightarrow{a_1}\|$, $\|\overrightarrow{a_3}\|$ et L_{moy}.

Q34 *Inscrire votre réponse dans le cadre* ***R34*** *du cahier réponse*

Exprimer V_N, la vitesse nominale de translation du chariot, en fonction de la fréquence de rotation N_N du motoréducteur et du diamètre primitif D_{p16} du pignon 16.

Remarque : si V_N est supérieure ou égale à V_{Nmax}, alors V_N sera égale à V_{Nmax} et l'évolution des vitesses sera triangulaire. Dans le cas contraire, le moteur atteindra sa vitesse nominale à la fin de la phase d'accélération, précédant une phase de déplacement à vitesse constante (évolution des vitesses trapézoïdale)

Q35 *Inscrire votre réponse dans le cadre* ***R35*** *du cahier réponse*

Exprimer la distance X_2 parcourue pendant la phase 2 en fonction X_1, X_3 et L_{moy}.

Q36 *Inscrire votre réponse dans le cadre* ***R36*** *du cahier réponse*

Exprimer la durée T_2 de la phase 2 en fonction de X_2 et V_N.

Il s'agit à présent de déterminer approximativement l'effort maximal admissible sur une dent des pignons **16** en utilisant la méthode de LEWIS (se reporter à la **figure A9** page **DA 8/19**)

Pour cela il faut déterminer les coefficients Y et K_v.

Le nombre de dents d'un pignon pour système pignon-crémaillère doit être supérieur ou égal à dix-huit pour éviter des problèmes d'interférences.

Q37 *Inscrire votre réponse dans le cadre* ***R37*** *du cahier réponse*

Quel est le nom usuel du matériau utilisé pour les pignons 16 ? Donner sa composition. Quelle est la principale caractéristique qui a déterminé ce choix ?

Q38 *Inscrire votre réponse dans le cadre* ***R38*** *du cahier réponse*

Exprimer le diamètre primitif D_{p16} du pignon en fonction du module m_{16} et du nombre de dents Z_{16}.

Q39 *Inscrire votre réponse dans le cadre* ***R39*** *du cahier réponse*

En admettant que le nombre optimum de dents Z_{16} est inférieur à 30, énoncer une expression approchée (sous la forme $Y = c_1 + c_2 Z_{16}$) de la valeur du coefficient Y en fonction du nombre de dents Z_{16}.

Q40 *Inscrire votre réponse dans le cadre* ***R40*** *du cahier réponse*

Exprimer le coefficient K_v en fonction de V_N.

Tournez la page S.V.P.

Q41 *Inscrire votre réponse dans le cadre **R41** du cahier réponse*

Exprimer la valeur de l'effort tangentiel maximum admissible $F_{T16\ max\ adm}$ sur une dent en fonction de la Résistance pratique à l'extension Rpe du matériau du pignon 16 et de ses caractéristiques géométriques: Y, b, m_{16}.

Une feuille de calcul a été réalisée avec les relations établies précédemment. Cette feuille de calcul est exploitée en faisant varier Z_{16} et m_{16} pour 9 couples de valeurs (se reporter figures **A10**, **A11** et **A12** documents **DA 9/19** à **DA 11/19**)).

Q42 *Inscrire votre réponse dans le cadre **R42** du cahier réponse*

Le tableau du cadre réponse R42 rassemble les différentes combinaisons possibles de nombres de dents Z_{16}, modules m_{16} et rapports de réduction R_r. des 3 pages DA 9/19 à DA 11/19. Entourer les cases du tableau pour lesquelles le réducteur convient.

Q43 *Inscrire votre réponse dans le cadre **R43** du cahier réponse*

Parmi les solutions possibles, choisir la solution optimisée en temps (donner la réponse sous la forme « Z_{16} - m_{16} - Rr »

C.2.6. Choix des différents paliers à roulement (fonctions FP1 et FC3)

Objectif :

Justifier les choix des types de roulements utilisés, et des démarches de calculs utilisées.

Contexte :

Afin de faciliter la maintenance des équipements sur tout le site de production, les différents paliers à roulements ont été retenus dans un ensemble réduit de composants. Pour chaque guidage en rotation, un fournisseur propose un type et une dimension de roulement. Il s'agit de vérifier ses choix.

Ressources :

Les documents pages **DA 12/19** et **DA 13/19** rappellent :

- le principe de charge dynamique de base d'un roulement,
- le principe de charge statique de base d'un roulement,
- les principaux critères permettant de choisir un type de roulement.

Données :

Masse en translation liée au chariot $m_{chariot}$: 900kg.

Cadence moyenne : une bobine de géotextile toutes les 2 minutes.

Fréquence moyenne de changement de largeur de bobine : 2 changements de largeur de bobine par heure.

Paliers retenus pour chaque guidage en rotation (caractéristiques détaillées : se reporter aux documents pages **DA 13/19, DA 15/19**, **DA 16/19** et **DA 17/19**) :

Pièce	Liaison	Type de roulement
Galets **14**	Guidage chariot **1** / conditionneuse	THK – CFH20 A
Paliers de bras **9**	Pivot bras **2** et **3** / axe **11**	SNR - ESFTE210
Paliers de rouleau évacuateur **7**	Pivot rouleau **5** / bras **2** et **3**	SNR – ESFLE212
Paliers de rouleau réceptionneur **8**	Pivot rouleau **6** / châssis **1**	SNR – ESFLE212

Q44 *Inscrire votre réponse dans le cadre* ***R44*** *du cahier réponse*

Pour les deux premières lignes du tableau réponse, dans la troisième colonne, préciser les critères prépondérants pour le choix de chaque type de roulement retenu (ne donner que les lettres majuscules listées dans le tableau figure A14 page DA 13/19 comme pour les deux dernières lignes du tableau réponse déjà complétées).

Q45 *Inscrire votre réponse dans le cadre* ***R45*** *du cahier réponse*

Dans les deux dernières colonnes du tableau réponse, préciser et justifier, pour chaque roulement, quel est le calcul prépondérant à effectuer pour vérifier les dimensions retenues par votre collaborateur (rayer le mot inutile).

Q46 *Inscrire votre réponse dans le cadre* ***R46*** *du cahier réponse*

Pour un galet 14 « with cage », calculer le coefficient de sécurité statique S_{0_14}. Conclure quant au choix du roulement retenu.

C.2.7. Dessin de définition du support galet 15 (fonction FC5)

Objectif :

Faire le dessin de définition du support galet 15.

Contexte :

Le dessin d'ensemble du montage du galet étant défini, il convient de définir totalement les dimensions du support galet pour sa fabrication.

Données :

La série est de 12 pièces (4 pour chacun des trois chariots).

Le dessin d'ensemble du montage d'un galet **14** sur le châssis **1** est donné figure **A16** document **DA 14/19**

Les caractéristiques des galets **14** THK – CFH20 A sont données documents **DA 13/19**

Q47 *Inscrire votre réponse dans le cadre* ***R47*** *du cahier réponse*

Quel est la fonction de l'excentricité « e » des galets 14

Q48 *Inscrire votre réponse dans le cadre* ***R48*** *du cahier réponse*

Proposer un couple procédé-matériau pour le support galet 15. Justifier votre choix

Q49 *Inscrire votre réponse dans le cadre* ***R49*** *du cahier réponse*

Compléter la vue du dessin de définition du support galet 15 en spécifiant toutes les informations (dimensionnelles et géométriques) permettant sa fabrication.

C.3 - Dessin d'étude de construction mécanique

C.3.1. Présentation du support de travail

Pour cette partie de l'étude, il est demandé de définir graphiquement plusieurs sous-ensembles du mécanisme sur le calque format A3 fourni avec le sujet.

Le format A3 comporte quatre zones repérées **zone 1**, **2**, **2 bis** et **3**.

La **zone 1** du calque est destinée à l'étude de la liaison entre le pignon **16** et l'arbre de transmission **25** à l'échelle 1:1.

Les **zones 2** et **2bis** sont destinées à l'étude de la liaison pivot entre le corps du vérin **12** et le châssis **1** à l'échelle 1:1.

La **zone 3** est destinée à l'étude du rouleau réceptionneur **6** et des liaisons de celui-ci avec les bras **2** et **3** et le châssis **1** à l'échelle 1:2.

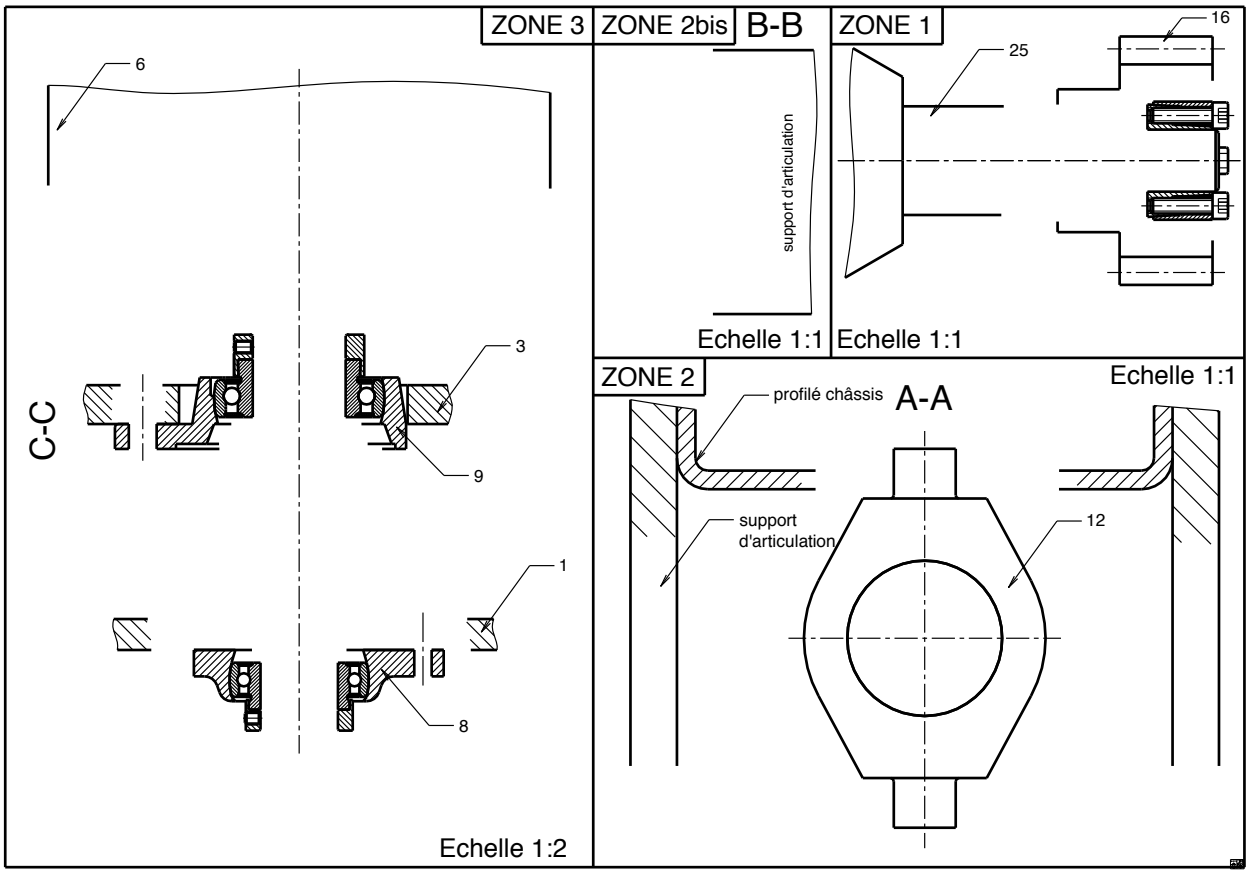


Fig. 8 – Zones du calque

C.3.2. Consignes spécifiques aux travaux graphiques

Les dessins sont à exécuter aux instruments, avec pour l'essentiel mise au net au crayon respectant les épaisseurs de traits normalisées et les exigences d'une bonne lisibilité; seuls les axes et les écritures seront tracés à l'encre noire. Les tracés de couleur ne sont pas admis. Les normes AFNOR seront respectées.

Les principales conditions fonctionnelles relatives aux liaisons représentées seront clairement indiquées en respectant les règles normalisées AFNOR.

Les éléments normalisés utilisés par le candidat autres que ceux fournis dans le sujet, seront dessinés approximativement en respectant au mieux leurs proportions.

C.3.2.1 Conception de la liaison complète entre le pignon 16 et l'arbre de transmission 25 (fonction FC5).

Données :

La liaison entre le pignon **16** et l'arbre de transmission **25** doit réaliser plusieurs fonctions :

- Mise en position du pignon **16** par rapport l'arbre de transmission **25** : centrage long et arrêt en translation.
- Transmission du couple moteur par adhérence à l'aide d'un moyeu expansible, déjà représenté sur le calque.
- Réglage de la position angulaire du pignon (calage des dents du pignon **16** par rapport à la crémaillère). Ce réglage est obtenu grâce au moyeu expansible ci-dessous et document **A21** page **DA 18/19**.

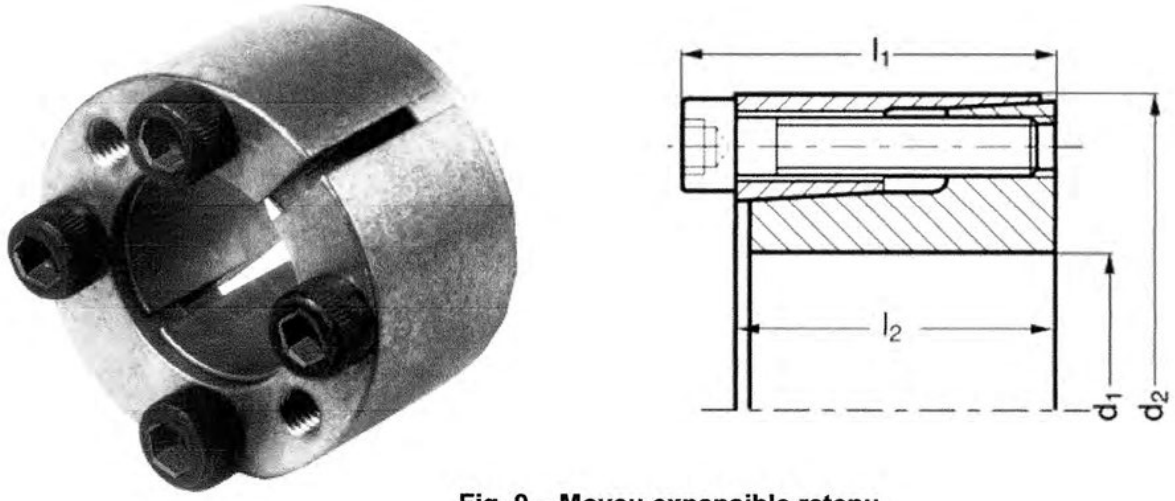


Fig. 9 – Moyeu expansible retenu

Toutes les pièces ou parties de pièces déjà dessinées ne doivent pas être modifiées.

Position de représentation :

Le mécanisme sera dessiné dans la position suivante :

- Vue en coupe passant par l'axe de l'arbre de transmission **25**.
- Seule la partie encadrée en pointillé est représentée sur le calque (voir Fig. 10 page suivante).

Tournez la page S.V.P.

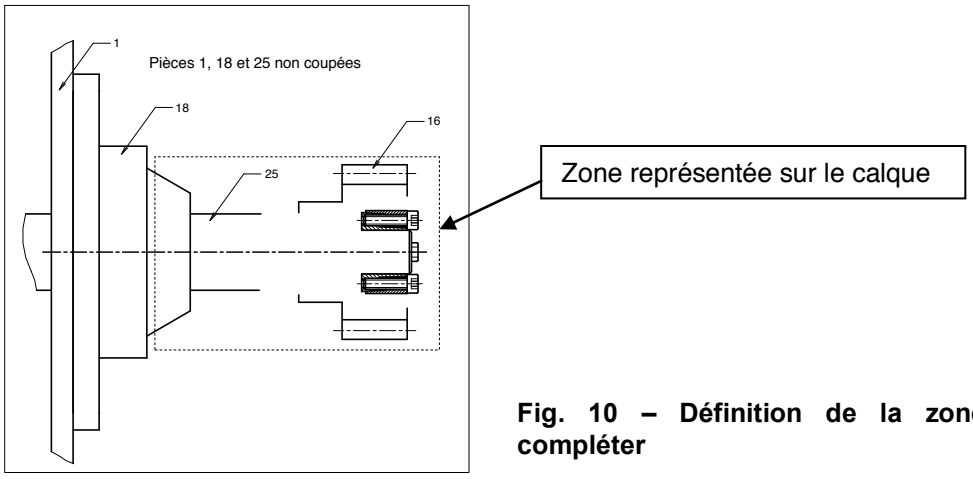


Fig. 10 – Définition de la zone à compléter

Q50 *Représenter votre solution sur le calque A3 dans la zone 1 à l'échelle 1:1*

Compléter la vue en coupe du montage du pignon 16 sur l'arbre de transmission 25. Compléter les formes du pignon 16 et de l'arbre de transmission 25. Mettre en place sur le dessin la cotation nécessaire à la mise en position du pignon 16 sur l'arbre de transmission 25, ainsi que les cotes préconisées par le constructeur du moyeu expansible (se référer figure A21 page DA 18/19).

C.3.2.2 Conception de la liaison pivot entre le corps du vérin 12 et le châssis 1. (fonctions FP1, FC2 et FC3)

Description de la solution retenue (se référer aux figures A20 page DA 18/19:

Le vérin utilisé possède une bague soudée sur son corps, et munie de deux tourillons. La liaison pivot entre le corps du vérin **12** et le châssis **1** est réalisée par deux coussinets à collerette en bronze de marque METAFRAM©. Un coussinet est monté sur un des profilés du châssis et l'autre sur la plaque d'articulation à définir. Cette plaque d'articulation est fixée sur deux supports d'articulation partiellement définis. Ces deux supports sont soudés sur un profilé du châssis **1**. Lors de la fabrication, certaine opération d'usinage peuvent être réalisées sur un système partiellement soudé ou assemblé. L'éventuel remplacement du vérin ou des coussinets à collerette doit s'effectuer avec démontage mais sans réglage.

Données :

Les caractéristiques des coussinets METAFRAM© sont donnés fig **A22** page **DA 19/19.**

Position de représentation :

Les plans de coupe sont définis sur la figure **A20** page **DA 18/19.**

Q51 *Représenter votre solution sur le calque A3 dans la zone 2 et la zone 2bis à l'échelle 1 :1*

Compléter la vue en coupe A-A afin définir la liaison pivot entre le corps du vérin 12 et le châssis 1. Il faudra pour cela :
- Choisir sur le document constructeur les coussinets à collerette.
- Définir les formes de la plaque d'articulation.

- Spécifier les ajustements préconisés par le constructeur des coussinets à collerette.
- Définir la liaison complète entre la plaque d'articulation et les supports d'articulation. La définition de cette liaison sera représentée également en coupe B-B de la zone 2bis.

C.3.2.3 Conception du rouleau réceptionneur 6 et des liaisons de celui-ci avec les bras 2 et 3 et le châssis 1. (fonctions FP1, FC2 et FC3)

Description de la solution retenue *(se référer à la* ***figure 11*** *ci-contre)* ***:***

Le rouleau réceptionneur **6** est constitué de deux disques en tôles (flasques), d'un tube et d'un axe. L'épaisseur des tôles et du tube est au minimum de 8mm. L'axe a un diamètre de 60mm. L'ensemble est mécano soudé.

L'axe du rouleau réceptionneur **6** est en liaison pivot par rapport au châssis **1**. Cette liaison pivot est réalisée par deux paliers appliques **8**. L'axe est également en liaison pivot par rapport au bras **2** et **3** de l'évacuateur. Cette liaison pivot est réalisée par deux paliers appliques **9**.

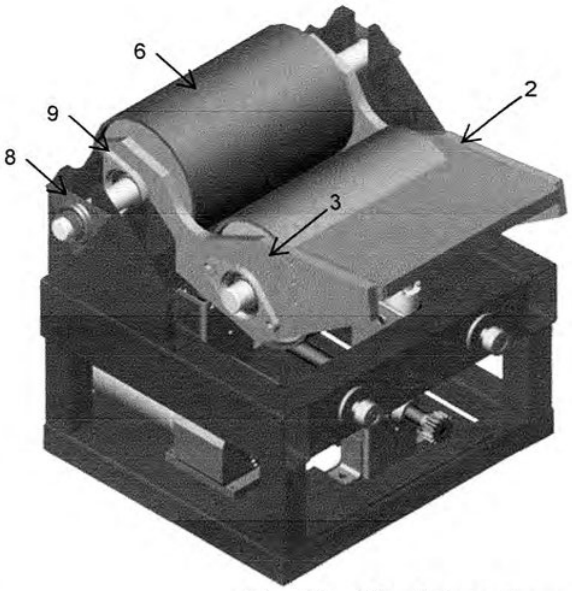


Fig. 11 – Chariot porteur

Données :

Les caractéristiques des paliers appliques **8** et **9** sont données pages **DA 16/19** et **DA 17/19**

Les conditions de montages de ces paliers sont données page **DA 15/19**

Ces paliers appliques sont équipés d'une bague excentrique ayant pour fonction de créer une liaison complète démontable par adhérence entre l'arbre et la bague intérieure du roulement.

Position de représentation :

Le plan de coupe C-C et la position de l'évacuateur sont définis sur la **figure 12** ci-contre. Cette position ainsi que ce plan de coupe, permettent de représenter une vis de fixation pour chacun des paliers appliques **8** et **9**.

Le rouleau réceptionneur **6** ainsi que les liaisons qui le lient au châssis **1** et aux bras **2** et **3**, forment un ensemble symétrique. Seule la représentation du coté gauche sera donc à définir.

Sur le calque zone 3, les paliers **8** et **9** sont déjà représentés.

L'extérieur du rouleau réceptionneur **6** est esquissé.

Le châssis et le bras gauche **3** sont partiellement représentés.

Ne pas effacer les parties déjà représentées.

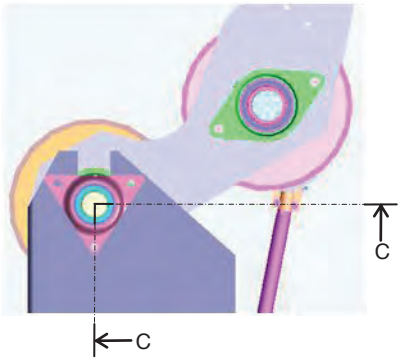


Fig. 12 – Définition des plans de coupe

Q52 *Représenter votre solution sur le calque A3 dans la zone 2 à l'échelle 1 :2*

Compléter la vue en coupe C-C et définir :
- la liaison pivot entre rouleau réceptionneur 6 et le châssis 1.
- la liaison complète entre le palier 8 et le châssis 1.
- la liaison pivot entre rouleau réceptionneur 6 et le bras gauche 3.
- la liaison complète entre le palier 9 et le bras gauche 3.
- les formes du rouleau réceptionneur 6

Tournez la page S.V.P.

D- Tableau récapitulatif des données et des notations principales du sujet

Notation	Désignation	valeur	unité
θ	angle définissant la position de l'évacuateur {**2**, **3**, **4**} par rapport à l'horizontale	variable	°
θ_R	position de l'évacuateur {**2**, **3**, **4**} par rapport à l'horizontale en position réception	-15	°
Li/j	liaison cinématique entre la classe d'équivalence i et la classe d'équivalence j		sans
DLi/j	degré de liaison de la liaison Li/j		sans
m_u	nombre de mobilités utiles du système	?	sans
n_p	nombre de pièces en mouvement	?	sans
m_i	nb de mobilités internes du système	?	sans
h	degré d'hyperstatisme	?	sans
$m_{évac}$	masse de l'évacuateur {**2**+**3**+**4**+**5**+**6**+**7**+**8**+**10**+**11**} d'un chariot	280	kg
m_{rg}	masse de la bobine de géotextile le plus lourd	210	kg
$m_{globale}$	masse de l'ensemble évacuateur et de la part de bobine de géotextile à soulever par le vérin d'un chariot	?	kg
	pression d'alimentation du système	2	MPa
$\varnothing D_{piston\ min}$	diamètre minimum du piston du vérin	?	mm
$\varnothing D_{piston}$	diamètre du piston du vérin	?	mm
$F_{vérin\ max}$	force maximale développée par le vérin	4000	N
s	coefficient de sécurité retenu pour l'articulation en chape	3	sans
d_{24}	diamètre de l'axe **24**	20	mm
τ_{max}	contrainte de cisaillement maximale dans l'axe **24**	?	MPa
P_{mat_max}	pression de matage maximale de la chape **3**	?	MPa
N_{19}	fréquence de rotation en sortie du moto-réducteur **17**		$tr.min^{-1}$
N_N	fréquence de rotation nominale en sortie du moto-réducteur **17**.		$tr.min^{-1}$
C_{19}	couple en sortie du moto-réducteur **17**		N.m
C_N	couple nominal en sortie du moto-réducteur **17**		N.m
C_D	couple de démarrage en sortie du moto-réducteur **17**		sans
C_f	couple de freinage moto-réducteur **17** non alimenté	60	N.m
R_t	rapport de réduction du réducteur **17**		sans
$m_{chariot}$	masse en translation liée au chariot	900	kg
L_{moy}	longueur moyenne de translation du chariot	1,5	m

Notation	Désignation	valeur	unité
Rpe_{16}	résistance pratique à l'extension des pignons **16**	100	MPa
Z_{16}	nombre de dents des pignons de crémaillère **16** :		sans
m_{16}	module des pignons de crémaillère **16**		mm
α_{16}	angle de pression des pignons **16**	20	°
D_{p16}	diamètre primitif des pignons **16**		mm
b	largeur des pignons de crémaillères **16**		mm
F_{T16}	effort tangentiel sur une dent d'un pignon **16**		N
$\|\|\overrightarrow{a_i}\|\|$	accélération du chariot pendant la phase i		$m.s^{-2}$
T_i	durée de la phase i		s
D_i	distance parcourue pendant la phase i		m
V_{Nmax}	vitesse nominale maximale théorique de translation du chariot		$m.s^{-1}$
V_N	vitesse nominale de translation du chariot		$m.s^{-1}$
η_{syst}	rendement d'un système		sans
Y et K_v	coefficients utilisés dans la méthode de Lewis		sans
S_{0_14}	coefficient de sécurité statique du galet 14		sans

E- Table des illustrations

Fig. 1 - Pose de géomembrane 2
Fig. 2 - Stockage de bobines 2
Fig. 3 - Conditionneuse 2
Fig. 4 - Film protecteur rabattu 2
Fig. 5 – Vue partielle de la conditionneuse 3
Fig. 6 – Chariot porteur 3
Fig. 7 – Graphe des liaisons mécaniques incomplet 9
Fig. 8 – Zones du calque 18
Fig. 9 – Moyeu expansible retenu 19
Fig. 10 – Définition de la zone à compléter 20
Fig. 11 – Chariot porteur 21
Fig. 12 – Définition des plans de coupe 21

Documents Annexes

Table des figures

Fig. A 1 - Partie de la conditionneuse dédiée au rabattage et chauffage du film protecteur 2
Fig. A 2 - Constitution d'un chariot porteur 3
Fig. A 3 - Nomenclature 4
Fig. A 4 - Les différents états du chariot porteur 4
Fig. A 5 - Caractéristiques des vérins hydrauliques (extraits catalogue Chabas&Besson©) 5
Fig. A 6 - Schémas cinématiques de la transmission de puissance 6
Fig. A 7 - Synoptique de la motorisation de translation d'un chariot 7
Fig. A 8 – Deux cas d'allure de l'évolution de la vitesse de translation d'un chariot en fonction du temps 7
Fig. A 9 – Dimensionnement d'un engrenage par la méthode de LEWIS – *Extrait de l'ouvrage « Guide des sciences et technologies industrielles » J. L. FANCHON (NATHAN)* 8
Fig. A 10 – Extraits de résultats d'une feuille de calcul pour un module de m_{16} = 3 mm 9
Fig. A 11 – Extraits de résultats d'une feuille de calcul pour un module de m_{16} = 4 mm 10
Fig. A 12 – Extraits de résultats d'une feuille de calcul pour un module de m_{16} = 5 mm 11
Fig. A 13 – Extraits de documents constructeurs relatifs au choix de paliers à roulement 12
Fig. A 14 – Principaux critères à utiliser pour effectuer le choix d'un type de palier à roulement 13
Fig. A 15 – Extraits documentation THK© - Galets excentriques 13
Fig. A 16 – Dessin d'ensemble du montage du galet **14** sur le châssis **1** 14
Fig. A 17 – Extraits documentation SNR© relatif aux paliers auto-aligneurs appliques et à semelle 15
Fig. A 18 – Extraits documentation SNR© relatif aux paliers auto-aligneurs appliques série FTE 200 16
Fig. A 19 – Extraits documentation SNR© relatif aux paliers auto-aligneurs appliques série FL 200 17
Fig. A 21 – Document constructeur – moyeu expansible 18
Fig. A 20 – Solution retenue pour le vérin **12** + **13** 18
Fig. A 22 – Extraits documents METAFRAM© - Caractéristiques des coussinets à collerette 19

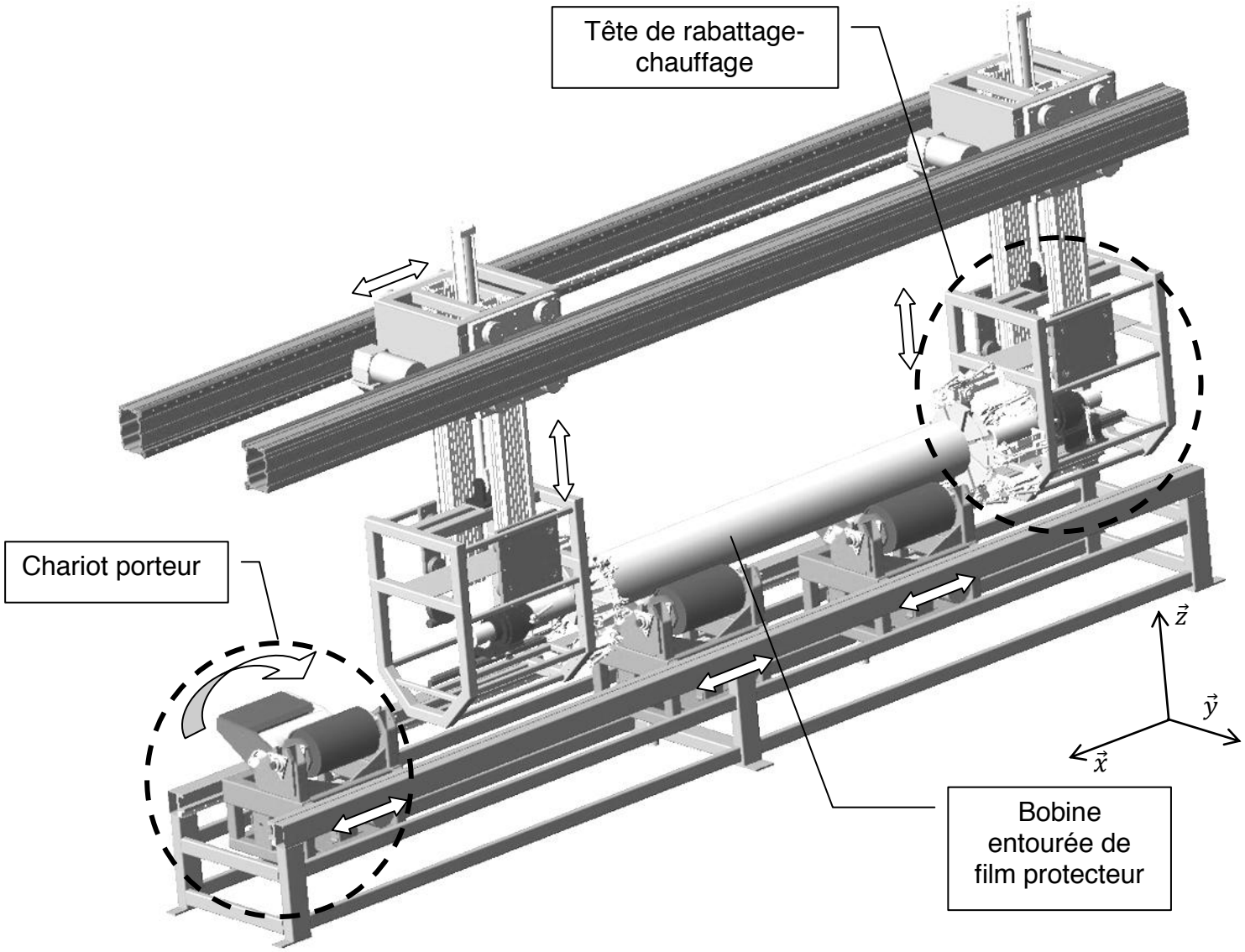


Fig. A 1 - Partie de la conditionneuse dédiée au rabattage et chauffage du film protecteur

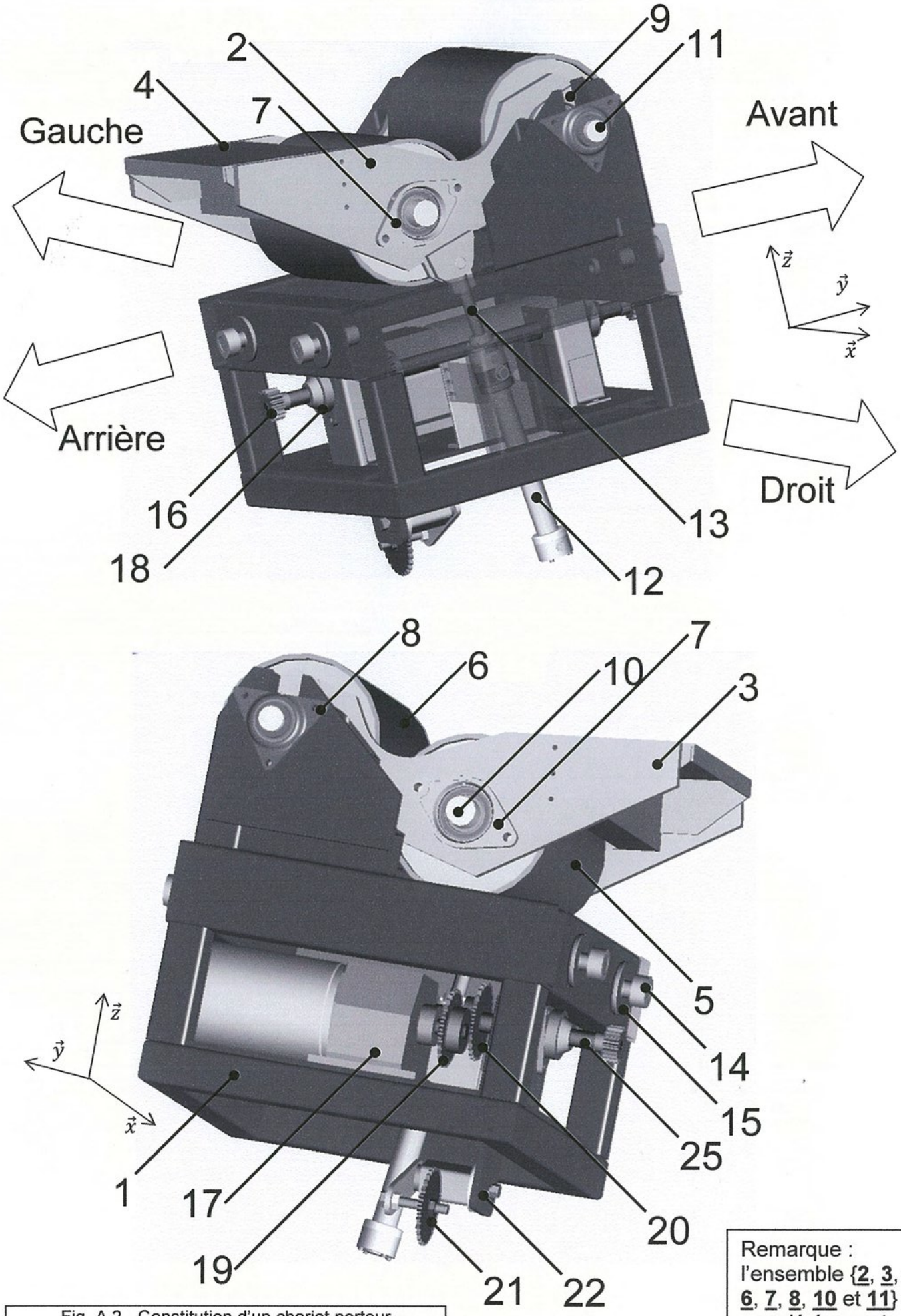


Fig. A 2 - Constitution d'un chariot porteur

Remarque :
l'ensemble {**2**, **3**, **4**, **5**, **6**, **7**, **8**, **10** et **11**} est appelé évacuateur

Tournez la page S.V.P.

25	1	Arbre de transmission		
24	1	Axe de tige de vérin		
23	1	Chaîne		
22	1	Tendeur		
21	1	Pignon tendeur		
20	1	Pignon récepteur		
19	1	Pignon moteur		
18	2	Palier pignon de crémaillère		
17	1	Moto réducteur		
16	2	Pignon de crémaillère	Cu Zn39 Pb2	
15	4	Support galet		
14	4	Galet		
13	1	Tige du vérin		
12	1	Corps du vérin		
11	1	Axe de rouleau réceptionneur	C35	
10	1	Axe de rouleau évacuateur	C35	
9	2	Palier de bras		
8	2	Palier de rouleau réceptionneur		
7	2	Palier de rouleau évacuateur		
6	1	Rouleau réceptionneur	S 235	Mécano-soudé
5	1	Rouleau évacuateur	S 235	Mécano-soudé
4	1	Plateau de réception	S 235	Mécano-soudé
3	1	Bras gauche	S 235	
2	1	Bras droit	S 235	Mécano-soudé
1	1	Châssis	S 235	Mécano-soudé
Rep	Nb	Désignation	Matières	Remarques

Fig. A 3 - Nomenclature

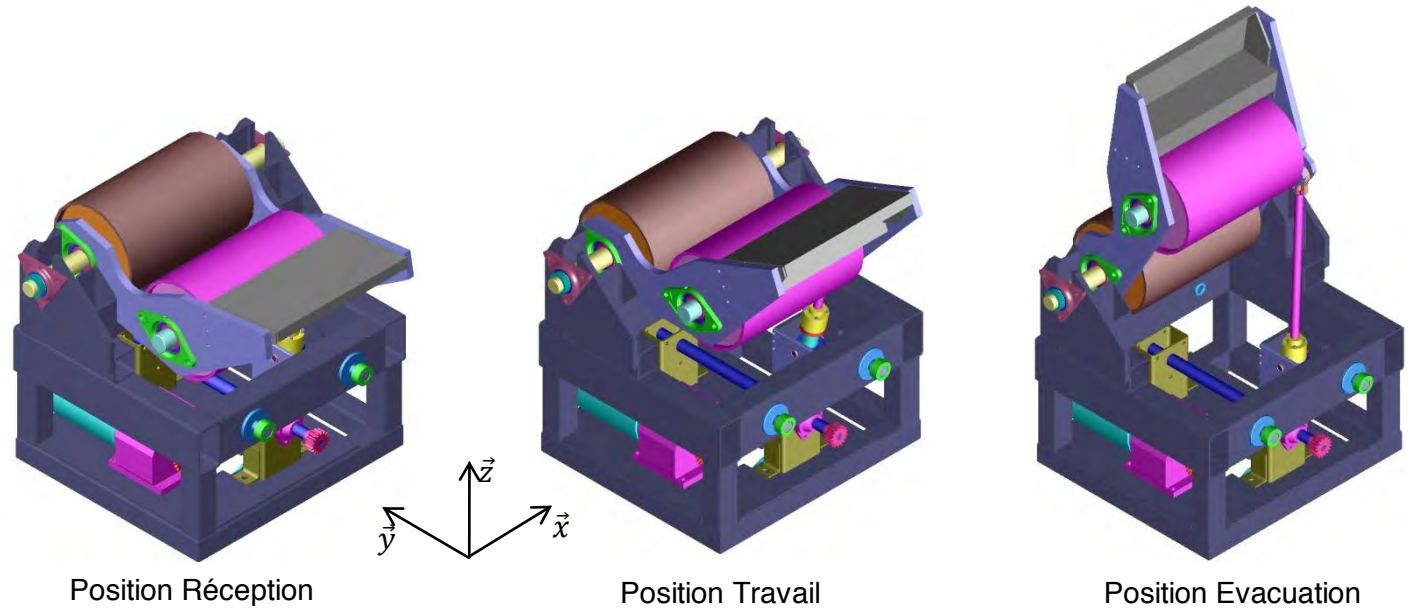


Fig. A 4 - Les différents états du chariot porteur

CATALOGUE DE VÉRINS HYDRAULIQUES NORMALISÉS

► AIDE À LA DÉTERMINATION DES VÉRINS

• Sections / Efforts développés

Chabas&Besson
HYDRAULIC GLOBAL SOLUTIONS

SECTIONS / EFFORTS DÉVELOPPÉS

ø D Alésage	ø d Tige	6020/2	6020/1	6022	S1 (cm²)	S2 (cm²)	S1/S2	Effort poussant : F1 (en daN)			Effort tirant : F2 (daN)			Débit à 0,1 m/s Qv1	Débit à 0,1 m/s Qv2
								160 bar	200 bar	250 bar	160 bar	200 bar	250 bar	(L/min)	(L/min)
25	12	X			4,91	3,78	1,30	785			604			2,9	2,3
	14		X			3,37	1,46				539			2,9	2,0
	18	X	X			2,36	2,08				378			2,9	1,4
32	14	X			8,04	6,50	1,24	1287			1040			4,8	3,9
	18	X	X			5,50	1,46				880			4,8	3,3
	22	X	X			4,24	1,90				679			4,8	2,5
40	18	X			12,57	10,02	1,25	2011			1603			7,5	6,0
	22	X	X			8,77	1,43				1402			7,5	5,3
	28	X	X			6,41	1,96				1025			7,5	3,8
50	22	X			19,63	15,83	1,24	3142	3927	4909	2533			11,8	9,5
	28	X	X			13,48	1,46				2156			11,8	8,1
	32			X		11,59	1,69				1855	2318	2898	11,8	7,0
	36	X	X	X		9,46	2,08				1513	1891	2364	11,8	5,7
63	28	X			31,17	25,01	1,25	4988	6234	7793	4002			18,7	15,0
	36	X	X			20,99	1,48				3359			18,7	12,6
	40			X		18,61	1,68				2977	3721	4652	18,7	11,2
	45	X	X	X		15,27	2,04				2443	3054	3817	18,7	9,2
80	36	X			50,27	40,09	1,25	8042	10053	12566	6414			30,2	24,1
	45	X	X			34,36	1,46				5498			30,2	20,6
	50			X		30,63	1,64				4901	6126	7658	30,2	18,4
	56	X	X	X		25,64	1,96				4102	5127	6409	30,2	15,4
100	45	X			78,50	62,64	1,25	12566	15708	19635	10022			47,1	37,6
	56	X	X			53,91	1,46				8626			47,1	32,3
	63			X		47,37	1,66				7579	9473	11842	47,1	28,4
	70	X	X	X		40,06	1,96				6409	8011	10014	47,1	24,0
125	56	X			122,72	98,09	1,25	19635	24544	30680	15694			73,6	58,9
	70	X	X			84,23	1,46				13477			73,6	50,5
	80			X		72,45	1,69				11592	14491	18113	73,6	43,5
	90	X	X	X		59,10	2,08				9456	11820	14775	73,6	35,5
160	70	X			201,06	162,58	1,24	32170	40212	50265	26012			120,6	97,5
	90	X	X			137,44	1,46				21991			120,6	82,5
	100			X		122,52	1,64				19604	24504	30631	120,6	73,5
	110	X	X	X		106,03	1,90				16965	21206	26507	120,6	63,6
200	90	X			314,16	250,54	1,25	50265	62832	78540	40087			188,5	150,3
	110	X	X			219,13	1,43				35060			188,5	131,5
	125			X		191,44	1,64				30631	38288	47860	188,5	114,9
	140	X	X	X		160,22	1,96				25635	32044	40055	188,5	96,1
250	160			X	490,87	289,81	1,69	78540	98175	122718	46370	57962	72453	294,5	73,9
	180			X		236,40	2,08				37825	47281	59101	294,5	141,8

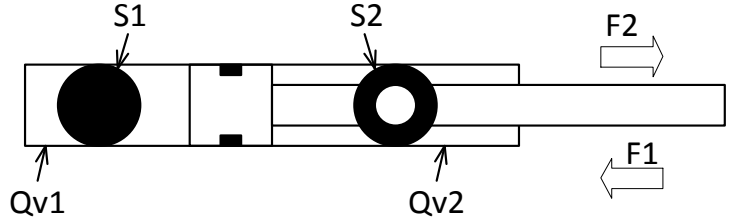
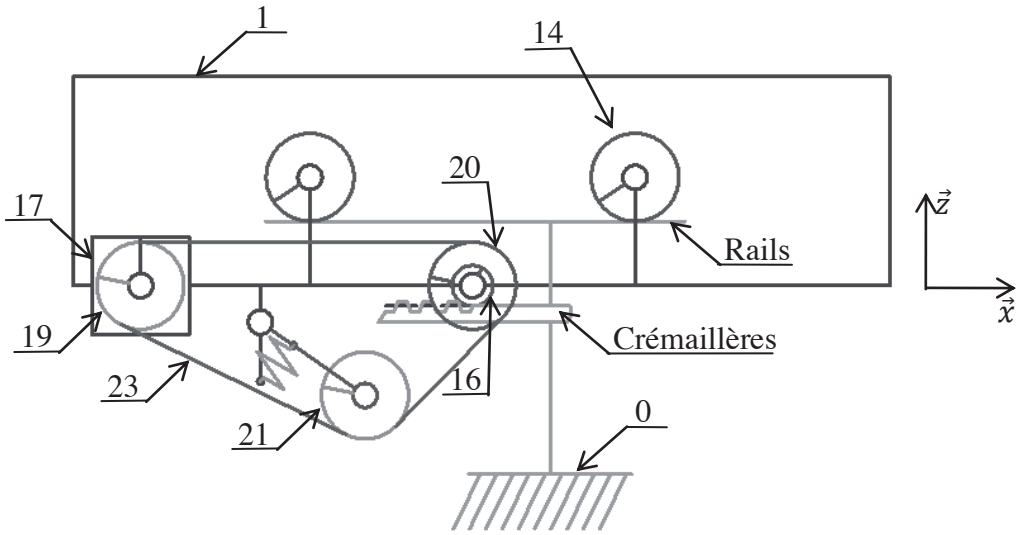


Fig. A 5 - Caractéristiques des vérins hydrauliques (extraits catalogue Chabas&Besson©)

Tournez la page S.V.P.



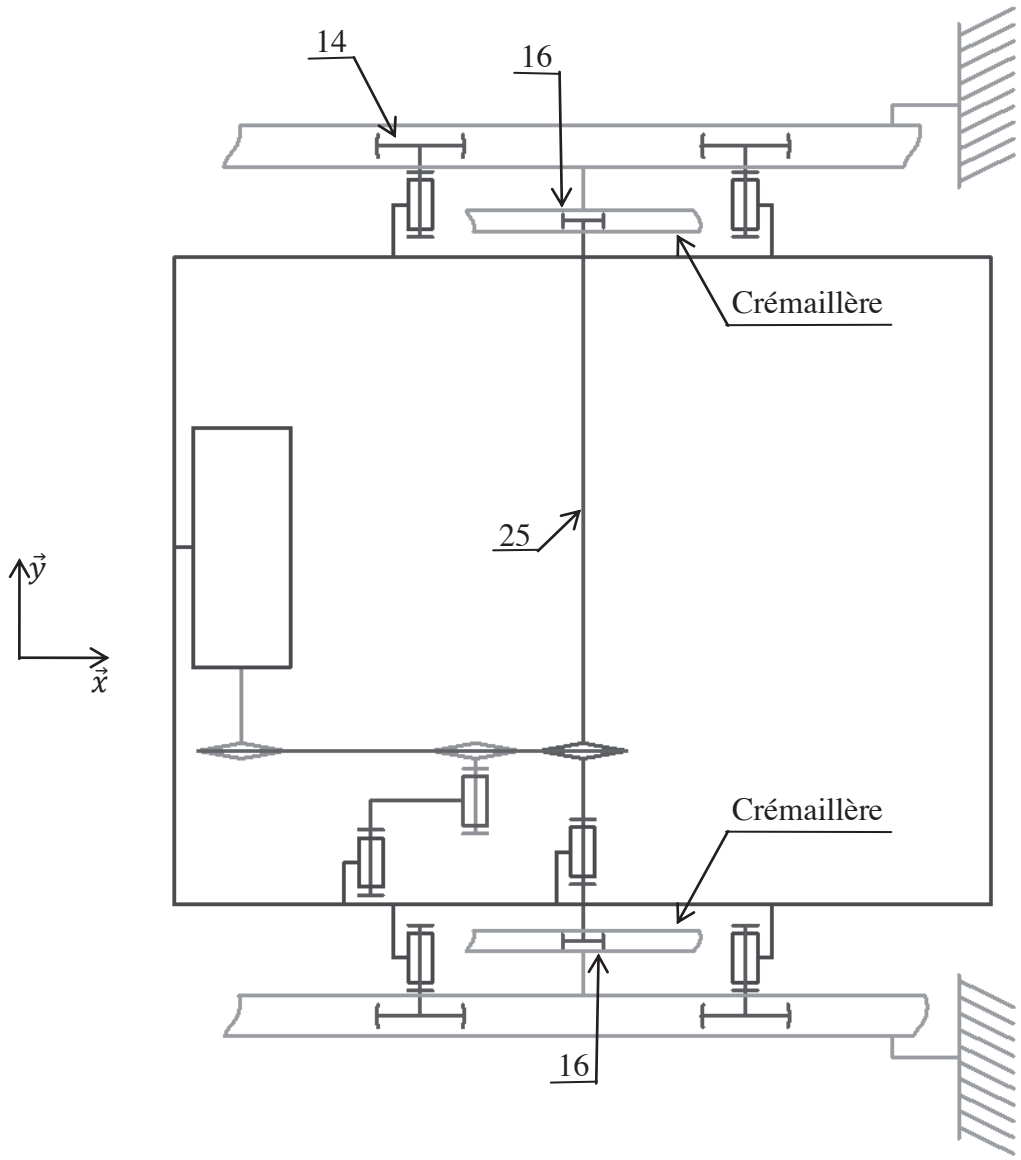


Fig. A 6 - Schémas cinématiques de la transmission de puissance

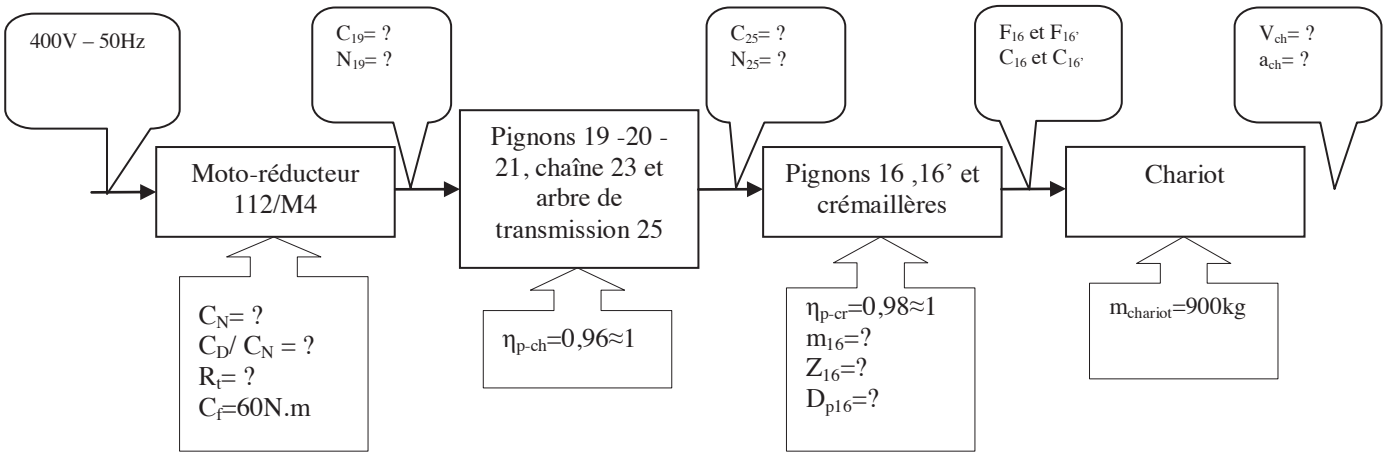


Fig. A 7 - Synoptique de la motorisation de translation d'un chariot

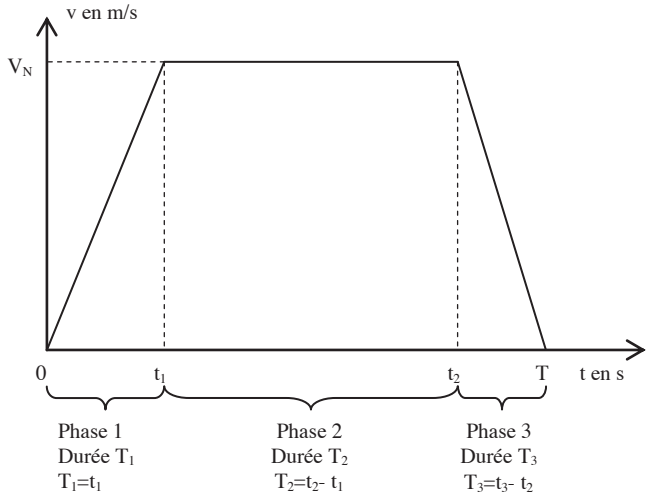
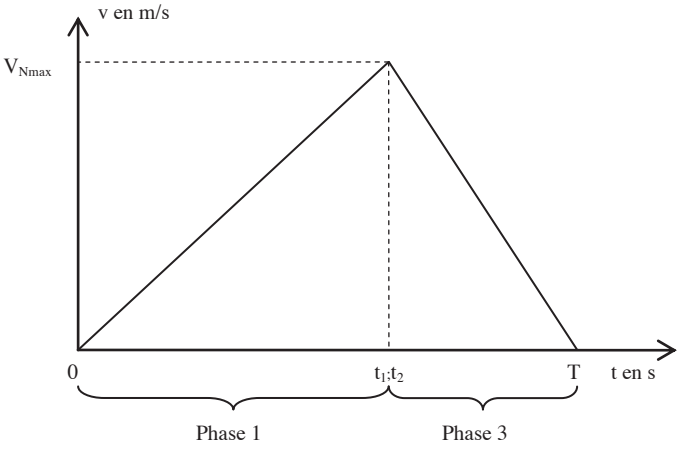
Evolution trapézoïdale de la vitesse	Evolution triangulaire de la vitesse
	
1ère phase : mouvement de translation rectiligne à accélération constante $\overrightarrow{a_1}$. 2ème phase : mouvement de translation rectiligne à vitesse constante $\overrightarrow{V_N}$. 3ème phase : mouvement de translation rectiligne à décélération constante $\overrightarrow{a_3}$.	1ère phase : mouvement de translation rectiligne à accélération constante $\overrightarrow{a_1}$. 2ème phase : inexistante 3ème phase : mouvement de translation rectiligne à décélération constante $\overrightarrow{a_3}$.

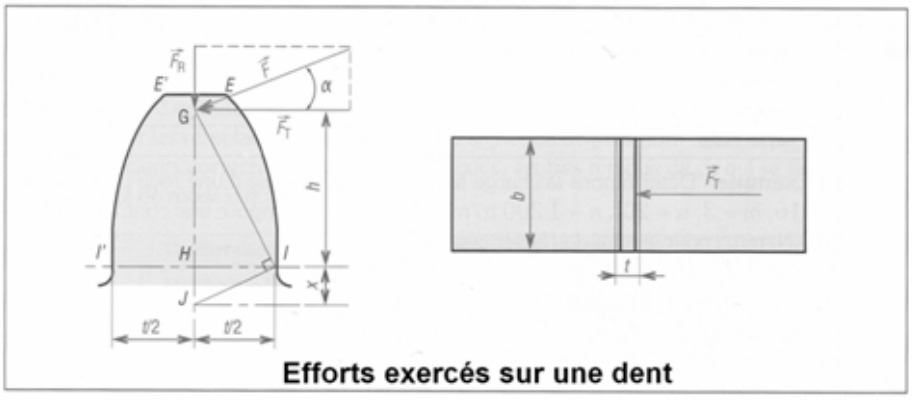
Fig. A 8 – Deux cas d'allure de l'évolution de la vitesse de translation d'un chariot en fonction du temps

Tournez la page S.V.P.

Méthode de Lewis : cas d'un engrenage droit à denture droite

Cette méthode est à l'origine des autres méthodes. Sa formule a été établie en 1892. Elle est encore utilisée aujourd'hui pour des approximations et des études simplifiées.

Inconvénients : méthode majorante, supposant une seule dent en prise ; ne tient pas compte du phénomène de concentration de contraintes au pied de la dent (rayon r_f) et néglige les conditions de service (chocs, fatigue…).



Efforts exercés sur une dent

a) Principe : la dent est calculée en flexion comme une poutre encastrée soumise à l'effort F supposé situé à son extrémité E (ou E').

F peut être remplacé par ses composantes F_T et F_R. Les effets de F_R beaucoup plus faibles sont négligés.

La résistance des matériaux (cours de flexion) montre que la contrainte de flexion est maximale en I (ou I', racine de la dent) et qu'en ce point :

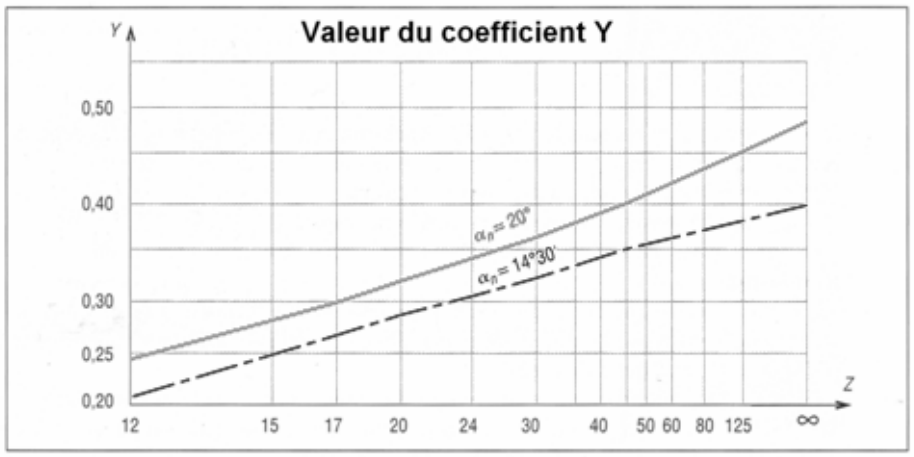
$$\sigma_{maxi} = \frac{F_T}{b.m.Y} = \frac{F_T}{k.m^2.Y} \leqslant R_{pe}$$

$b = k \,.\, m$: largeur de la dent

m : module

R_{pe} : contrainte admissible par le matériau (traction)

La valeur de Y dépend de l'angle de pression α et du nombre de dents Z



16. Valeur du coefficient Y.

Au besoin, un coefficient correcteur (Kv) permet de tenir compte des effets de la vitesse circonférentielle au diamètre primitif ($V = \pi nr/30$) :

$$\sigma_{maxi} = \frac{F_T}{b.m.Y.Kv} \leqslant R_{pe} \text{ avec } Kv = \frac{6}{6+V} \quad (V \text{ en m/s})$$

Fig. A 9 – Dimensionnement d'un engrenage par la méthode de LEWIS – *Extrait de l'ouvrage « Guide des sciences et technologies industrielles » J. L. FANCHON (NATHAN)*

Pour un module m_{16} = **3** mm

	Z	m_{16} (mm)	Dp (mm)	b (mm)	L_{moy} (m)	Cf (N.m)	Rpe (MPa)	Y
	18	**3**	54	22,5	1,5	60	100	0,28

Rr	a_1 ($m.s^{-2}$)	a_3 ($m.s^{-2}$)	V_{n_max} ($m.s^{-1}$)	V_n ($m.s^{-1}$)	T_1 (s)	D_1 (m)	T_3 (s)	D_3 (m)	D_2 (m)	T_2 (s)	T (s)	F_{t16} (N)	K_v	$F_{t\,max}$ (N)
15,6	20,0	2,5	2,57	0,27	0,01	0,00	0,11	0,01	1,48	5,59	5,71	9022	0,96	1810
9,83	20,2	2,5	2,57	0,42	0,02	0,00	0,17	0,04	1,46	3,49	3,68	9078	0,93	1767
6,9	17,2	2,5	2,55	0,59	0,03	0,01	0,24	0,07	1,42	2,39	2,66	7752	0,91	1720
5,12	14,4	2,5	2,52	0,80	0,06	0,02	0,32	0,13	1,35	1,69	2,07	6500	0,88	1668
3,96	8,7	2,5	2,40	1,01	0,12	0,06	0,41	0,21	1,23	1,21	1,74	3926	0,86	1617
2,94	6,5	2,5	2,32	1,36	0,21	0,14	0,55	0,38	0,98	0,72	1,48	2926	0,81	1540
2,55	4,8	2,5	2,21	1,57	0,33	0,26	0,64	0,50	0,74	0,47	1,43	2172	0,79	1497
1,92	3,4	2,5	2,07	2,06	0,60	0,62	0,83	0,86	0,02	0,01	1,45	1541	0,74	1407

	Z	m_{16} (mm)	Dp (mm)	b (mm)	L_{moy} (m)	Cf (N.m)	Rpe (MPa)	Y
	19	**3**	57	22,5	1,5	60	100	0,287

Rr	a_1 ($m.s^{-2}$)	a_3 ($m.s^{-2}$)	V_{n_max} ($m.s^{-1}$)	V_n ($m.s^{-1}$)	T_1 (s)	D_1 (m)	T_3 (s)	D_3 (m)	D_2 (m)	T_2 (s)	T (s)	F_{t16} (N)	K_v	$F_{t\,max}$ (N)
15,6	19,0	2,3	2,50	0,28	0,01	0,00	0,12	0,02	1,48	5,28	5,42	8547	0,96	1849
9,83	19,1	2,3	2,50	0,44	0,02	0,01	0,19	0,04	1,45	3,29	3,50	8600	0,93	1802
6,9	16,3	2,3	2,48	0,63	0,04	0,01	0,27	0,08	1,40	2,24	2,55	7344	0,91	1752
5,12	13,7	2,3	2,45	0,84	0,06	0,03	0,36	0,15	1,32	1,57	1,99	6158	0,88	1696
3,96	8,3	2,3	2,34	1,07	0,13	0,07	0,46	0,25	1,19	1,11	1,69	3719	0,85	1642
2,94	6,2	2,3	2,26	1,44	0,23	0,17	0,62	0,44	0,89	0,62	1,47	2772	0,81	1560
2,55	4,6	2,3	2,15	1,66	0,36	0,30	0,71	0,59	0,61	0,37	1,44	2058	0,78	1515
1,92	3,2	2,3	2,02	2,02	0,62	0,63	0,86	0,87	0,00	0,00	1,49	1460	0,75	1448

	Z	m_{16} (mm)	Dp (mm)	b (mm)	L_{moy} (m)	Cf (N.m)	Rpe (MPa)	Y
	20	**3**	30	22,5	1,5	60	100	0,293

Rr	a_1 ($m.s^{-2}$)	a_3 ($m.s^{-2}$)	V_{n_max} ($m.s^{-1}$)	V_n ($m.s^{-1}$)	T_1 (s)	D_1 (m)	T_3 (s)	D_3 (m)	D_2 (m)	T_2 (s)	T (s)	F_{t16} (N)	K_v	$F_{t\,max}$ (N)
15,6	18,0	2,2	2,44	0,30	0,02	0,00	0,13	0,02	1,48	5,01	5,16	8120	0,95	1887
9,83	18,2	2,2	2,44	0,46	0,03	0,01	0,21	0,05	1,45	3,11	3,35	8170	0,93	1838
6,9	15,5	2,2	2,41	0,66	0,04	0,01	0,30	0,10	1,39	2,11	2,44	6977	0,9	1784
5,12	13,0	2,2	2,39	0,89	0,07	0,03	0,40	0,18	1,29	1,45	1,92	5850	0,87	1725
3,96	7,9	2,2	2,28	1,13	0,14	0,08	0,51	0,29	1,13	1,01	1,66	3533	0,84	1667
2,94	5,9	2,2	2,20	1,52	0,26	0,20	0,68	0,52	0,79	0,52	1,46	2633	0,8	1580
2,55	4,3	2,2	2,10	1,75	0,40	0,35	0,79	0,69	0,46	0,26	1,45	1955	0,77	1533
1,92	3,1	2,2	1,97	1,97	0,64	0,63	0,89	0,87	0,00	0,00	1,52	1387	0,75	1491

Fig. A 10 – Extraits de résultats d'une feuille de calcul pour un module de m_{16} = 3 mm

Tournez la page S.V.P.

Pour un module m_{16} = **4** mm

Z	m_{16} (mm)	Dp (mm)	b (mm)	L_{moy} (m)	Cf (N.m)	Rpe (MPa)	Y
18	**4**	72	30	1,5	60	100	0,28

Rr	a_1 ($m.s^{-2}$)	a_3 ($m.s^{-2}$)	V_{n_max} ($m.s^{-1}$)	V_n ($m.s^{-1}$)	T_1 (s)	D_1 (m)	T_3 (s)	D_3 (m)	D_2 (m)	T_2 (s)	T (s)	F_{t16} (N)	K_v	$F_{t\ max}$ (N)
15,6	15,0	1,9	2,22	0,35	0,02	0,00	0,19	0,03	1,46	4,13	4,34	6767	0,94	3173
9,83	15,1	1,9	2,22	0,56	0,04	0,01	0,30	0,08	1,41	2,52	2,86	6808	0,91	3074
6,9	12,9	1,9	2,20	0,79	0,06	0,02	0,43	0,17	1,31	1,65	2,14	5814	0,88	2968
5,12	10,8	1,9	2,18	1,07	0,10	0,05	0,58	0,31	1,14	1,07	1,74	4875	0,85	2853
3,96	6,5	1,9	2,08	1,35	0,21	0,14	0,73	0,49	0,87	0,64	1,58	2944	0,82	2742
2,94	4,9	1,9	2,01	1,82	0,37	0,34	0,98	0,89	0,27	0,15	1,50	2194	0,77	2578
2,55	3,6	1,9	1,92	1,92	0,53	0,51	1,04	0,99	0,00	0,00	1,56	1629	0,76	2546
1,92	2,6	1,9	1,80	1,80	0,70	0,63	0,97	0,87	0,00	0,00	1,67	1156	0,77	2586

Z	m_{16} (mm)	Dp (mm)	b (mm)	L_{moy} (m)	Cf (N.m)	Rpe (MPa)	Y
19	**4**	76	30	1,5	60	100	0,287

Rr	a_1 ($m.s^{-2}$)	a_3 ($m.s^{-2}$)	V_{n_max} ($m.s^{-1}$)	V_n ($m.s^{-1}$)	T_1 (s)	D_1 (m)	T_3 (s)	D_3 (m)	D_2 (m)	T_2 (s)	T (s)	F_{t16} (N)	K_v	$F_{t\ max}$ (N)
15,6	14,2	1,8	2,16	0,37	0,03	0,00	0,21	0,04	1,46	3,89	4,13	6411	0,94	3238
9,83	14,3	1,8	2,17	0,59	0,04	0,01	0,34	0,10	1,39	2,36	2,74	6450	0,91	3133
6,9	12,2	1,8	2,15	0,84	0,07	0,03	0,48	0,20	1,27	1,52	2,07	5508	0,88	3020
5,12	10,3	1,8	2,12	1,13	0,11	0,06	0,64	0,36	1,08	0,96	1,71	4618	0,84	2897
3,96	6,2	1,8	2,03	1,43	0,23	0,16	0,81	0,58	0,75	0,53	1,57	2789	0,81	2779
2,94	4,6	1,8	1,95	1,92	0,42	0,40	1,09	1,05	0,05	0,03	1,54	2079	0,76	2606
2,55	3,4	1,8	1,87	1,87	0,54	0,51	1,06	0,99	0,00	0,00	1,61	1543	0,76	2624
1,92	2,4	1,8	1,75	1,75	0,72	0,63	1,00	0,87	0,00	0,00	1,72	1095	0,77	2664

Z	m_{16} (mm)	Dp (mm)	b (mm)	L_{moy} (m)	Cf (N.m)	Rpe (MPa)	Y
20	**4**	40	30	1,5	60	100	0,293

Rr	a_1 ($m.s^{-2}$)	a_3 ($m.s^{-2}$)	V_{n_max} ($m.s^{-1}$)	V_n ($m.s^{-1}$)	T_1 (s)	D_1 (m)	T_3 (s)	D_3 (m)	D_2 (m)	T_2 (s)	T (s)	F_{t16} (N)	K_v	$F_{t\ max}$ (N)
15,6	13,5	1,7	2,11	0,39	0,03	0,01	0,24	0,05	1,45	3,68	3,94	6090	0,94	3303
9,83	13,6	1,7	2,11	0,62	0,05	0,01	0,37	0,12	1,37	2,21	2,63	6128	0,91	3190
6,9	11,6	1,7	2,09	0,88	0,08	0,03	0,53	0,23	1,23	1,40	2,01	5233	0,87	3070
5,12	9,8	1,7	2,07	1,18	0,12	0,07	0,71	0,42	1,01	0,85	1,68	4388	0,84	2940
3,96	5,9	1,7	1,97	1,50	0,26	0,19	0,90	0,68	0,63	0,42	1,58	2650	0,8	2815
2,94	4,4	1,7	1,90	1,90	0,43	0,41	1,14	1,09	0,00	0,00	1,58	1975	0,76	2672
2,55	3,3	1,7	1,82	1,82	0,56	0,51	1,09	0,99	0,00	0,00	1,65	1466	0,77	2701
1,92	2,3	1,7	1,70	1,70	0,74	0,63	1,02	0,87	0,00	0,00	1,76	1040	0,78	2741

Fig. A 11 – Extraits de résultats d'une feuille de calcul pour un module de m_{16} = 4 mm

Pour un module m_{16} = **5** mm

Z	m_{16} (mm)	Dp (mm)	b (mm)	L_{moy} (m)	Cf (N.m)	Rpe (MPa)	Y
18	**5**	90	37,5	1,5	60	100	0,28

r	a_1 ($m.s^{-2}$)	a_3 ($m.s^{-2}$)	V_{n_max} ($m.s^{-1}$)	V_n ($m.s^{-1}$)	T_1 (s)	D_1 (m)	T_3 (s)	D_3 (m)	D_2 (m)	T_2 (s)	T (s)	F_{t16} (N)	K_v	$F_{t\,max}$ (N)
15,6	12,0	1,5	1,99	0,44	0,04	0,01	0,30	0,07	1,43	3,22	3,56	5413	0,93	4889
9,83	12,1	1,5	1,99	0,70	0,06	0,02	0,47	0,16	1,32	1,89	2,42	5447	0,9	4704
6,9	10,3	1,5	1,97	0,99	0,10	0,05	0,67	0,33	1,12	1,13	1,90	4651	0,86	4507
5,12	8,7	1,5	1,95	1,33	0,15	0,10	0,90	0,60	0,80	0,60	1,65	3900	0,82	4296
3,96	5,2	1,5	1,86	1,69	0,32	0,27	1,14	0,96	0,26	0,15	1,62	2356	0,78	4096
2,94	3,9	1,5	1,79	1,79	0,46	0,41	1,21	1,09	0,00	0,00	1,67	1756	0,77	4041
2,55	2,9	1,5	1,71	1,71	0,59	0,51	1,16	0,99	0,00	0,00	1,75	1303	0,78	4083
1,92	2,1	1,5	1,61	1,61	0,78	0,63	1,08	0,87	0,00	0,00	1,87	924	0,79	4141

Z	m_{16} (mm)	Dp (mm)	b (mm)	L_{moy} (m)	Cf (N.m)	Rpe (MPa)	Y
19	**5**	95	37,5	1,5	60	100	0,287

r	a_1 ($m.s^{-2}$)	a_3 ($m.s^{-2}$)	V_{n_max} ($m.s^{-1}$)	V_n ($m.s^{-1}$)	T_1 (s)	D_1 (m)	T_3 (s)	D_3 (m)	D_2 (m)	T_2 (s)	T (s)	F_{t16} (N)	K_v	$F_{t\,max}$ (N)
15,6	11,4	1,4	1,94	0,47	0,04	0,01	0,33	0,08	1,41	3,02	3,40	5128	0,93	4987
9,83	11,5	1,4	1,94	0,74	0,06	0,02	0,52	0,19	1,28	1,74	2,33	5160	0,89	4788
6,9	9,8	1,4	1,92	1,04	0,11	0,06	0,74	0,39	1,06	1,01	1,86	4406	0,85	4578
5,12	8,2	1,4	1,90	1,41	0,17	0,12	1,00	0,71	0,67	0,48	1,65	3695	0,81	4354
3,96	5,0	1,4	1,81	1,78	0,36	0,32	1,27	1,13	0,04	0,02	1,66	2232	0,77	4143
2,94	3,7	1,4	1,75	1,75	0,47	0,41	1,24	1,09	0,00	0,00	1,72	1663	0,77	4163
2,55	2,7	1,4	1,67	1,67	0,61	0,51	1,19	0,99	0,00	0,00	1,80	1235	0,78	4205
1,92	1,9	1,4	1,56	1,56	0,80	0,63	1,11	0,87	0,00	0,00	1,92	876	0,79	4264

Z	m_{16} (mm)	Dp (mm)	b (mm)	L_{moy} (m)	Cf (N.m)	Rpe (MPa)	Y
20	**5**	50	37,5	1,5	60	100	0,293

r	a_1 ($m.s^{-2}$)	a_3 ($m.s^{-2}$)	V_{n_max} ($m.s^{-1}$)	V_n ($m.s^{-1}$)	T_1 (s)	D_1 (m)	T_3 (s)	D_3 (m)	D_2 (m)	T_2 (s)	T (s)	F_{t16} (N)	K_v	$F_{t\,max}$ (N)
15,6	10,8	1,3	1,89	0,49	0,05	0,01	0,37	0,09	1,40	2,84	3,26	4872	0,92	5083
9,83	10,9	1,3	1,89	0,77	0,07	0,03	0,58	0,22	1,25	1,61	2,26	4902	0,89	4871
6,9	9,3	1,3	1,87	1,10	0,12	0,06	0,82	0,45	0,98	0,89	1,84	4186	0,85	4649
5,12	7,8	1,3	1,85	1,48	0,19	0,14	1,11	0,82	0,54	0,36	1,66	3510	0,8	4411
3,96	4,7	1,3	1,77	1,77	0,37	0,33	1,32	1,17	0,00	0,00	1,70	2120	0,77	4249
2,94	3,5	1,3	1,70	1,70	0,48	0,41	1,28	1,09	0,00	0,00	1,76	1580	0,78	4284
2,55	2,6	1,3	1,63	1,63	0,62	0,51	1,22	0,99	0,00	0,00	1,84	1173	0,79	4327
1,92	1,8	1,3	1,52	1,52	0,82	0,63	1,14	0,87	0,00	0,00	1,97	832	0,8	4386

Fig. A 12 – Extraits de résultats d'une feuille de calcul pour un module de m_{16} = 5 mm

Tournez la page S.V.P.

Extraits de documents constructeurs relatifs au choix de paliers à roulement

Capacité de charge dynamique et durée de vie

Les valeurs utilisées pour définir la capacité de charge dynamique sont les charges dynamiques de base. Les charges dynamiques de base sont basées sur la norme DIN ISO 281
La capacité de charge dynamique d'un roulement est définie par le comportement à la fatigue de la matière.
La capacité de charge dynamique est définie par la charge dynamique de base et la durée de vie nominale.
La tenue à la fatigue dépend de :

- la charge
- la vitesse de fonctionnement
- la probabilité statistique d'apparition des premiers signes de fatigue.
  La charge dynamique de base C est applicable pour les roulements en rotation. Il s'agit :
  - pour les roulements radiaux, d'une charge radiale constante C_r
  - pour les butées, d'une charge axiale centrée constante C_a.

La charge dynamique de base C est la charge constante en grandeur, sens et direction, sous laquelle un nombre suffisant de roulements, apparemment identiques, atteint une durée nominale d'un million de tours.

Durée de vie préconisée dans certaines machines

Implantation	Durée de vie préconisée en h			
	Roulements à billes		Roulements à rouleaux	
	de	à	de	à
Rouleaux de transporteurs à bande, exploitation à ciel ouvert	46 000	63 000	75 000	110 000
Rouleaux de transporteurs à bande, en général	7 800	21 000	10 000	35 000
Tambours de transporteurs à bande	-	-	50 000	75 000
Machines d'imprimerie	32 000	46 000	50 000	75 000

Capacité de charge statique

Des charges statiques ou intermittentes élevées provoquent des déformations plastiques des chemins de roulement et des éléments roulants. Ces déformations, perceptibles par un niveau sonore encore admissible lors du fonctionnement, limitent la capacité de charge statique du roulement.
Les roulements dont les mouvements de rotation sont rares, voire inexistants, sont dimensionnés en fonction de la charge statique de base C_0.
Selon DIN ISO 76, il s'agit :

- pour les roulements radiaux, d'une charge radiale constante C_{0r}
- pour les butées, d'une charge axiale centrée constante C_{0a}.

La charge statique de base C_0 correspond à la charge occasionnant une déformation permanente d'environ 1/10 000 du diamètre de l'élément roulant aux points de contact.

Charge statique équivalente

La charge statique équivalente P_0 est une valeur déterminée par calcul. Elle correspond à une charge radiale pour les roulements radiaux et à une charge axiale et centrée pour les butées.

P0 a le même effet au point de contact du chemin de roulement et de l'élément roulant le plus chargé que la charge combinée appliquée réellement.

$$P_0 = X_0 \cdot F_{0r} + Y_0 \cdot F_{0a}$$

Avec P_0 : Charge statique équivalente
F_{0r} : Charge radiale statique
F_{0a} : Charge axiale statique
X_0 : Facteur radial figurant dans les tableaux de dimensions
Y_0 : Facteur axial figurant dans les tableaux de dimensions.

Facteur de sécurité statique

Il est conseillé de vérifier le facteur de sécurité statique. Prendre en compte les valeurs indicatives et les charges de fonctionnement intermittentes (chocs) du tableau ci-dessous.

Le facteur de sécurité statique S_0 est le rapport de la charge statique de base C_0 et de la charge statique équivalente P_0 :

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0}$$

Valeurs indicatives pour le facteur de sécurité statique

Conditions de fonctionnement	Facteur de sécurité statique S_0	
	pour les roulements à rouleaux	pour les roulements à billes
Sans chocs ; sans exigence particulière quant à la douceur du mouvement ; faible mouvement de rotation	≧ 1	≧ 0,5
Normales ; mouvements doux et précis	≧ 2	≧ 1
Avec chocs	≧ 3	≧ 2
Mouvements de grande douceur et de grande précision	≧ 4	≧ 3

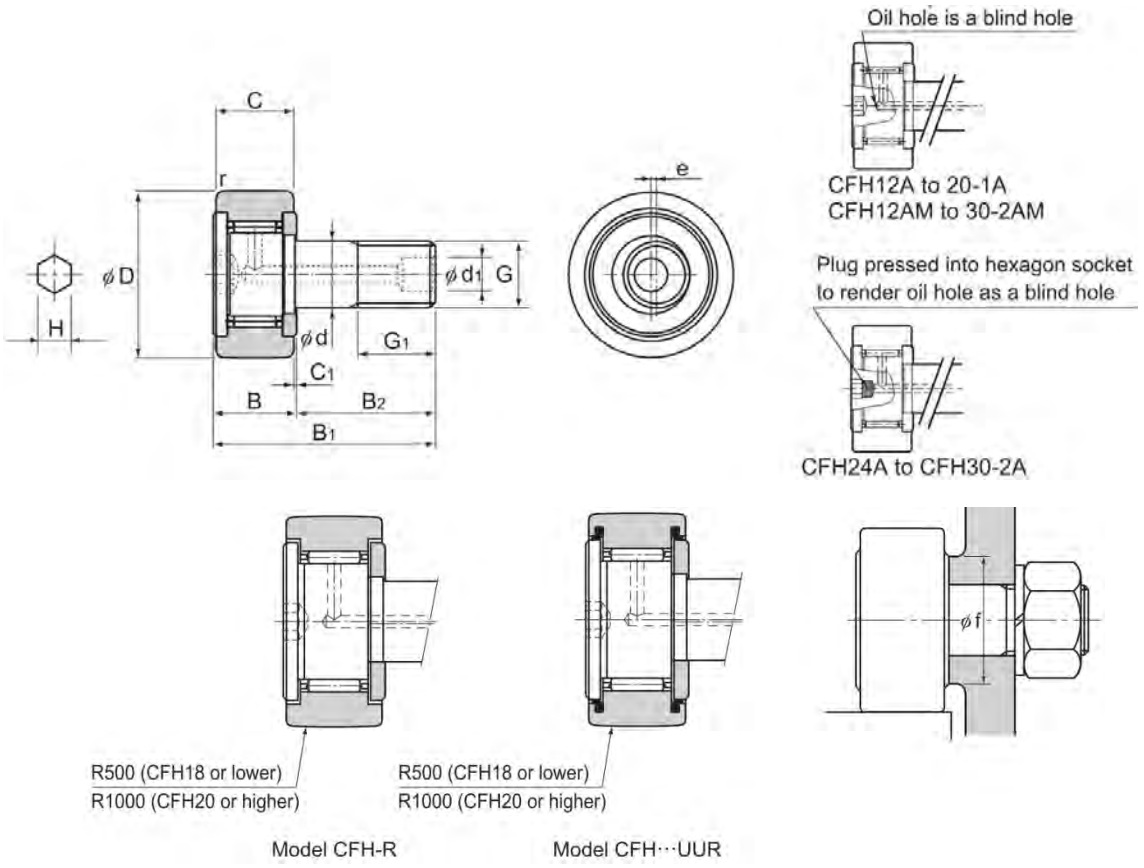
Sources <http://medias.ina.de/medias/fr!hp.tq.cat/tq_hr*ST4_102027403;b39aWZhbbdJd

Fig. A 13 – Extraits de documents constructeurs relatifs au choix de paliers à roulement

Principaux critères à utiliser pour effectuer le choix d'un type de palier à roulement :

	Capacité du palier à
A	supporter une charge purement radiale
B	supporter une charge purement axiale
C	supporter une charge combinée
D	supporter un moment radial
E	supporter une grande vitesse de rotation
F	avoir une grande précision de fonctionnement
G	avoir une rigidité élevée
H	générer un bruit réduit
I	générer de faibles frottements
J	compenser le manque de coaxialité sous fonctionnement
K	compenser des imprécisions de fabrication
L	pouvoir être libre dans la direction axiale
M	avoir un débattement axial dans le roulement

Fig. A 14 – Principaux critères à utiliser pour effectuer le choix d'un type de palier à roulement



Unit: mm

Stud diameter		Main dimensions													Basic load rating				Maximum permissible load	Track load capacity		Rotational speed limit *		Mass	
		Outer diameter	Outer ring width	Threaded			Overall length				Runout			Shoulder height f	With cage		Full rollers			Cylindrical outer ring	Spherical outer ring	With cage	Full rollers	With cage	Full rollers
															C	C_0	C	C_0	F_0						
d	Model No.	D	C	G	G_1	B	B_1	B_2	C_1	d_1	e	H*	r_{min}	(Min.)	kN	kN	kN	kN	kN	kN	kN	min^{-1}	min^{-1}	g	g
5	CFH 5-A	13	9	M5×0.8	7.5	10	23	13	0.5	—*	0.2	3 (2.5)	0.3	9.7	3.14	2.77	—	—	1.42	2.25	0.53	29000	—	10.5	—
6	CFH 6-A	16	11	M6×1	8	12	28	16	0.6	—*	0.25	3	0.3	11	3.59	3.58	6.94	8.5	2.11	3.43	1.08	25000	11000	18.5	19
8	CFH 8-A	19	11	M8×1.25	10	12	32	20	0.6	—*	0.25	4	0.3	13	4.17	4.65	8.13	11.2	4.73	4.02	1.37	20000	8700	28.5	29
10	CFH 10-A	22	12	M10×1.25	12	13	36	23	0.6	—*	0.3	5	0.3	15	5.33	6.78	9.42	14.3	5.81	4.7	1.67	17000	7200	45	46
10	CFH 10-1-A	26	12	M10×1.25	12	13	36	23	0.6	—*	0.3	5	0.3	15	5.33	6.78	9.42	14.3	5.81	5.49	2.06	17000	7200	60	61
12	CFH 12-A	30	14	M12×1.5	13	15	40	25	0.6	6	0.4	6	0.6	20	7.87	9.79	13.4	19.8	9.37	7.06	2.45	14000	5800	95	97
12	CFH 12-1-A	32	14	M12×1.5	13	15	40	25	0.6	6	0.4	6	0.6	20	7.87	9.79	13.4	19.8	9.37	7.45	2.74	14000	5800	105	107
16	CFH 16-A	35	18	M16×1.5	17	19.5	52	32.5	0.8	6	0.5	6	0.6	24	12	18.3	20.6	37.6	17.3	11.2	3.14	10000	4500	170	173
18	CFH 18-A	40	20	M18×1.5	19	21.5	58	36.5	0.8	6	0.6	6	1	26	14.7	25.2	25.2	51.3	26.1	14.4	3.72	8500	3800	250	255
20	CFH 20-A	52	24	M20×1.5	21	25.5	66	40.5	0.8	8	0.7	8	1	36	20.7	34.8	33.2	64.8	32.1	23.2	8.23	7000	3400	460	465
20	CFH 20-1-A	47	24	M20×1.5	21	25.5	66	40.5	0.8	8	0.7	8	1	36	20.7	34.8	33.2	64.8	32.1	21	7.15	7000	3400	385	390
24	CFH 24-A	62	29	M24×1.5	25	30.5	80	49.5	0.8	8	0.8	8	1	40	30.6	53.2	46.7	92.9	49.5	34.2	10.5	6500	2900	815	820
24	CFH 24-1-A	72	29	M24×1.5	25	30.5	80	49.5	0.8	8	0.8	8	1	40	30.6	53.2	46.7	92.9	49.5	39.8	12.9	6500	2900	1140	1140
30	CFH 30-A	80	35	M30×1.5	32	37	100	63	1	8	1	8	1	46	45.4	87.6	67.6	145	73.7	52.6	14.9	5000	2300	1870	1870
30	CFH 30-1-A	85	35	M30×1.5	32	37	100	63	1	8	1	8	1	46	45.4	87.6	67.6	145	73.7	56	16.1	5000	2300	2030	2030
30	CFH 30-2-A	90	35	M30×1.5	32	37	100	63	1	8	1	8	1	46	45.4	87.6	67.6	145	73.7	59.3	17.3	5000	2300	2220	2220

Fig. A 15 – Extraits documentation THK© - Galets excentriques

Tournez la page S.V.P.

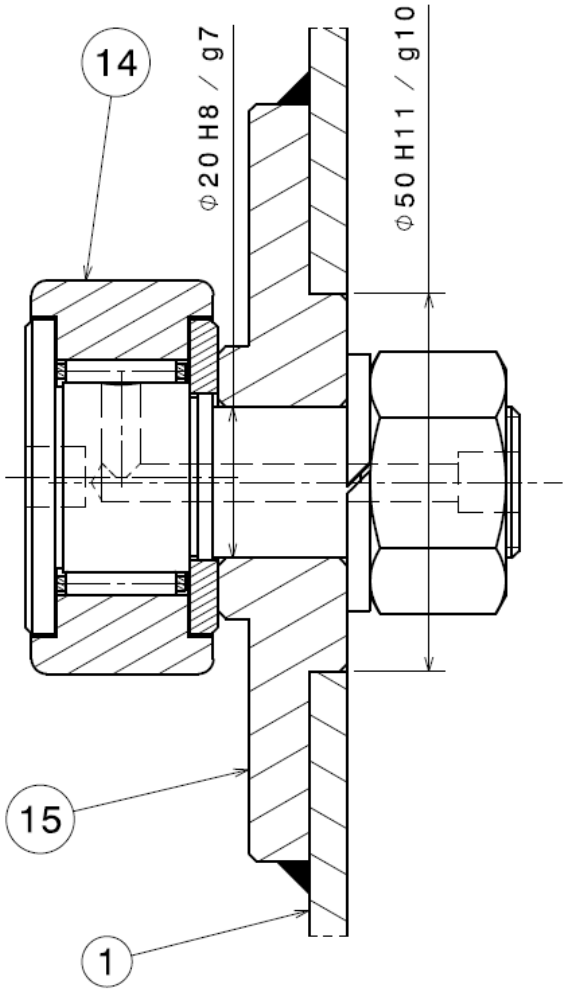


Fig. A 16 – Dessin d'ensemble du montage du galet **14** sur le châssis **1**

Paliers auto-aligneurs SNR



Paliers en fonte grise

Avantages des paliers SNR en fonte grise



- Protection contre la corrosion grâce à des surfaces passivées (*) et vernis
- Regraissables
- Compensation des défauts d'alignement
- Série 300, pour charges élevées
- Large programme standard

(*): Préparation de la surface du métal avant peinture.

Les différents types de paliers auto-aligneurs proposés par SNR sont des paliers à semelle, appliques ou coulisseaux-tendeurs, tête de biele, paliers cartouche. Ils offrent différentes possibilités de fixation, comme par exemple des trous débouchant ou taraudés. Tous les paliers auto-aligneurs SNR en fonte grise sont dotés de trous taraudés permettant de monter les graisseurs.

Instructions

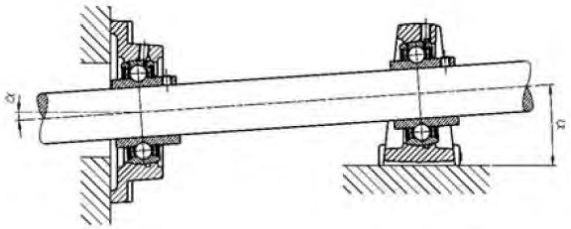
Modalité de livraison

Les paliers auto-aligneurs SNR en fonte grise sont livrés prêt à être montés. Le roulement-insert monté est graissé à vie (Cf. chapître "Lubrification et maintenance", à partir de la page 34). Le trou taraudé permettant de recevoir le graisseur est fermé par un bouchon en caoutchouc. Le graisseur correspondant est fourni séparément.

Défauts d'alignement

Les paliers auto-aligneurs SNR en fonte grise sont en mesure de compenser des défauts d'alignement grâce à leur portée sphérique. Le roulement-insert intégré présente une mobilité angulaire dans tous les sens. Les défauts d'alignement sont ainsi compensés jusqu'à un certain degré.

Attention à la rotulation du roulement dans le palier. Une rotulation permanente induite par une flexion rotative de l'arbre provoquerait une usure du logement et ne peut donc pas être tolérée.



Paliers regraissables
$\alpha = \pm 2°$

Paliers non regraissables
$\alpha = \pm 5°$

Paliers avec bouchon de protection
$\alpha = \pm 1°$

DA15/19

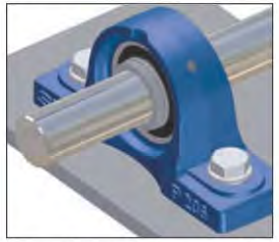
Tournez la page S.V.P.

Montage

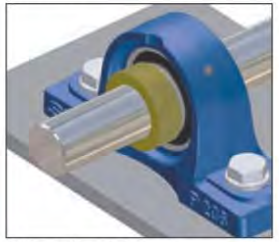
Paliers à semelle et roulements-inserts SNR par fixation à bague excentrique



1. Faire glisser le palier complet sur l'arbre. Ne pas bloquer l'excentrique.



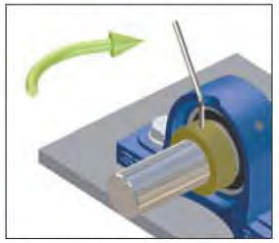
2. Serrer légèrement les vis. Monter le palier sur l'autre extrémité de l'arbre de la même manière. Bloquer



3. Serrer l'excentrique de blocage à la main, de préférence dans le sens de rotation de l'arbre.



4. Bloquer l'excentrique de blocage en utilisant un poinçon et un marteau.



5. Serrer la vis sans tête.

Dans la plupart des cas d'utilisation, les vis cuvette offrent une fixation suffisamment sûre. Lorsque la fixation est réalisée au moyen d'une bague excentrique, il est conseillé d'utiliser des arbres rectifiés pour les portées de paliers selon la tolérance d'arbre **h6 à h9**. Si on utilise des manchons de serrage conique, la tolérance d'arbre **h9** à **h11** est suffisante. Il faut choisir un ajustement légèrement serré lorsque les conditions de service sont plus difficiles, par exemple vibrations ou chocs.

Fig. A 17 – Extraits documentation SNR© relatif aux paliers auto-aligneurs appliques et à semelle

SNR INDUSTRY Palier applique



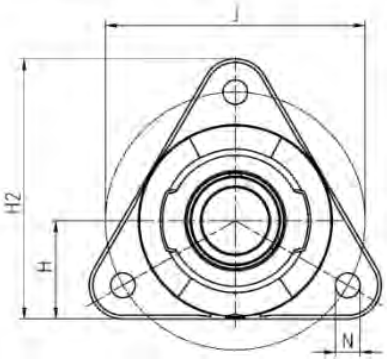
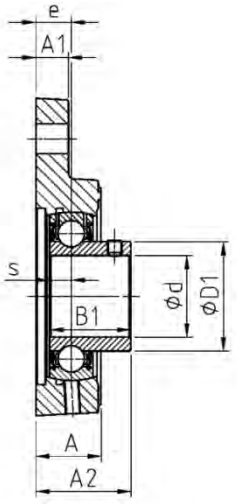
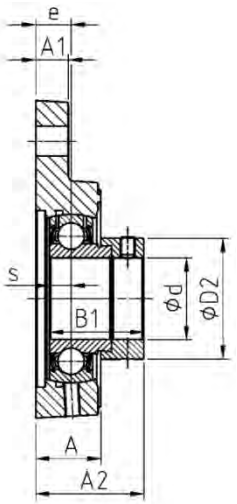


Fig. A 18 – Extraits documentation SNR© relatif aux paliers auto-aligneurs appliques série FTE 200



USFTE200

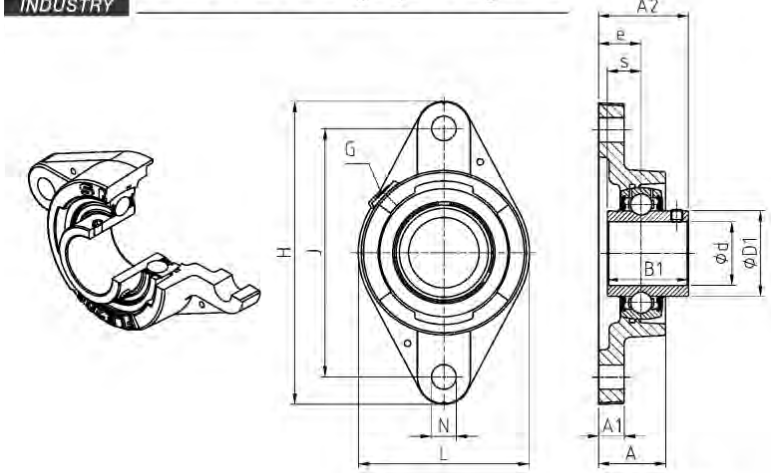


ESFTE200

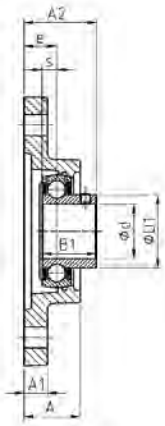
DA16/19

Diamètre d'arbre d	Désignation	Dimensions principales [mm]													Corps de palier	Roulement-insert	Capacité dyn. C	Capacité stat. C_0	Poids	Diamètre d'arbre d
[mm]		H	J	A	A1	A2	H2	e	N	B1	s	D1	D2	G			[kN]	[kN]	[kg]	[mm]
12	USFTE201	31	76,1	20	11	26,0	81	10,0	11,5	22,0	6,0	24,6	-	M6x1	FTE202	US201	9,55	4,78	0,4	12
	ESFTE201	31	76,1	20	11	32,1	81	10,0	11,5	28,6	6,5	-	28,6	M6x1	FTE202	ES201	9,55	4,78	0,4	
15	USFTE202	31	76,1	20	11	26,0	81	10,0	11,5	22,0	6,0	24,6	-	M6x1	FTE202	US202	9,55	4,78	0,4	15
	ESFTE202	31	76,1	20	11	32,1	81	10,0	11,5	28,6	6,5	-	28,6	M6x1	FTE202	ES202	9,55	4,78	0,4	
17	USFTE203	31	76,1	20	11	26,0	81	10,0	11,5	22,0	6,0	24,6	-	M6x1	FTE202	US203	9,55	4,78	0,4	17
	ESFTE203	31	76,1	20	11	32,1	81	10,0	11,5	28,6	6,5	-	28,6	M6x1	FTE202	ES203	9,55	4,78	0,4	
20	USFTE204	35	89,5	20	11	29,0	92	11,0	11,5	25,0	7,0	29,0	-	R1/8"	FTE204	US204	12,80	6,65	0,6	20
	ESFTE204	35	89,5	20	11	34,4	92	11,0	11,5	30,9	7,5	-	33,3	R1/8"	FTE204	ES204	12,80	6,65	0,6	
25	USFTE205	36	96,0	22	12	32,1	97	12,6	11,0	27,0	7,5	34,0	-	R1/8"	FTE205	US205	14,00	7,88	0,6	25
	ESFTE205	36	96,0	22	12	36,0	97	12,6	11,0	30,9	7,5	-	38,1	R1/8"	FTE205	ES205	14,00	7,88	0,6	
30	USFTE206	44	116,0	24	12	35,0	117	13,0	11,0	30,0	8,0	40,3	-	R1/8"	FTE206	US206	19,50	11,20	1,0	30
	ESFTE206	44	116,0	24	12	39,7	117	13,0	11,0	35,7	9,0	-	44,5	R1/8"	FTE206	ES206	19,50	11,20	1,1	
35	USFTE207	48	129,7	27	16	39,1	128	15,6	13,5	32,0	8,5	48,0	-	R1/8"	FTE207	US207	25,70	15,20	1,4	35
	ESFTE207	48	129,7	27	16	45,0	128	15,6	13,5	38,9	9,5	-	55,6	R1/8"	FTE207	ES207	25,70	15,20	1,5	
40	USFTE208	51	140,0	30	16	43,8	137	18,8	13,5	34,0	9,0	53,0	-	R1/8"	FTE208	US208	29,60	18,20	1,7	40
	ESFTE208	51	140,0	30	16	51,5	137	18,8	13,5	43,7	11,0	-	60,3	R1/8"	FTE208	ES208	29,60	18,20	1,7	
45	USFTE209	55	160,0	33	16	50,2	150	19,2	14,0	41,2	10,2	57,2	-	R1/8"	FTE209	US209	31,85	20,80	2,1	45
	ESFTE209	55	160,0	33	16	51,9	150	19,2	14,0	43,7	11,0	-	63,5	R1/8"	FTE209	ES209	31,85	20,80	2,1	
50	USFTE210	55	160,0	33	16	51,8	150	19,2	14,0	43,5	10,9	61,8	-	R1/8"	FTE210	US210	35,10	23,20	2,0	50
	ESFTE210	55	160,0	33	16	51,9	150	19,2	14,0	43,7	11,0	-	69,9	R1/8"	FTE210	ES210	35,10	23,20	2,1	

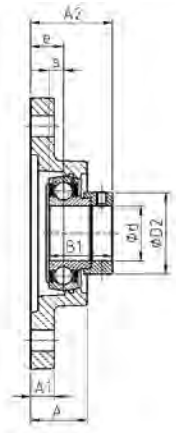
Palier applique



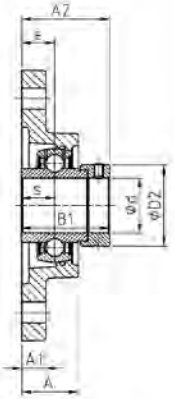
UCFLE200



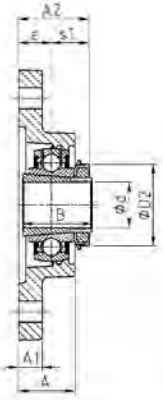
USFL200



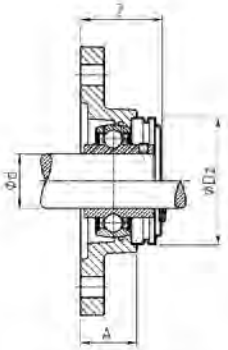
ESFL200



EXFL200
EXFL300



UKFL200H
UKFL300H



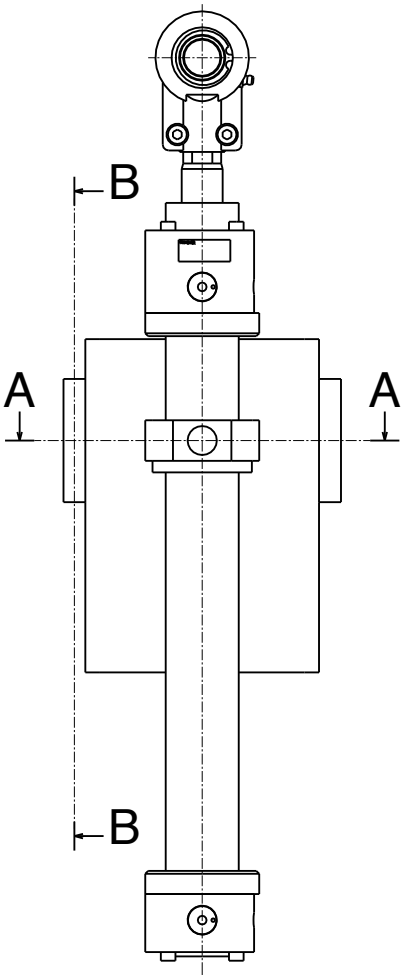
UCFL200CO(CC)

Diamètre d'arbre d	Désignation	Dimensions principales [mm] L	H	J	A	A1	A2	e	N	s1	B	B1	s	D1	D2
45	UCFLE209	111	180	148,5	37,5	13,0	54,2	24	14,0	-	-	49,2	19,0	57,2	-
	USFLE209	111	180	148,5	37,5	13,0	55,0	24	14,0	-	-	41,2	10,2	57,2	-
	ESFLE209	111	180	148,5	37,5	13,0	56,7	24	14,0	-	-	43,7	11,0	-	63,5
	EXFLE209	111	180	148,5	37,5	13,0	58,9	24	14,0	-	-	56,3	21,4	-	63,5
	UKFLE210H	116	190	157,0	41,6	13,0	55,5	28	18,0	27,5	55,0	-	-	-	70,0
50	UCFLE210	116	190	157,0	41,6	13,0	60,6	28	18,0	-	-	51,6	19,0	61,8	-
	USFLE210	116	190	157,0	41,6	13,0	60,6	28	18,0	-	-	43,5	10,9	61,8	-
	ESFLE210	116	190	157,0	41,6	13,0	60,7	28	18,0	-	-	43,7	11,0	-	69,9
	EXFLE210	116	190	157,0	41,6	13,0	66,1	28	18,0	-	-	62,7	24,6	-	69,9
	UKFLE211H	134	222	184,0	45,8	15,0	60,0	31	18,0	29,0	59,0	-	-	-	75,0
55	UCFLE211	134	222	184,0	45,8	15,0	64,4	31	18,0	-	-	55,6	22,2	69,0	-
	USFLE211	134	222	184,0	45,8	15,0	64,5	31	18,0	-	-	45,3	11,8	69,0	-
	ESFLE211	134	222	184,0	45,8	15,0	67,4	31	18,0	-	-	48,4	12,0	-	76,2
	EXFLE211	134	222	184,0	45,8	15,0	74,6	31	18,0	-	-	71,3	27,7	-	76,2
	UKFLE212H	138	238	202,0	50,4	16,0	65,0	34	18,0	31,0	62,0	-	-	-	80,0
60	UCFLE212	138	238	202,0	50,4	16,0	73,7	34	18,0	-	-	65,1	25,4	74,9	-
	USFLE212	138	238	202,0	50,4	16,0	72,8	34	18,0	-	-	53,7	14,9	74,9	-
	ESFLE212	138	238	202,0	50,4	16,0	71,3	34	18,0	-	-	49,3	12,0	-	84,2
	EXFLE212	138	238	202,0	50,4	16,0	80,8	34	18,0	-	-	77,7	30,9	-	84,2
	UKFLE213H	160	258	216,0	57,0	18,0	70,0	38	21,0	32,0	65,0	-	-	-	85,0
65	UCFLE213	160	258	216,0	57,0	18,0	77,7	38	21,0	-	-	65,1	25,4	82,0	-
	EXFLE213	160	258	216,0	57,0	18,0	89,6	38	21,0	-	-	85,7	34,1	-	86,0
	UKFLE215H	160	258	216,0	57,0	18,0	73,5	38	21,0	35,5	73,0	-	-	-	98,0
70	UCFLE214	160	258	216,0	57,0	18,0	82,4	38	21,0	-	-	74,6	30,2	86,5	-
	EXFLE214	160	258	216,0	57,0	18,0	89,6	38	21,0	-	-	85,7	34,1	-	96,8
75	UCFLE215	160	258	216,0	57,0	18,0	82,5	38	21,0	-	-	77,8	33,3	91,5	-
	EXFLE215	160	258	216,0	57,0	18,0	92,8	38	21,0	-	-	92,1	37,3	-	102,0

Diamètre d'arbre d	Corps de palier	Roulement-insert	Bouchon de protection ouvert *	Bouchon de protection fermé **	G	Z	Dz	Capacité dyn. C [kN]	Capacité stat. C_0 [kN]	Poids [kg]
55	FL211	UC211	CO	CC	M6x1	63,7	110,0	43,55	29,20	3,0
	FL211	US211	CO	CC	M6x1	63,7	110,0	43,55	29,20	2,9
	FL211	ES211	***	***	M6x1	***	***	43,55	29,20	2,7
	FL211	EX211	***	***	M6x1	***	***	43,55	29,20	3,3
	FL212	UK212 + H2312	CO	CC	M6x1	74,0	120,0	52,50	32,80	3,8
	FL311	UC311	-	-	M6x1	-	-	71,50	44,80	4,6
	FL311	EX311	-	-	M6x1	-	-	71,50	44,80	5,0
	FL312	UK312 + H2312	-	-	M6x1	-	-	81,60	51,80	5,7
60	FL212	UC212	CO	CC	M6x1	74,0	120,0	52,50	32,80	3,9
	FL212	US212	CO	CC	M6x1	74,0	120,0	52,50	32,80	3,6
	FL212	ES212	***	***	M6x1	***	***	52,50	32,80	3,5
	FL212	EX212	***	***	M6x1	***	***	52,50	32,80	4,2
	FL213	UK213 + H2313	CO	CC	M6x1	74,3	132,0	57,20	40,00	4,8
	FL312	UC312	-	-	M6x1	-	-	81,60	51,80	5,8
	FL312	EX312	-	-	M6x1	-	-	81,60	51,80	6,1
	FL313	UK313 + H2313	-	-	M6x1	-	-	93,86	60,50	7,4
65	FL213	UC213	CO	CC	M6x1	74,3	132,0	57,20	40,00	4,8
	FL213	EX213	***	***	M6x1	***	***	57,20	40,00	5,3
	FL215	UK215 + H2315	-	-	M10x1	-	-	66,00	49,50	5,7
	FL313	UC313	-	-	M6x1	-	-	93,86	60,50	7,3
	FL313	EX313	-	-	M6x1	-	-	93,86	60,50	7,8
	FL315	UK315 + H2315	-	-	M10x1	-	-	113,36	76,80	10,2
70	FL214	UC214	-	-	M10x1	-	-	62,00	45,00	5,4
	FL214	EX214	-	-	M10x1	-	-	62,00	45,00	5,9
	FL216	UK216 + H2316	-	-	M10x1	-	-	72,50	54,20	7,5
	FL314	UC314	-	-	M10x1	-	-	104,26	68,00	8,7
	FL314	EX314	-	-	M10x1	-	-	104,26	68,00	9,3
	FL316	UK316 + H2316	-	-	M10x1	-	-	122,85	86,50	12,8
75	FL215	UC215	-	-	M10x1	-	-	66,00	49,50	5,4
	FL215	EX215	-	-	M10x1	-	-	66,00	49,50	6,0
	FL217	UK217 + H2317	-	-	M10x1	-	-	83,20	63,80	9,0
	FL315	UC315	-	-	M10x1	-	-	113,36	76,80	9,5
	FL315	EX315	-	-	M10x1	-	-	113,36	76,80	10,6
	FL317	UK317 + H2317	-	-	M10x1	-	-	132,60	96,50	14,4

Fig. A 19 – Extraits documentation SNR© relatif aux paliers auto-aligneurs appliques série FL 200

Tournez la page S.V.P.



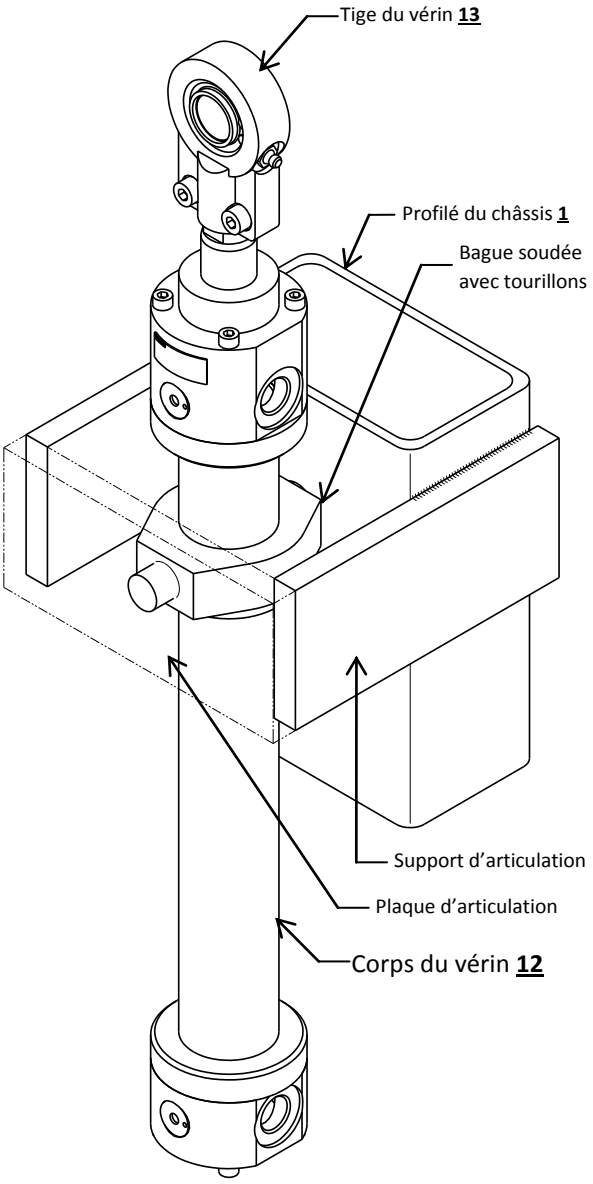
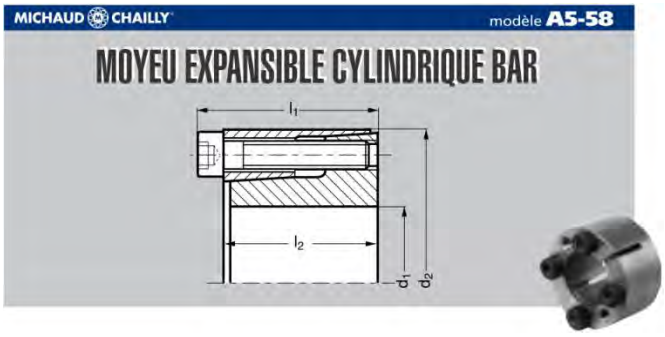


Fig. A 20 – Solution retenue pour le vérin **12** + **13**



MATIÈRE
- Acier.
- Voir généralités pages 538 et 539.

T_s : couple de serrage des vis.
T : couple transmissible.
F : force axiale résistante.
P : pression surface moyeu.
P' : pression surface arbre.

Modèle A5-58
- Tolérances : arbre h9, alésage H9.
- Etat de surface de l'arbre $R_t \leq 12$ µm.

Fig. A 21 – Document constructeur – moyeu expansible

	d_1	d_2	l_1	l_2	Vis de serrage DIN 912 T_s (Nm)	taille	T (Nm)	F (kN)	P (Nmm^2)	P' (Nmm^2)
A5 - 58 - 06	6	16	13,5	11	1,2	M 2,5 x 10	6	2	55	150
A5 - 58 - 07	7	17	13,5	11	1,2	M 2,5 x 10	8	2	55	125
A5 - 58 - 08	8	18	13,5	11	1,2	M 2,5 x 10	10	2,5	50	110
A5 - 58 - 09	9	20	15,5	13	1,2	M 2,5 x 12	15	3	55	120
A5 - 58 - 10	10	20	15,5	13	1,2	M 2,5 x 12	15	3	55	110
A5 - 58 - 11	11	22	15,5	13	1,2	M 2,5 x 12	18	3	50	100
A5 - 58 - 12	12	22	15,5	13	1,2	M 2,5 x 12	20	3	50	90
A5 - 58 - 14	14	26	20	17	2,1	M 3 x 16	35	5	55	105
A5 - 58 - 15	15	28	20	17	2,1	M 3 x 16	40	5	50	100
A5 - 58 - 16	16	32	21	17	4,9	M 4 x 16	70	8	65	130
A5 - 58 - 17	17	35	25	21	4,9	M 4 x 20	75	8	60	120
A5 - 58 - 18	18	35	25	21	4,9	M 4 x 20	80	8	60	115
A5 - 58 - 19	19	35	25	21	4,9	M 4 x 20	85	8	60	110
A5 - 58 - 20	20	38	26	21	9,7	M 5 x 20	150	15	75	140

EXEMPLE DE COMMANDE — réf. A5 - 58 - 12

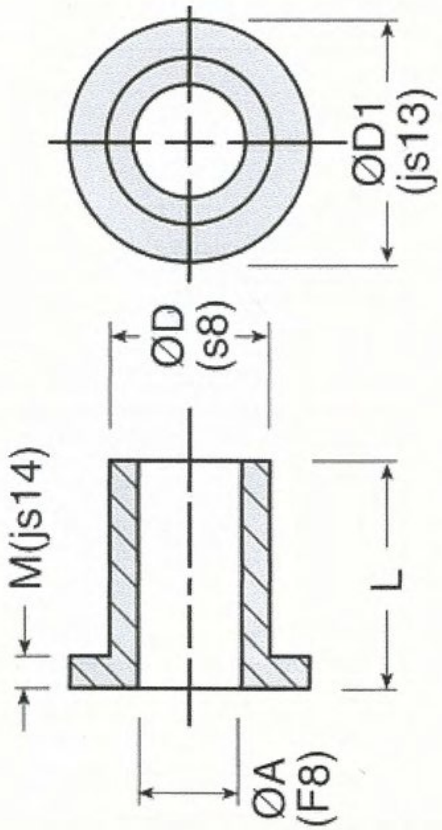
	d_1	d_2	l_1	l_2	Vis de serrage DIN 912 T_s (Nm)	taille	T (Nm)	F (kN)	P (Nmm^2)	P' (Nmm^2)
A5 - 58 - 22	22	40	26	21	9,7	M 5 x 20	160	14	70	130
A5 - 58 - 24	24	47	32	26	16,5	M 6 x 25	250	20	75	140
A5 - 58 - 25	25	47	32	26	16,5	M 6 x 25	260	20	75	135
A5 - 58 - 28	28	50	32	26	16,5	M 6 x 25	440	30	100	185
A5 - 58 - 30	30	55	32	26	16,5	M 6 x 25	470	30	95	175
A5 - 58 - 32	32	55	32	26	16,5	M 6 x 25	500	30	95	165
A5 - 58 - 35	35	60	37	31	16,5	M 6 x 30	730	40	95	165
A5 - 58 - 38	38	65	37	31	16,5	M 6 x 30	800	40	90	155
A5 - 58 - 40	40	65	37	31	16,5	M 6 x 30	840	40	90	145
A5 - 58 - 42	42	75	44	36	40	M 8 x 35	1200	55	90	165
A5 - 58 - 45	45	75	44	36	40	M 8 x 35	1300	55	90	155
A5 - 58 - 48	48	80	44	36	40	M 8 x 35	1850	75	115	195
A5 - 58 - 50	50	80	44	36	40	M 8 x 35	1900	75	115	185

Coussinet à colerette METAFRAM®

METC Bronze fritté auto-lubrifiant



- Palier Bronze
- Matière Bronze BP 25 (FU-E10-62)
- Charge statique maxi : 20N/mm 2
- Charge dynamique maxi : 10N/mm 2
- Vitesse linéaire maxi : 6m/s
- T° d'utilisation de : -5°C à +90°C
- Huile d'imprégnation : T100
- Défaut de coaxialité entre A et D :
ØA≤20mm : tolérance 50µm
20<ØA≤35mm : tolérance 70µm
ØA>35mm : tolérance 100µm
- Tolérance de longueur
L≤10mm : tolérance ±0,1mm
L>10mm : tolérance ±1%



LOGEMENT EN ACIER *(non déformable)*

Ø tolérances **H7**

ARBRE A UTILISER

Pour un coussinet **BP25**

Acier dureté mini **80**kg/mm²

Ra ≤ **0,6**

Ø tolérances **f7**

Références	ØA (F8)	ØD (s8)	L	ØD1 (js13)	M (js14)
METC3-6-4	3	6	4	9	1,5
METC3-6-6	3	6	6	9	1,5
METC3-6-10	3	6	10	9	1,5
METC4-8-4	4	8	4	12	2,0
METC4-8-8	4	8	8	12	2,0
METC4-8-12	4	8	12	12	2,0
METC6-10-6	6	10	6	14	2,0
METC6-10-10	6	10	10	14	2,0
METC6-10-16	6	10	16	14	2,0
METC8-12-8	8	12	8	16	2,0
METC8-12-12	8	12	12	16	2,0
METC8-12-16	8	12	16	16	2,0
METC9-14-6	9	14	6	19	2,5
METC9-14-10	9	14	10	19	2,5
METC9-14-14	9	14	14	19	2,5
METC10-13-10	10	13	10	16	1,5
METC10-13-16	10	13	16	16	1,5
METC10-13-20	10	13	20	16	1,5
METC10-15-10	10	15	10	20	2,5
METC10-15-16	10	15	16	20	2,5
METC10-15-20	10	15	20	20	2,5
METC10-16-8	10	16	8	22	3,0
METC10-16-10	10	16	10	22	3,0
METC10-16-16	10	16	16	22	3,0
METC12-15-12	12	15	12	18	1,5
METC12-15-16	12	15	16	18	1,5
METC12-15-20	12	15	20	18	1,5
METC12-17-12	12	17	12	22	2,5
METC12-17-16	12	17	16	22	2,5
METC12-17-20	12	17	20	22	2,5
METC12-17-25	12	17	25	22	2,5
METC12-18-8	12	18	8	24	3,0
METC12-18-12	12	18	12	24	3,0
METC12-18-20	12	18	20	24	3,0
METC14-18-14	14	18	14	22	2,0
METC14-18-18	14	18	18	22	2,0
METC14-18-22	14	18	22	22	2,0
METC14-20-14	14	20	14	26	3,0
METC14-20-18	14	20	18	26	3,0
METC14-20-22	14	20	22	26	3,0
METC14-20-28	14	20	28	26	3,0
METC15-19-16	15	19	16	23	2,0
METC15-19-20	15	19	20	23	2,0
METC15-19-25	15	19	25	23	2,0
METC15-21-16	15	21	16	27	3,0
METC15-21-20	15	21	20	27	3,0
METC15-21-25	15	21	25	27	3,0
METC15-21-32	15	21	32	27	3,0

Références	ØA (F8)	ØD (s8)	L	ØD1 (js13)	M (js14)
METC16-20-16	16	20	16	24	2,0
METC16-20-20	16	20	20	24	2,0
METC16-20-25	16	20	25	24	2,0
METC16-22-16	16	22	16	28	3,0
METC16-22-20	16	22	20	28	3,0
METC16-22-25	16	22	25	28	3,0
METC16-22-32	16	22	32	28	3,0
METC18-22-18	18	22	18	26	2,0
METC18-22-22	18	22	22	26	2,0
METC18-22-28	18	22	28	26	2,0
METC18-24-18	18	24	18	30	3,0
METC18-24-22	18	24	22	30	3,0
METC18-24-28	18	24	28	30	3,0
METC20-24-16	20	24	16	28	2,0
METC20-24-20	20	24	20	28	2,0
METC20-24-25	20	24	25	28	2,0
METC20-26-16	20	26	16	32	3,0
METC20-26-20	20	26	20	32	3,0
METC20-26-25	20	26	25	32	3,0
METC20-26-32	20	26	32	32	3,0
METC22-27-18	22	27	18	32	2,5
METC22-27-22	22	27	22	32	2,5
METC22-27-28	22	27	28	32	2,5
METC22-28-15	22	28	15	34	3,0
METC22-28-20	22	28	20	34	3,0
METC22-28-25	22	28	25	34	3,0
METC22-28-30	22	28	30	34	3,0
METC22-29-18	22	29	18	36	3,5
METC22-29-22	22	29	22	36	3,5
METC22-29-28	22	29	28	36	3,5
METC22-29-36	22	29	36	36	3,5
METC25-30-20	25	30	20	35	2,5
METC25-30-25	25	30	25	35	2,5
METC25-30-32	25	30	32	35	2,5
METC25-32-20	25	32	20	39	3,5
METC25-32-25	25	32	25	39	3,5
METC25-32-32	25	32	32	39	3,5
METC28-33-22	28	33	22	38	2,5
METC28-33-28	28	33	28	38	2,5
METC28-33-36	28	33	36	38	2,5
METC28-36-22	28	36	22	44	4,0
METC28-36-28	28	36	28	44	4,0
METC28-36-36	28	36	36	44	4,0
METC30-38-20	30	38	20	46	4,0
METC30-38-25	30	38	25	46	4,0
METC30-38-30	30	38	30	46	4,0

Extrait des dimensions existantes

Fig. A 22 – Extraits documents METAFRAM© - Caractéristiques des coussinets à collerette

L'usage de calculatrices est interdit.

Cahier réponses

Épreuve de Sciences Industrielles B

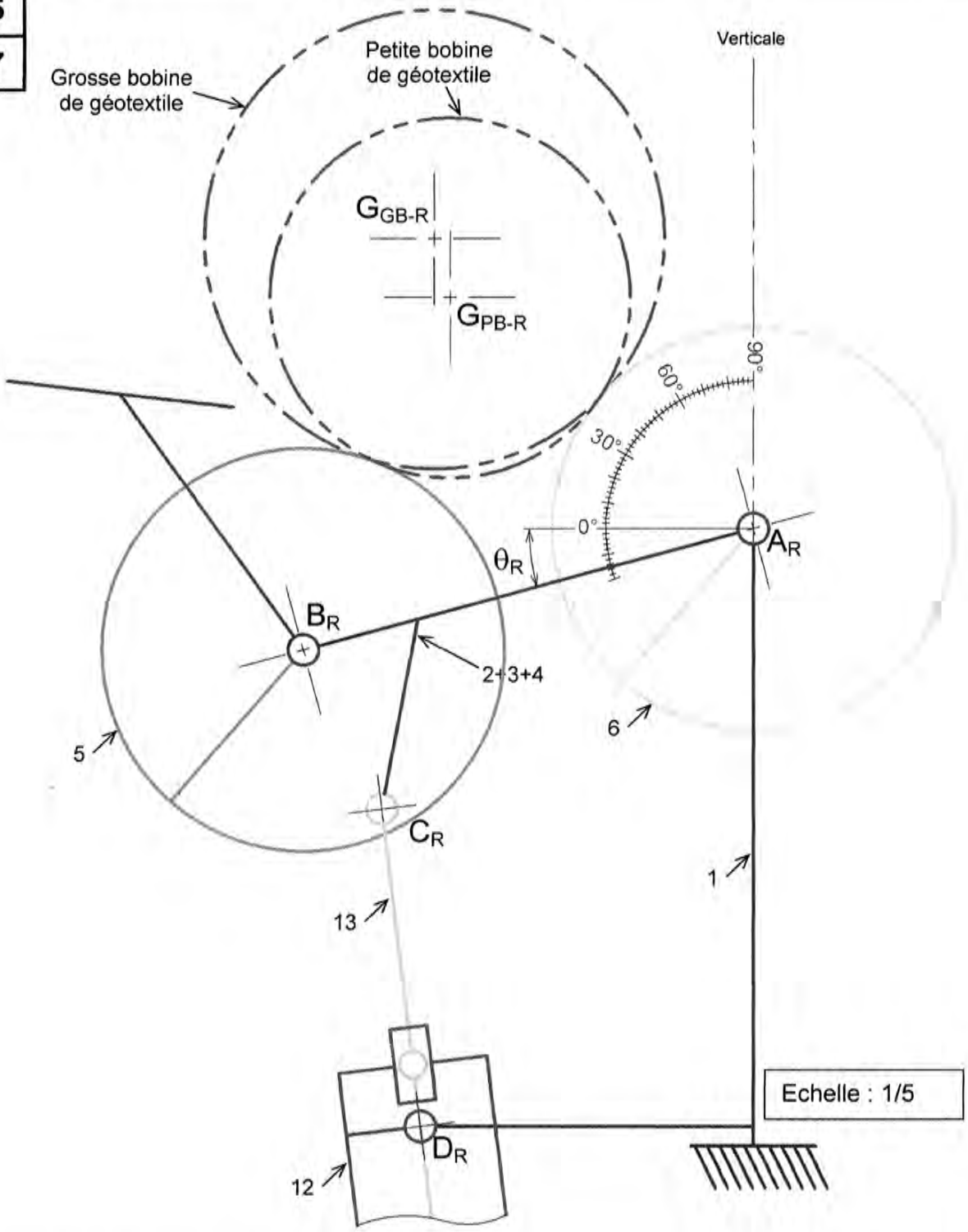
Banque PT - 2013

C

Il est interdit aux candidats de signer leur composition ou d'y mettre un signe quelconque pouvant indiquer sa provenance.

Tournez la page S.V.P.

R1	R5
R4	R7



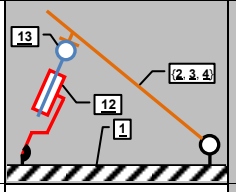
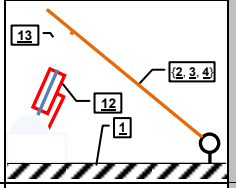
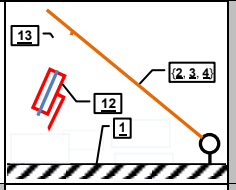
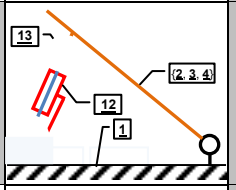
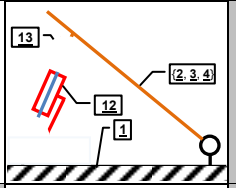
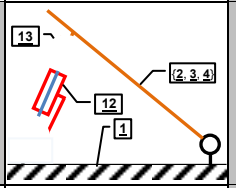
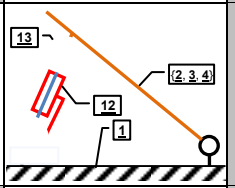
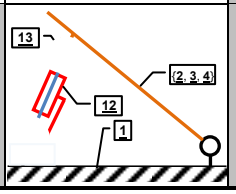
R2	Critère du cahier des charges :	R4	☐ **Grosse bobine** ☐ **Petite bobine**
R3	Condition d'évacuation par gravité :	R6	**$Course_{13\ min}$ =**
R7	Débattement angulaire total :		

R8 m_u =

R10 Relation : h =

R9 Isostatique. Justification :
-
-

R11 $L_{12/13}$:
$DL_{12/13}$ =

$L_{\{2,3,4\}/1}$	DL $_{\{2,3,4\}/1}$	$L_{12/13}$	DL $_{12/13}$	$L_{12/1}$	$DL_{12/1}$	$L_{13/\{2,3,4\}}$	DL $_{13/\{2,3,4\}}$	h	m_u	m_i	Schéma cinématique minimal	Solution N°
Pivot d'axe x		*	*	Encastrement		Ponctuelle		0	*			1
				Encastrement		Linéique rectiligne d'axe $\vec{x}$						2
				Pivot d'axe $\vec{x}$		Pivot d'axe $\vec{x}$						3
					5		4	1		0		4
				Pivot d'axe $\vec{x}$		Rotule						5
				Pivot d'axe $\vec{x}$		Linaire annulaire		0		1		6
				Pivot glissant d'axe $\vec{x}$		Pivot glissant d'axe $\vec{x}$						7
				Pivot glissant d'axe $\vec{x}$				0		1		8

R12

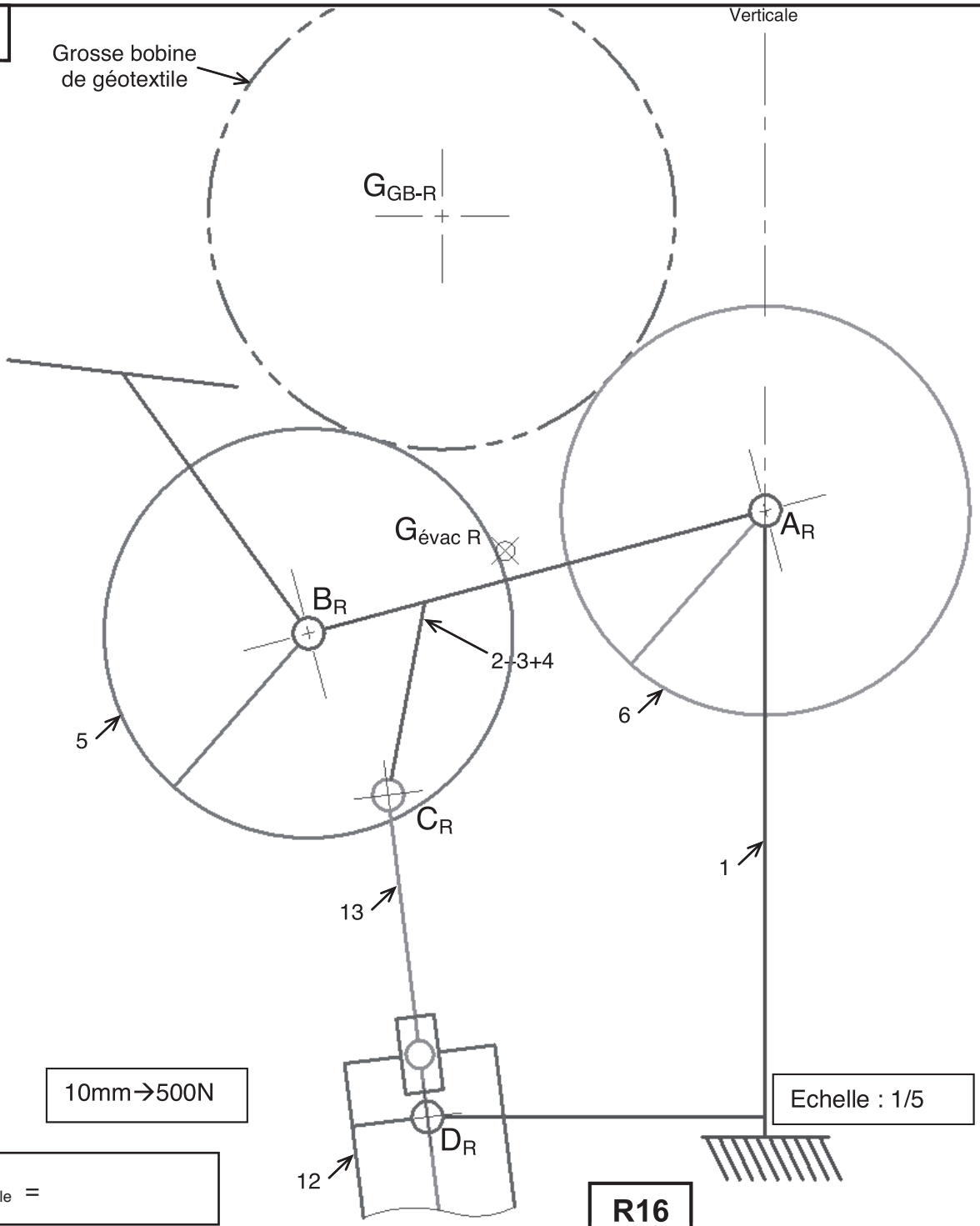
Solutions préconisées:

N°:

Justification :

Tournez la page S.V.P.

R14



$m_{globale}$ =

R13

☐ **Pneumatique**

☐ **Hydraulique**

Justification :

R15

Direction de $\overrightarrow{C_{13/2}}$:

Démarche :

R16

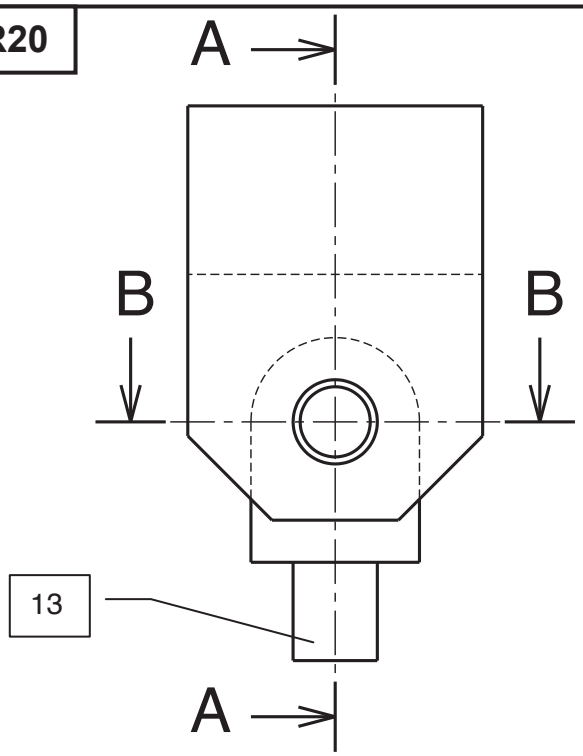
Action	Direction	Sens	Intensité (N)

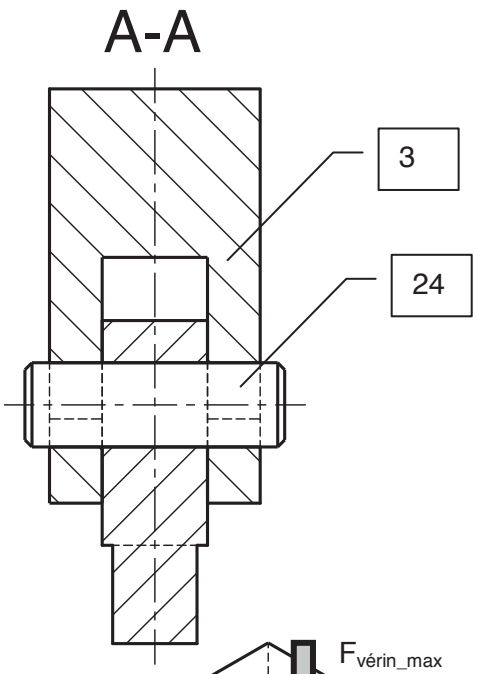
R17 $\|\overrightarrow{C_{13/2}}\|$ =

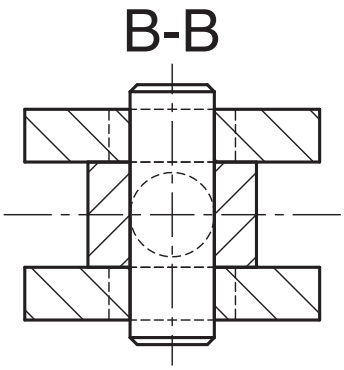
R18 $\varnothing D_{piston\ min}$ =

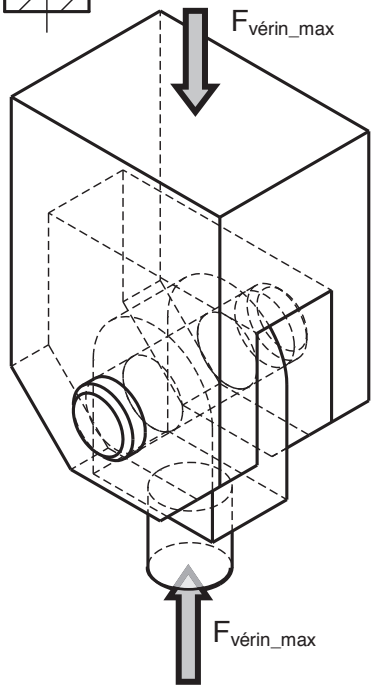
R19 $\varnothing D_{piston}$ =

R20









R21 τ_{max} =

R22 Famille de matériaux :

Justification :

R23 P_{mat_max} =

R24 Dimension à déterminer :

Relation : ..... mini =

Valeur mini : ..... mini =

Commentaires :

Tournez la page S.V.P.

R25 -

-

R26 Système isolé :

Théorème utilisé : Axe de projection :

F_{T16} =

R27 $\|\overrightarrow{a_1}\|$ =

R28 $\|\overrightarrow{a_3}\|$ =

R29 T_1=

R30 X_1=

R31 T_3=

R32 X_3=

R33 V_{Nmax} =

R34 V_N =

R35 X_2=

R36 T_2 =

R37 Nom usuel : Composition :

Caractéristique :

R38 D_{P16} =

R39 Y =

R40 K_V=

R41 $F_{T16\ max\ adm}$ =

R42

Z_{16} - m_{16}									Rr
18 - 3	**19 - 3**	**20 - 3**	**18 - 4**	**19 - 4**	**20 - 4**	**18 - 5**	**19 - 5**	**20 - 5**	
18 - 3 - 15,6	19 - 3 - 15,6	20 - 3 - 15,6	18 - 4 - 15,6	19 - 4 - 15,6	20 - 4 - 15,6	18 - 5 - 15,6	19 - 5 - 15,6	20 - 5 - 15,6	15,6
18 - 3 - 9,83	19 - 3 - 9,83	20 - 3 - 9,83	18 - 4 - 9,83	19 - 4 - 9,83	20 - 4 - 9,83	18 - 5 - 9,83	19 - 5 - 9,83	20 - 5 - 9,83	9,83
18 - 3 - 6,9	19 - 3 - 6,9	20 - 3 - 6,9	18 - 4 - 6,9	19 - 4 - 6,9	20 - 4 - 6,9	18 - 5 - 6,9	19 - 5 - 6,9	20 - 5 - 6,9	6,9
18 - 3 - 5,12	19 - 3 - 5,12	20 - 3 - 5,12	18 - 4 - 5,12	19 - 4 - 5,12	20 - 4 - 5,12	18 - 5 - 5,12	19 - 5 - 5,12	20 - 5 - 5,12	5,12
18 - 3 - 3,96	19 - 3 - 3,96	20 - 3 - 3,96	18 - 4 - 3,96	19 - 4 - 3,96	20 - 4 - 3,96	18 - 5 - 3,96	19 - 5 - 3,96	20 - 5 - 3,96	3,96
18 - 3 - 2,94	19 - 3 - 2,94	20 - 3 - 2,94	18 - 4 - 2,94	19 - 4 - 2,94	20 - 4 - 2,94	18 - 5 - 2,94	19 - 5 - 2,94	20 - 5 - 2,94	2,94
18 - 3 - 2,55	19 - 3 - 2,55	20 - 3 - 2,55	18 - 4 - 2,55	19 - 4 - 2,55	20 - 4 - 2,55	18 - 5 - 2,55	19 - 5 - 2,55	20 - 5 - 2,55	2,55
18 - 3 - 1,92	19 - 3 - 1,92	20 - 3 - 1,92	18 - 4 - 1,92	19 - 4 - 1,92	20 - 4 - 1,92	18 - 5 - 1,92	19 - 5 - 1,92	20 - 5 - 1,92	1,92

R43 Solution optimisée en temps : - -

Pièce *(liaison)*	Type de roulement	Critères prépondérants pour le choix du type de roulement	Type de calcul prépondérant pour ce roulement	Justification
Galets **14** *(guidage chariot **1** / conditionneuse)*	THK CFH20 A	**R44**	Statique ou Dynamique	**R45**
Paliers de bras **9** *(articulation bras **2** et **3** / axe **11**)*	SNR ESFLE212		Statique ou Dynamique	
Paliers de rouleau évacuateur **7** *(pivot rouleau 5 / bras **2** et **3**)*	SNR ESFLE212	A - J - K	Statique ou ~~Dynamique~~	Très faible vitesse de rotation. Quelques tours effectués toutes les 2 minutes.
Paliers de rouleau réceptionneur **8** *(pivot rouleau **6** / chassis **1**)*	SNR ESFTE210	A - J - K	Statique ou ~~Dynamique~~	Très faible vitesse de rotation. Quelques tours effectués toutes les 2 minutes.

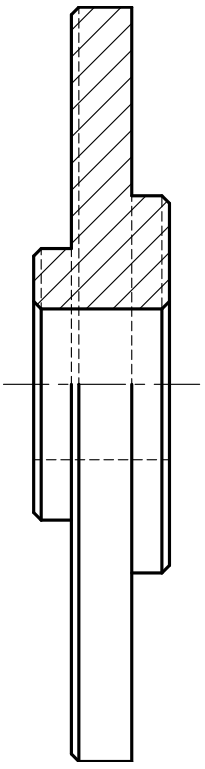
R46 S_{0_14} = Conclusion :

R47 Fonction de l'excentricité :

R48 Couple procédé - matériau :

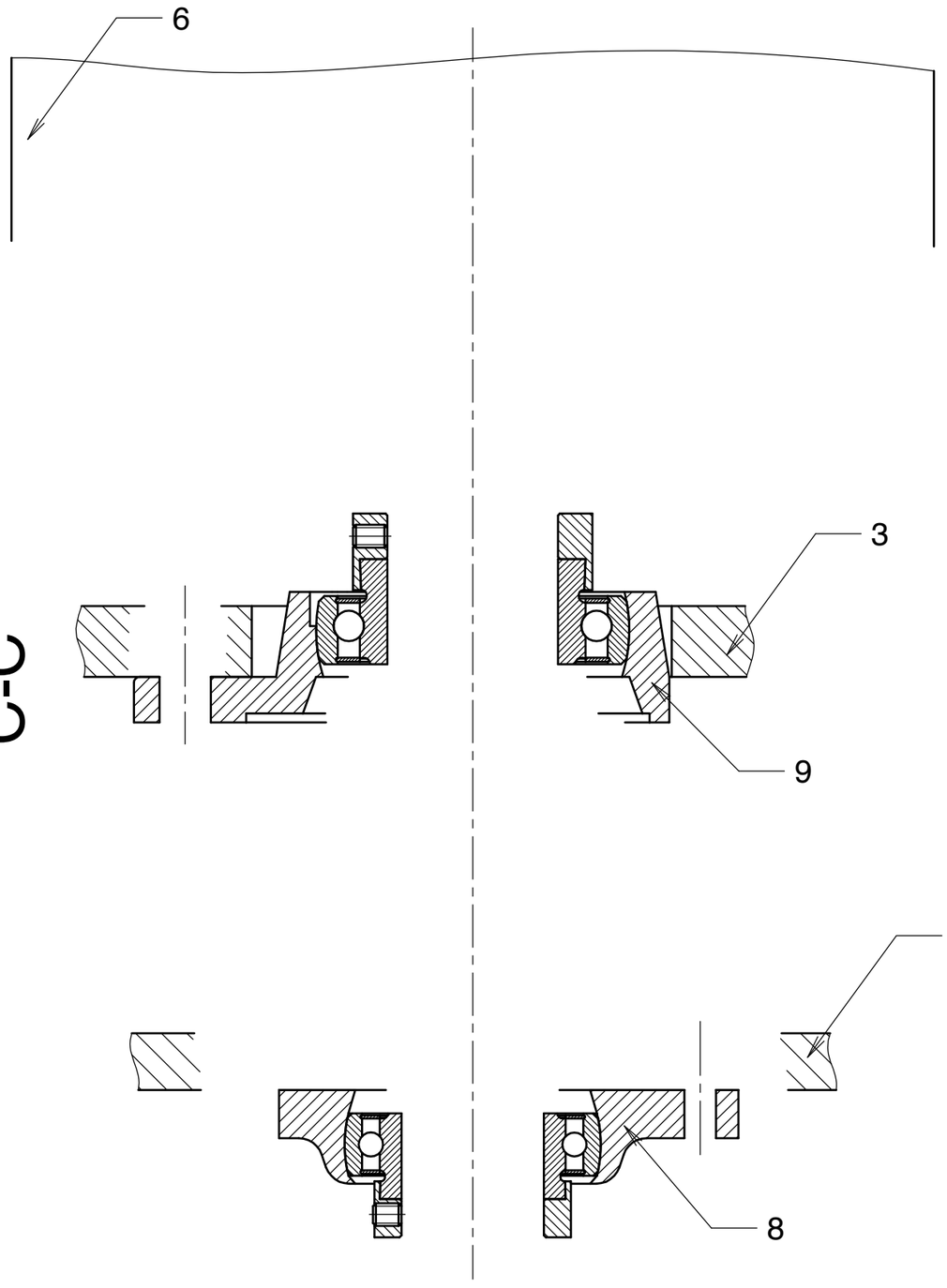
Justification :

R49



Echelle 1:1

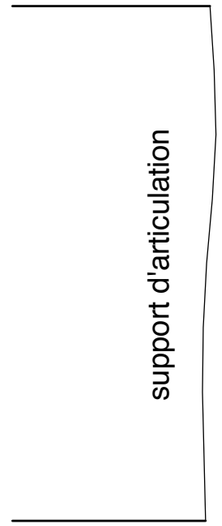
ZONE 3



Echelle 1:2

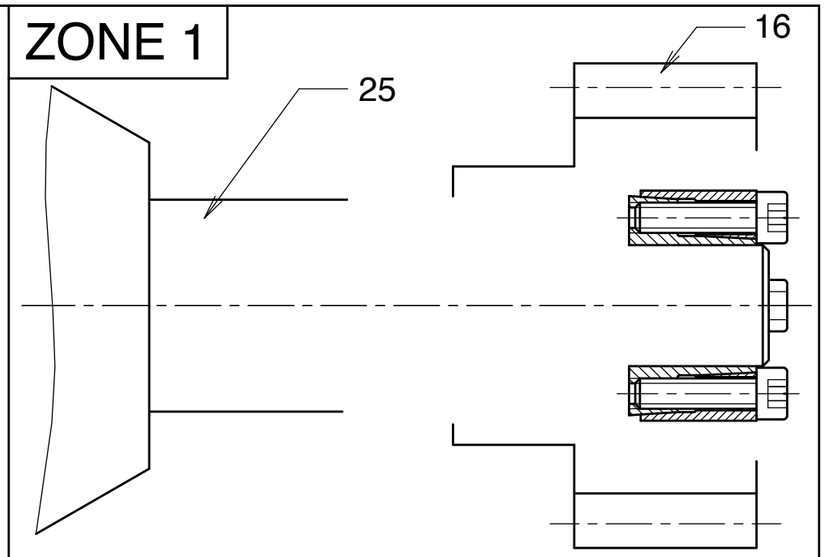
ZONE 2bis

B-B



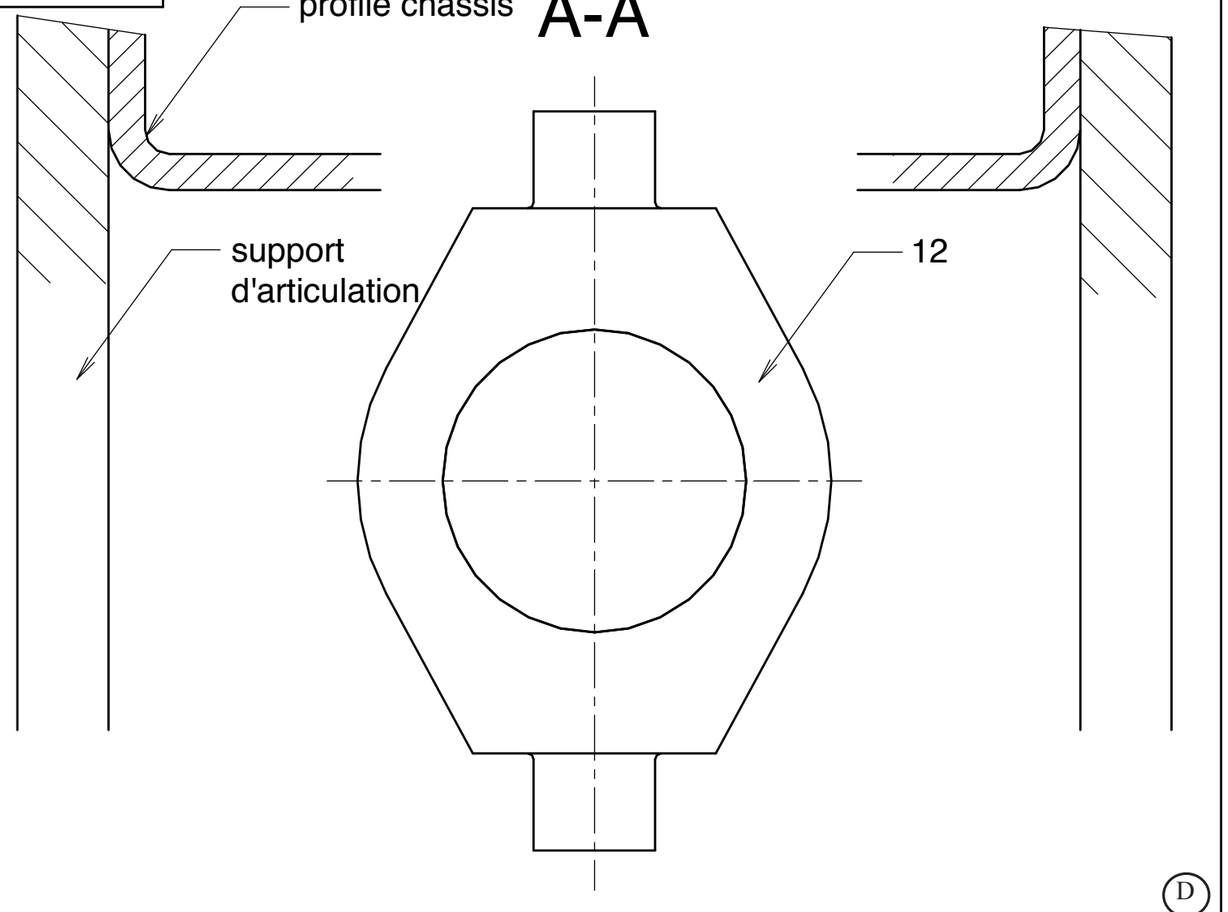
Echelle 1:1

ZONE 1



Echelle 1:1

ZONE 2



Echelle 1:1

D

Travailler les chapitres de ce sujet

Prepa Help suit le programme de PT 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

- Ingénierie système : besoin, exigences et diagrammes SysML
- 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
- Modélisation des actions mécaniques : modèles local et global, frottement, torseurs des liaisons
- Transmetteurs de puissance et trains d'engrenages
- Énergétique : puissances, théorème de l'énergie cinétique, rendement
- Dynamique des systèmes de solides : principe fondamental, stratégie d'isolement, équilibrage

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/banque-pt/pt