

SESSION 2022

CAPLP
CONCOURS EXTERNE ET CAFEP CORRESPONDANT
ET TROISIEME CONCOURS

Section : GÉNIE MÉCANIQUE

Option : CONSTRUCTION

EPREUVE ECRITE DISCIPLINAIRE

Durée : 5 heures

Calculatrice autorisée selon les modalités de la circulaire du 17 juin 2021 publiée au BOEN du 29 juillet 2021.

L'usage de tout ouvrage de référence, de tout dictionnaire et de tout autre matériel électronique est rigoureusement interdit.

Il est demandé au candidat d'utiliser des feuilles de copie distinctes pour chacune des parties traitées et d'insérer les documents réponses, complétés ou non, dans les copies relatives à la partie considérée. Le candidat pourra apporter tous les compléments qu'il souhaite sur ces mêmes copies. L'ensemble sera alors placé dans une copie servant de « chemise » pour toute la composition.

Si vous repérez ce qui vous semble être une erreur d'énoncé, vous devez le signaler très lisiblement sur votre copie, en proposer la correction et poursuivre l'épreuve en conséquence. De même, si cela vous conduit à formuler une ou plusieurs hypothèses, vous devez la (ou les) mentionner explicitement.

NB : Conformément au principe d'anonymat, votre copie ne doit comporter aucun signe distinctif, tel que nom, signature, origine, etc. Si le travail qui vous est demandé consiste notamment en la rédaction d'un projet ou d'une note, vous devrez impérativement vous abstenir de la signer ou de l'identifier.

Tournez la page S.V.P.

A

INFORMATION AUX CANDIDATS

Vous trouverez ci-après les codes nécessaires vous permettant de compléter les rubriques figurant en en-tête de votre copie.

Ces codes doivent être reportés sur chacune des copies que vous remettrez.

► Concours externe du CAPLP de l'enseignement public :

Concours	Section/option	Epreuve	Matière
EFE	4100J	101	9311

► Concours externe du CAFEP/CAPLP de l'enseignement privé :

Concours	Section/option	Epreuve	Matière
EFF	4100J	101	9311

► Troisième concours externe du CAPLP de l'enseignement public :

Concours	Section/option	Epreuve	Matière
EFV	4100J	101	9311

Le sujet comporte **37** pages :

- le dossier sujet commençant par la mise en situation et comportant **37 questions** ;
- le dossier réponse comportant **6 documents réponse** : DR1 à DR6 ;
- le dossier technique comportant 7 pages comportant **8 documents techniques** : DT1 à DT8 ;

RECOMMANDATIONS

Le questionnaire est composé de **3 parties B, C et D** qui se suivent, et qui sont **indépendantes**. Il est proposé au candidat de répartir son temps de travail sur les différentes parties de l'étude de la façon suivante :

Partie A	PRÉSENTATION	lecture 15 min
Partie B	MODULE VERTICAL	1 heure 45 min
Partie C	MODULE TRANSVERSAL	1 heure 30 min
Partie D	MODULE HORIZONTAL	1 heure 30 min

DÉPILEUR DE PILES DE PLAQUES DE PLÂTRE

A. PRÉSENTATION

A.1. L'ENTREPRISE AR TECHMAN

Spécialiste de la réalisation d'équipements et de process industriels complets depuis sa création, cette entreprise, fondée en 1981 à Saintes en Charente Maritime, développe des solutions de manutention automatisées adaptées aux différents secteurs industriels (voir **Figure 1**).

Son activité est la fabrication de matériel de levage et de manutention pour les métiers du bois, de l'agroalimentaire, de l'industrie et des matériaux. Son appartenance au Groupe HYD&AU permet de proposer des solutions clés en main, pour des lignes automatisées et des périphériques de machines.



Agroalimentaire : Grappin spécial canne à sucre

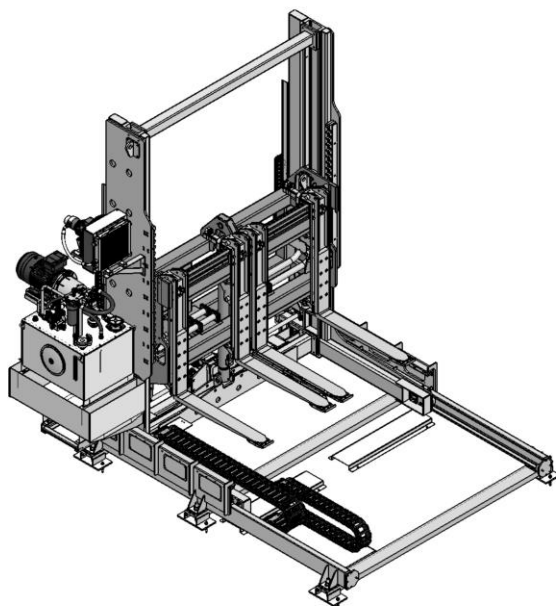


Matériaux : Cellule robotisée de palettisation de tôles inox



Bois : Ligne de production de panneaux de particules

Figure 1 : Exemples de réalisations



L'objet de ce sujet est l'étude d'une des solutions proposées par AR Techman : un **dépileur de pile de plaques de plâtre** (voir **Figure 2**).

Figure 2 : Dépileur à quatre fourches

A.2. LE DÉPILEUR DANS SON CONTEXTE

Le dépileur fait partie intégrante d'une ligne de convoyage, pour le transport de pile de plaques de plâtre. Une pile est constituée d'un à trois lots de plaques, dont les dimensions peuvent varier. Un système de réglage des quatre fourches du dépileur permet de saisir les plaques de dimensions variées sur le convoyeur.

La ligne de convoyage est constituée des postes suivants :

- Poste 1 : dépileur ;
- Poste 2 : poste de nettoyage ;
- Poste 3 : poste d'emballage ;
- Poste 4 : empileur.

Un plan de ligne du convoyage est donné sur la **Figure 3**.

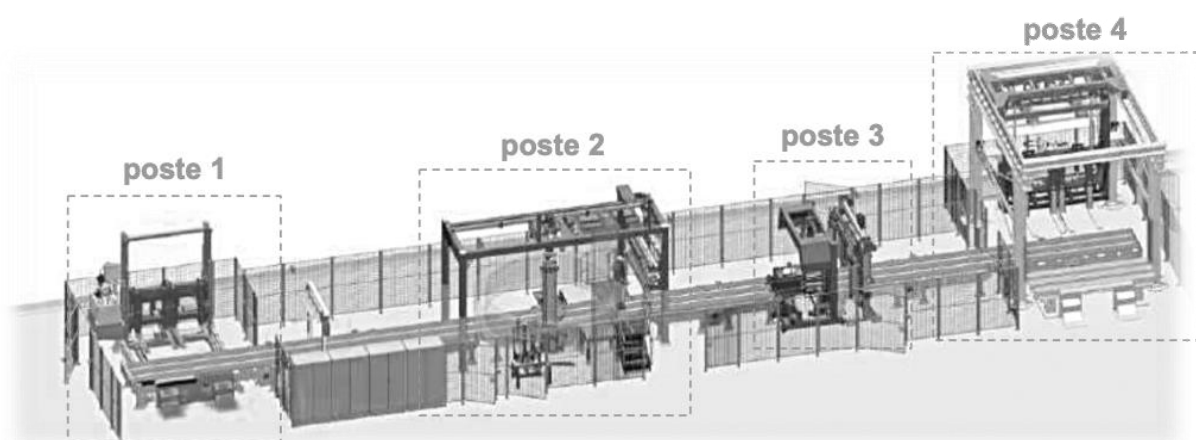


Figure 3 : Plan de ligne

Le fonctionnement de la ligne, **lorsque la pile est constituée de 2 lots**, est décrit ci-après :

- le cariste dépose une pile constituée de 2 lots sur le quai de chargement (poste 1) ;
- les fourches du dépileur se positionnent ensuite au-dessus du premier lot ;
- le dépileur lève le lot supérieur, puis le lot inférieur est transféré vers le poste de nettoyage (poste 2) ;
- une fois le lot inférieur évacué, le dépileur descend la pile constituée du lot restant et celui-ci est envoyé vers le poste de nettoyage ;
- le lot est ensuite transféré vers le poste d'emballage (poste 3) ;
- l'empileur (poste 4) saisit le lot évacué et le lève en fonction de la hauteur programmée.
- une fois le lot suivant évacué, l'empileur dépose le lot prélevé sur le lot évacué, puis saisit les 2 lots ;
- lorsque la pile finale est réalisée, l'empileur prélève les 2 lots et les dépose sur la table d'évacuation, puis revient à sa position initiale.

Dans ce sujet, qui traite du dimensionnement du dépilleur (poste 1), la configuration la plus défavorable est choisie lorsque la pile est constituée de 3 lots et que le dépilleur soulève au maximum 2 lots de 2500 kg chacun. On donne ainsi la description du cycle du dépilleur ci-après (voir **Figure 4**) pour une pile de 3 lots. Dans cette configuration, le dépilleur fonctionne sur un cycle de 53 lots par heure :

- les informations (nombre de lots, dimensions, numéro de série) de la pile sont saisies et le cariste dépose une pile de 3 lots sur le convoyeur ;
- **(Phase 1)** les fourches se positionnent transversalement (en fonction de dimensions des palettes) ;
- **(Phase 2)** les fourches se lèvent (à vide) ;
- **(Phase 3 et 4)** les fourches se positionnent horizontalement au-dessus du lot inférieur (à vide) puis se lèvent verticalement pour charger la partie supérieure de la pile. Le lot inférieur est transféré par le convoyeur vers le poste de nettoyage (poste 2) ;
- **(Phase 5)** les fourches descendent et déposent la pile sur le convoyeur ;
- **(Phase 6)** lorsque les fourches sont libres, elles reculent horizontalement (à vide).
- Le dépilleur renouvelle **les phases 2, 3, 4, 5 et 6** pour soulever le lot supérieur de la pile. Les deux lots restants sont transférés vers le poste 2 l'un après l'autre.

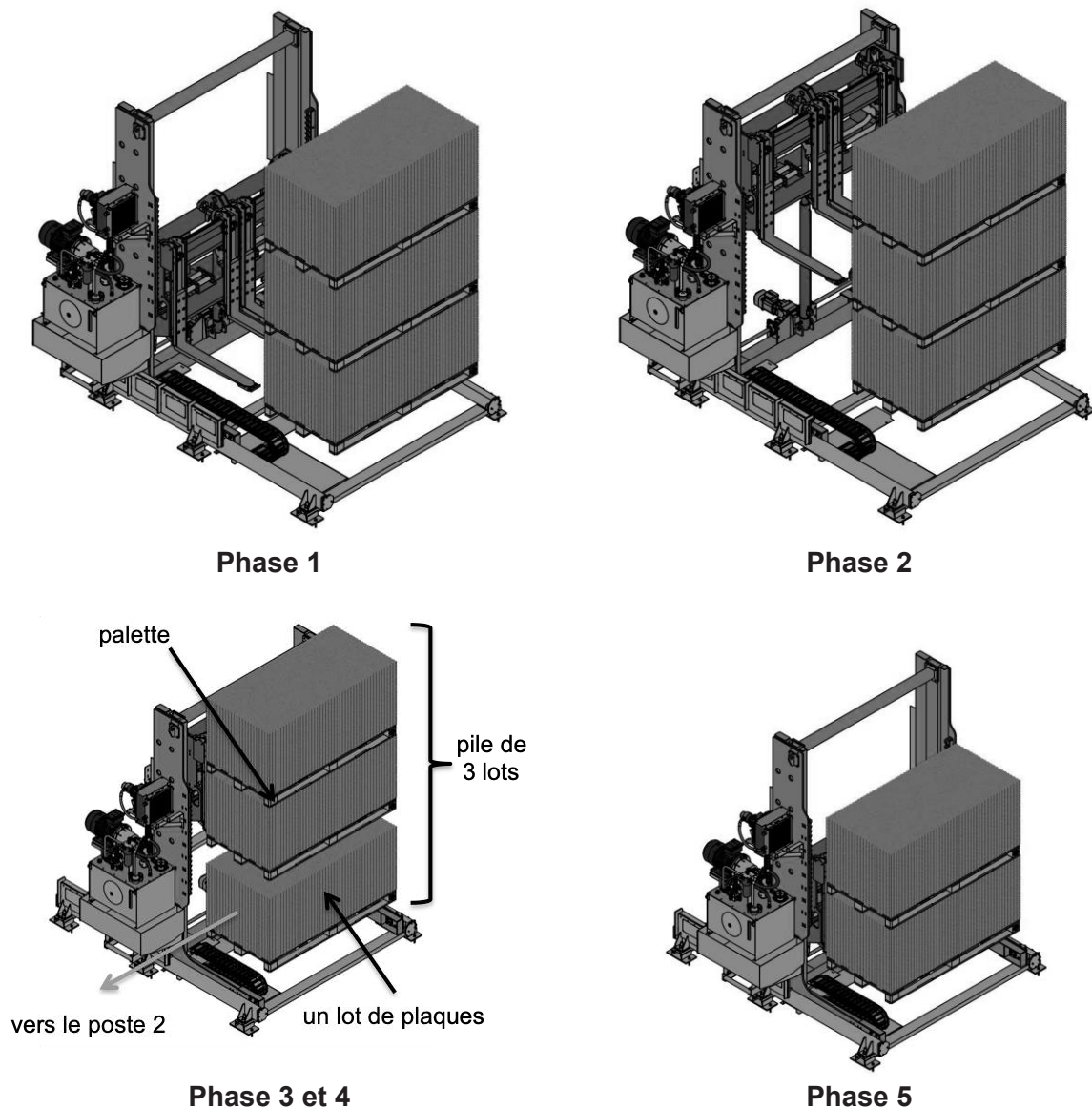


Figure 4 : Phases 1, 2, 3, 4 et 5 du cycle du dépilleur pour une pile de 3 lots

A.3. STRUCTURE DU DÉPILEUR DE PALETTES

Le dépileur est constitué (voir **Figure 5**) :

- du module longitudinal (**0**) constitué d'un châssis mécano soudé et fixé au sol ;
- du module horizontal (**1**) constitué d'un chariot de translation horizontale par système pignon/crémaillère à commande motorisée d'une course de 1500 mm ;
- du module vertical (**2**) constitué d'un chariot de translation verticale d'une course de 1600 mm, à commande hydraulique (groupe hydraulique et vérin) ;
- de quatre modules transversaux (**3**) constitués chacun d'une fourche de levage. Ces quatre modules sont réglables en entraxe suivant un plan de calage, par un système pignon/crémaillère commandé par 4 servomoteurs indépendants. La capacité maximale de levage est de 5 t.

Le diagramme de définition des blocs du dépileur est donné sur le document technique **DT1**.

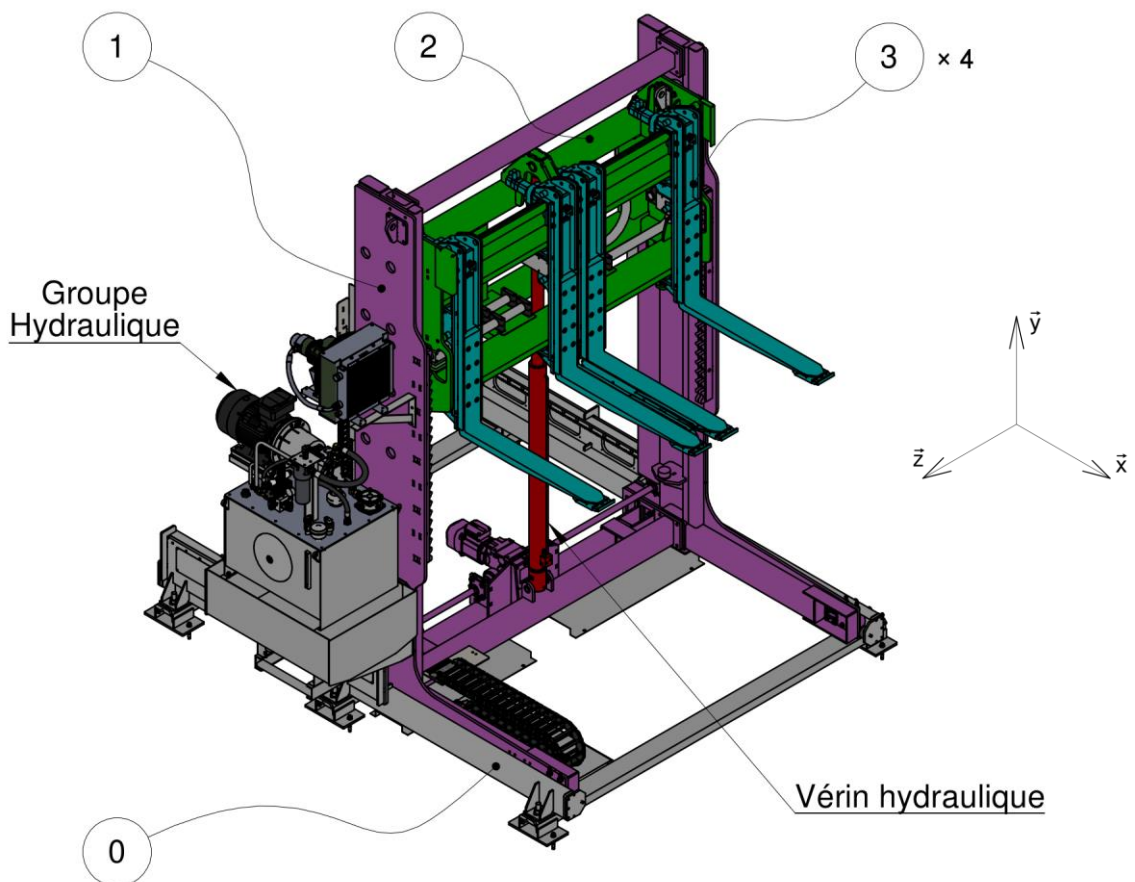


Figure 5 : Structure du dépileur

On donne le schéma cinématique simplifié du dépileur de piles de plâtres sur la **Figure 6**. Le module longitudinal (**0**) est lié au sol. Le module horizontal (**1**) est en liaison glissière avec le module (**0**). Le module vertical (**2**) est en liaison glissière avec le module (**1**). Enfin les quatre modules transversaux (**3**) sont chacun en liaison glissière avec le module (**2**).

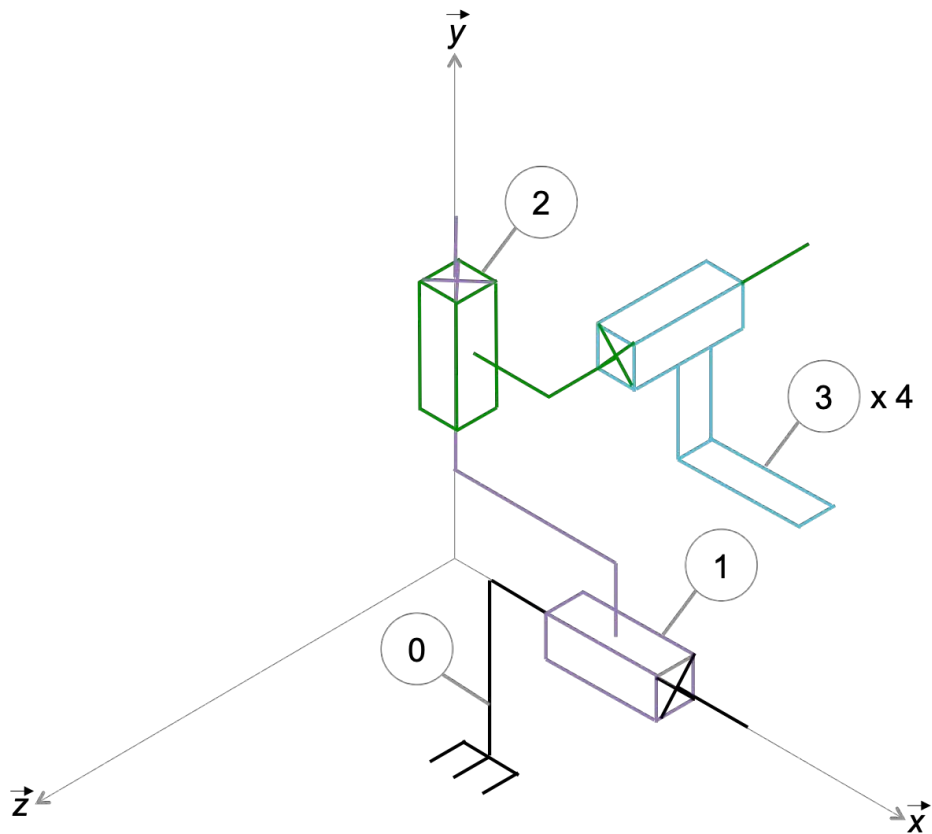


Figure 6 : Schéma cinématique équivalent du dépileur de palettes

A.4. CAHIER DES CHARGES DU DÉPILEUR ET PROBLÉMATIQUES

Le questionnement proposé dans ce sujet va permettre d'étudier et de vérifier que le système du dépileur vérifie les exigences du cahier des charges définies dans le diagramme partiel des exigences de la **Figure 7**. Les objectifs sont les suivants :

- **Partie B (Id 1.1)** : Modéliser et dimensionner la liaison glissière (verticale) entre les modules (1) et (2). Modéliser la chaîne d'énergie actionnant cette liaison et valider le choix de la commande hydraulique qui permet de soulever les 5 tonnes au maximum de plaques (correspondant à 2 lots).
- **Partie C (Id 1.2)** : Modéliser la déformation des fourches sous l'action du poids propre des 2 lots de plaques (5t). Dimensionner le système de fixation d'une fourche sur son module transversal. Dimensionner le système de réglage permettant le montage du module (3) sur le module (2).
- **Partie D (Id 1.3)** : Modéliser et dimensionner la transmission de puissance permettant la mise en mouvement horizontal de l'ensemble {1,2,3} par rapport au module longitudinal (0).

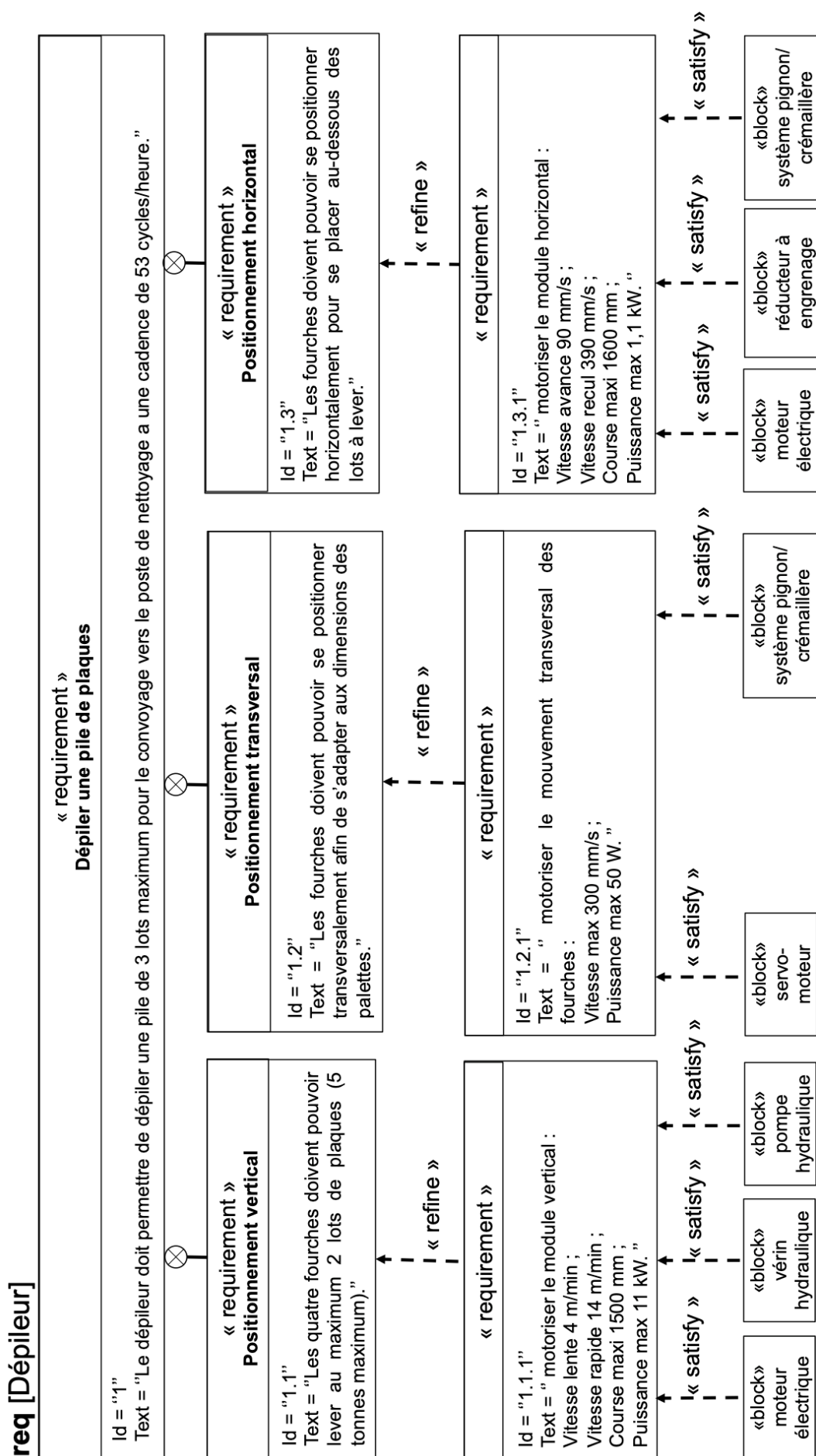


Figure 7 : Diagramme partiel des exigences du dépileur

B. MODULE VERTICAL

Objectifs : Vérifier le dimensionnement de la liaison glissière entre les modules (1) et (2) puis valider les actionneurs de la chaîne d'énergie de la mise en mouvement du module vertical (2) par rapport à (1).

B.1. MODÉLISATION DE LA LIAISON ENTRE LES MODULES (1) ET (2)

Objectifs : Proposer un modèle cinématique de la liaison entre le module horizontal (1) et le module vertical (2).

Il s'agit dans cette sous-partie d'étudier la liaison entre les modules (1) et (2). Le détail de l'assemblage entre les deux modules est donné sur la vue en perspective de la **Figure 8**.

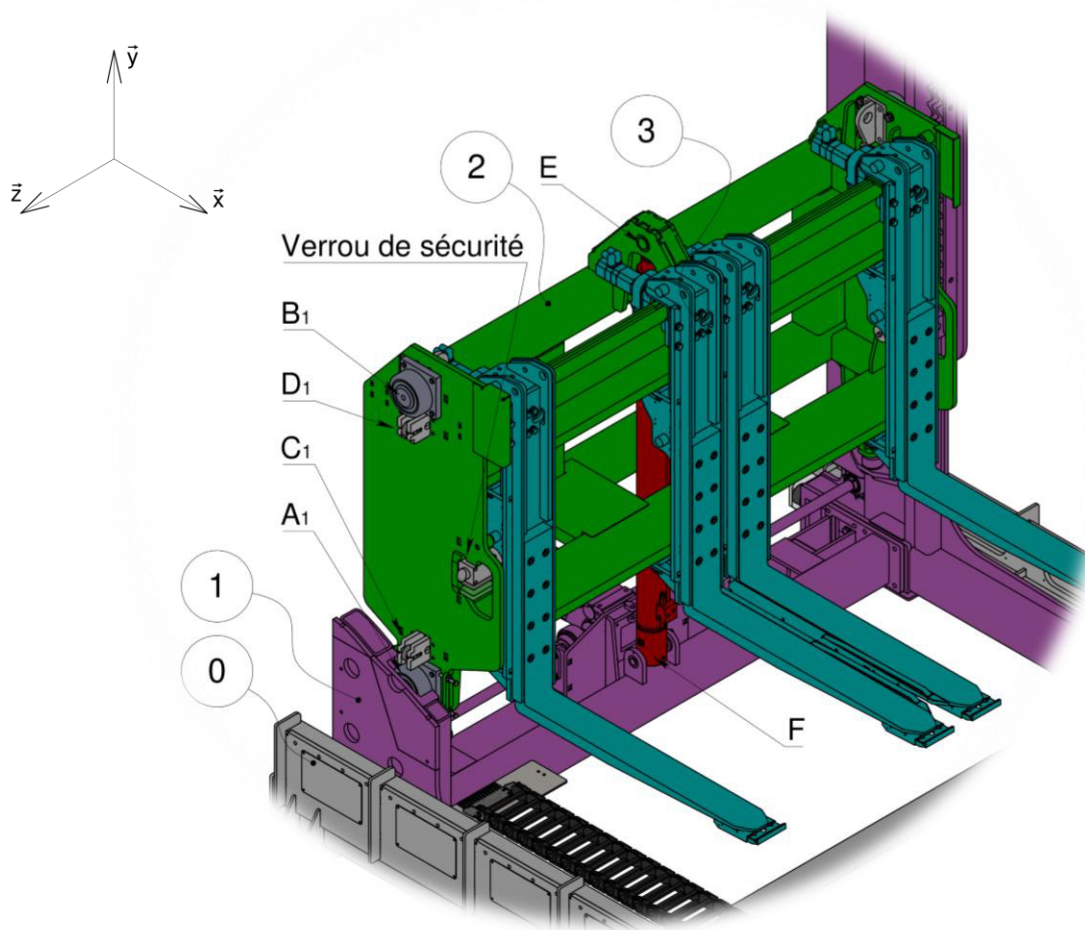


Figure 8 : Vue en perspective du dépilleur – zoom sur la liaison entre le module horizontal (de couleur violette) et le module vertical (de couleur verte)

La liaison équivalente entre les modules (1) et (2) est réalisée par une mise en parallèle et en série de plusieurs liaisons. Le graphe de liaisons correspondant ainsi qu'une vue détaillée de deux galets nécessaires à la réalisation des liaisons sont donnés sur la **Figure 9**.

Chacun des huit galets $G_1, G_2, G_3, G_4, G_5, G_6, G_7$ et G_8 est en liaison sphère-plan (notée sp) avec le module horizontal (1). Les galets sont également en liaison pivot (notée p) avec le module vertical (2).

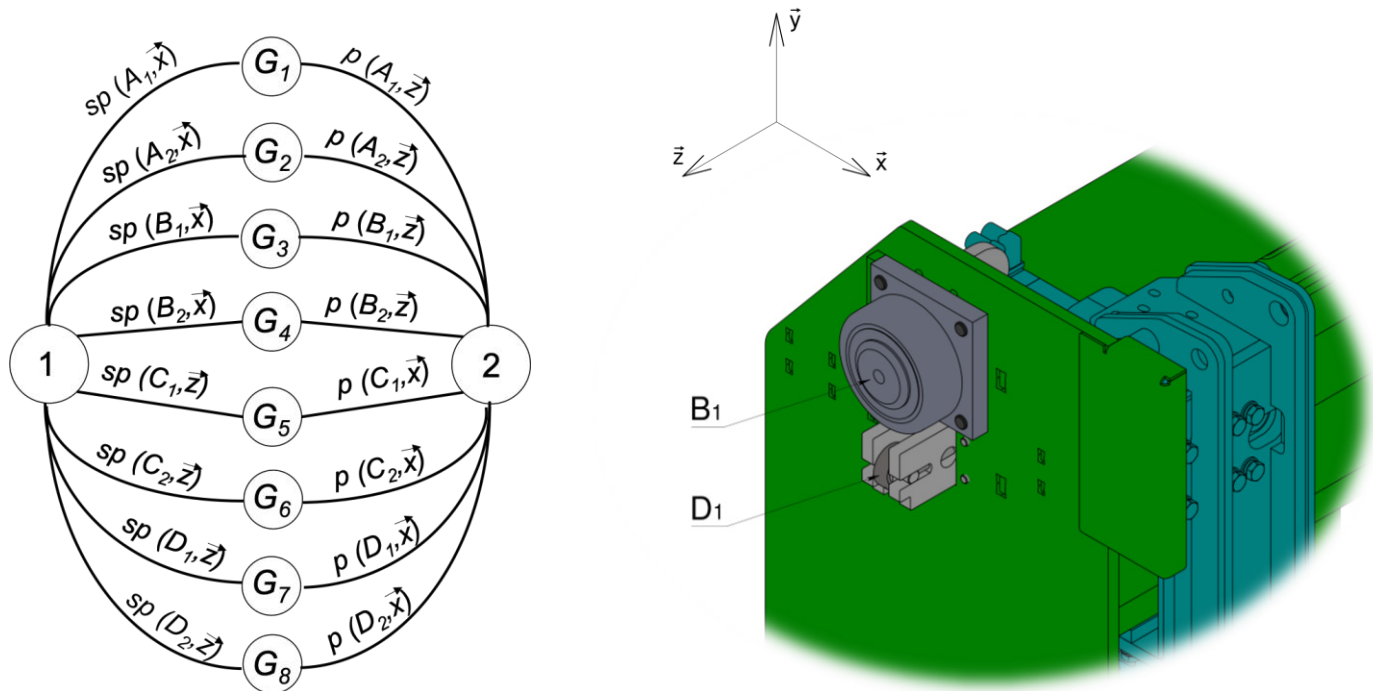


Figure 9 : Graphe de liaisons pour l'ensemble $\{1,2\}$ et vue détaillée des galets G_3 et G_7

La liaison cinématiquement équivalente à la mise en série des liaisons :

- \mathcal{L}_1 : liaison sphère-plan de normale (A_1, \vec{x}) ,
- et \mathcal{L}_2 : liaison pivot d'axe (A_1, \vec{z}) ,

est une liaison sphère-plan de normale (A_1, \vec{x}) .

Question n°1 : Donner une raison pour laquelle le constructeur a fait le choix d'utiliser le galet G_1 pour la réalisation de la liaison sphère-plan de normale (A_1, \vec{x}) .

Pour la suite, on retiendra le schéma cinématique de la **Figure 10**. Les liaisons entre (1) et (2) sont les suivantes :

- liaison sphère-plan de normale (A_1, \vec{x}) ;
- liaison sphère-plan de normale (A_2, \vec{x}) ;
- liaison sphère-plan de normale (B_1, \vec{x}) ;
- liaison sphère-plan de normale (B_2, \vec{x}) ;
- liaison sphère-plan de normale (C_1, \vec{z}) ;
- liaison sphère-plan de normale (C_2, \vec{z}) ;
- liaison sphère-plan de normale (D_1, \vec{z}) ;
- liaison sphère-plan de normale (D_2, \vec{z}) .

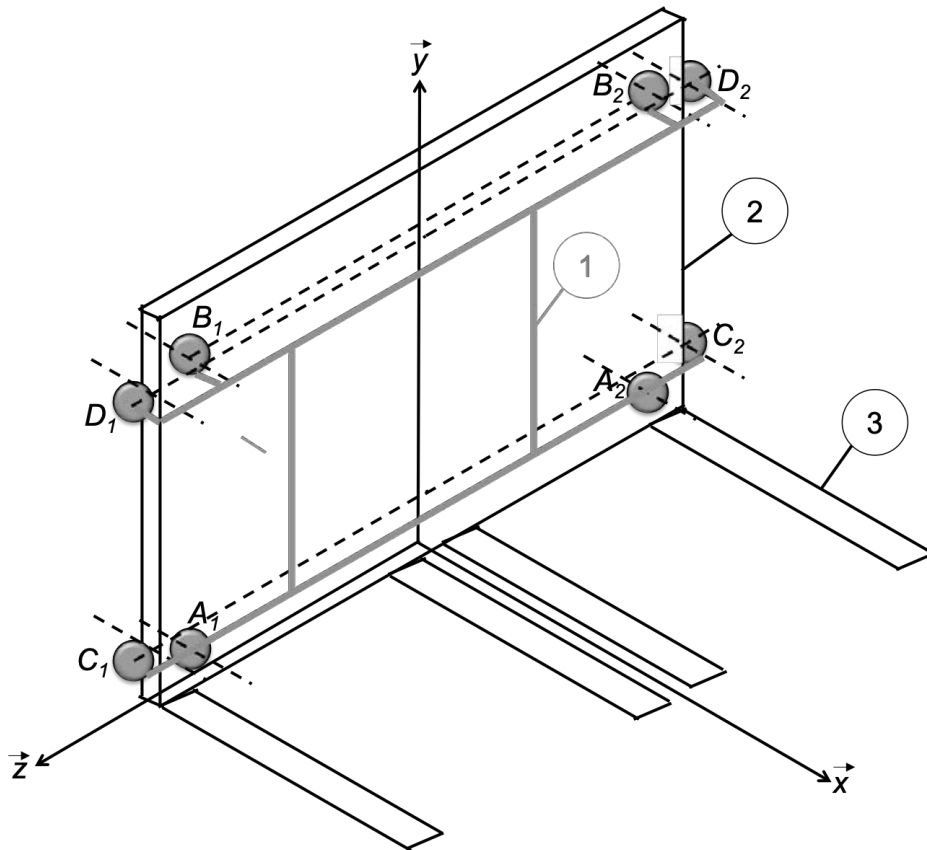


Figure 10 : Schéma cinématique équivalent de la liaison entre le module (1) et le module (2)

Question n°2 : Donner la liaison équivalente entre les modules (1) et (2) en justifiant. Déterminer le degré d'hyperstatisme de cette liaison en utilisant une formule adéquate. Donner un avantage et un inconvénient d'une liaison hyperstatique.

Question n°3 : À partir des éléments fournis en partie A et du document technique DT1, compléter le diagramme des blocs internes du document réponse DR1, correspondant à la mise en mouvement du module vertical (2) par rapport au module horizontal (1).

B.2. DIMENSIONNEMENT DES ÉLÉMENTS DE GUIDAGE DE LA LIAISON ENTRE (1) ET (2)

Objectif : Dimensionner les galets qui sont les éléments de guidage de la liaison glissière entre le module horizontal (1) et le module vertical (2).

On se place dans la configuration la plus défavorable (phase 4), lorsque les fourches se lèvent verticalement pour charger le lot supérieur de la pile (mouvements horizontal et transversal bloqués). On rappelle que le module vertical (2) est en liaison glissière de direction \vec{y} par rapport au module horizontal (1). Une représentation du module vertical ainsi que le module transversal supportant le lot supérieur de la pile, est donnée sur la **Figure 11**.

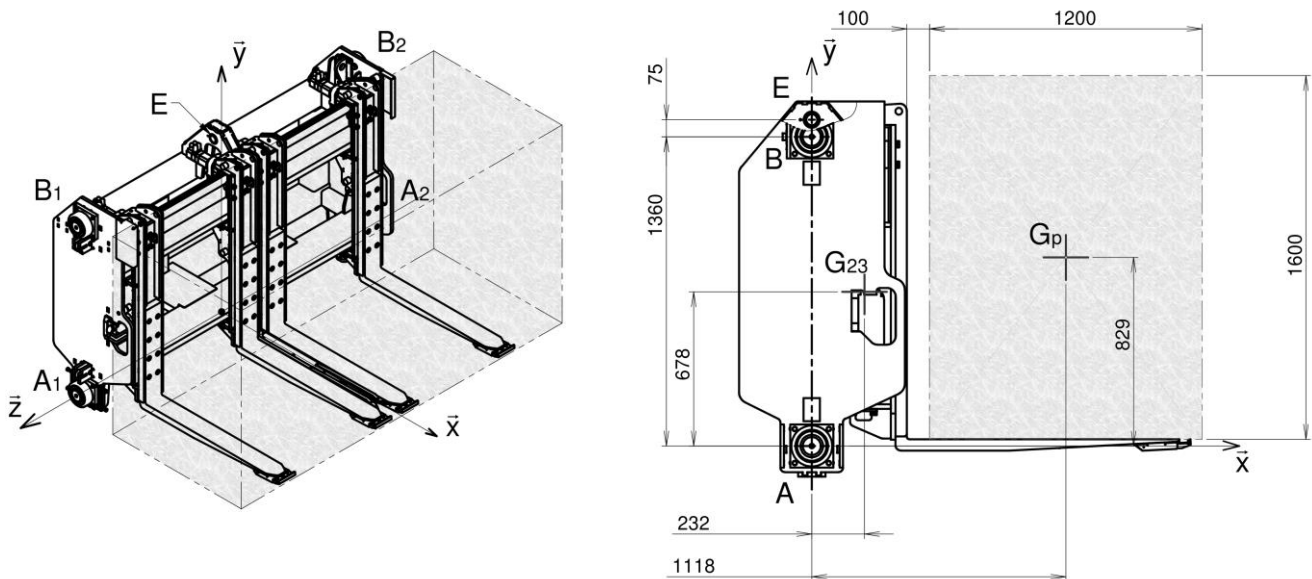


Figure 11 : Représentation du module vertical ainsi que le module transversal supportant le lot supérieur de la pile (bloc grisé)

Données et hypothèses

- Le centre de gravité du module vertical (2) et des 4 modules transversaux (3) est noté G_{23} , sa masse est notée $m_{23} = 2352,36 \text{ kg}$;
- le centre de gravité du lot supérieur de la pile est noté G_p , sa masse est notée $m_p = 5000 \text{ kg}$;
- le vecteur $\vec{g} = -g\vec{y}$ est l'accélération de pesanteur de norme $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$;
- on considère que les mouvements du module vertical (1) sont suffisamment lents pour que l'on puisse négliger les effets dynamiques qui en découlent. La résolution sera donc menée en statique ;
- le problème est symétrique par rapport au plan $(A; \vec{x}, \vec{y})$;
- le module vertical (2) est en liaison avec le module horizontal (1) : liaison sphère-plan de normale (A, \vec{x}) et liaison sphère-plan de normale (B, \vec{x}) . Ces deux liaisons sont parfaites ;
- la résultante $\vec{F}_{\text{vérin} \rightarrow 2} = F_v \vec{y}$ de l'action mécanique de la tige du vérin sur le module (2) est modélisé par un torseur glisseur en E .

Question n°4 : En utilisant les valeurs données sur la **Figure 11**, déterminer les valeurs numériques des coordonnées (x_g, y_g) du centre de gravité G de l'ensemble $(E) = \{\text{module vertical} + \text{module transversal} + \text{pile}\}$ telles que :

$$\vec{AG} = x_g \vec{x} + y_g \vec{y}.$$

Question n°5 : Déterminer les expressions des efforts au niveau des contacts en A et B et de l'effort de la tige du vérin F_v sur l'ensemble (E) en fonction de x_g, y_g, m_1, m_2, g et $a = AB = 1360 \text{ mm}$. Faire l'application numérique.

Question n°6 : Parmi les données extraites du catalogue constructeur du document technique **DT2**, choisir les galets à rouleaux qui conviennent en prenant un coefficient de sécurité $s = 4$.

On rappelle que la course maximale la liaison entre les modules (1) et (2) est $c = 1500 \text{ mm}$.

Question n°7 : Calculer la durée de vie des galets en millions de tours en utilisant la formule donnée en bas du document technique **DT2**. Sachant que le cahier des charges stipule un fonctionnement de **53 cycles/heure** (un cycle = une montée et une descente du module vertical (2) par rapport au module (1)), déterminer la durée de vie des galets en heures.

B.3. DIMENSIONNEMENT DU VÉRIN ET DE SES ÉLÉMENTS DE MONTAGE

Objectif : Dimensionner le vérin hydraulique et vérifier le montage de son corps sur la pièce *châssis vérin* lié au module horizontal (1).

Dans cette sous-partie et quel que soit le résultat obtenu à la **question 5**, on prendra l'effort de poussée maximal du vérin $F_v = 80$ kN. On donne sur la **Figure 12**, le schéma du vérin actionnant la liaison entre les modules (1) et (2). Le diamètre de l'alésage est choisi tel que $D = 100$ mm.

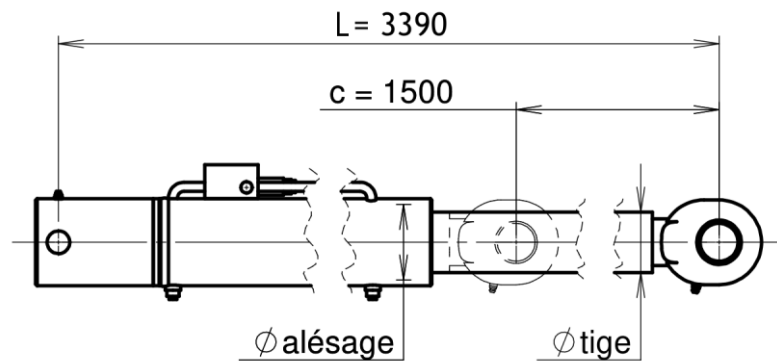


Figure 12 : Schéma du vérin hydraulique qui actionne la liaison entre les modules (1) et (2)

Question n°8 : À partir du diagramme de flambage du vérin donné sur le document technique **DT3**, déterminer le diamètre d de la tige. On prendra un coefficient de sécurité de 3 qui est pris en compte sur le diagramme de flambage. Donner la référence du vérin.

Le corps du vérin est en liaison pivot avec une pièce nommée *châssis vérin* qui est liée au module horizontal (1). La tige de vérin est en liaison rotule avec le module vertical (2). Le détail de ces deux liaisons est donné sur la **Figure 13**.

La liaison équivalente entre le module (1) et le corps du vérin est une liaison pivot réalisée par deux demi-rotules en parallèle. Ces deux liaisons sont elles-mêmes réalisées grâce à deux bagues identiques en bronze fritté représentées sur la **Figure 13**. Elles sont montées serrées sur le module (1). Nous nous intéressons dans la suite, au dimensionnement d'une des deux bagues (voir **Figure 14**). Le montage étant symétrique, chacune des bagues encaisse la moitié du chargement soit $\frac{F_v}{2} = 40$ kN.

La bague est caractérisée par sa pression de contact maximale admissible : $p_{adm} = 80$ N/mm². On modélise la bague par un cylindre de diamètre intérieur $d_b = 30$ mm et de longueur $L_b = 39$ mm dans lequel est emboîté un axe (lié au corps du vérin) de même diamètre (voir **Figure 15**).

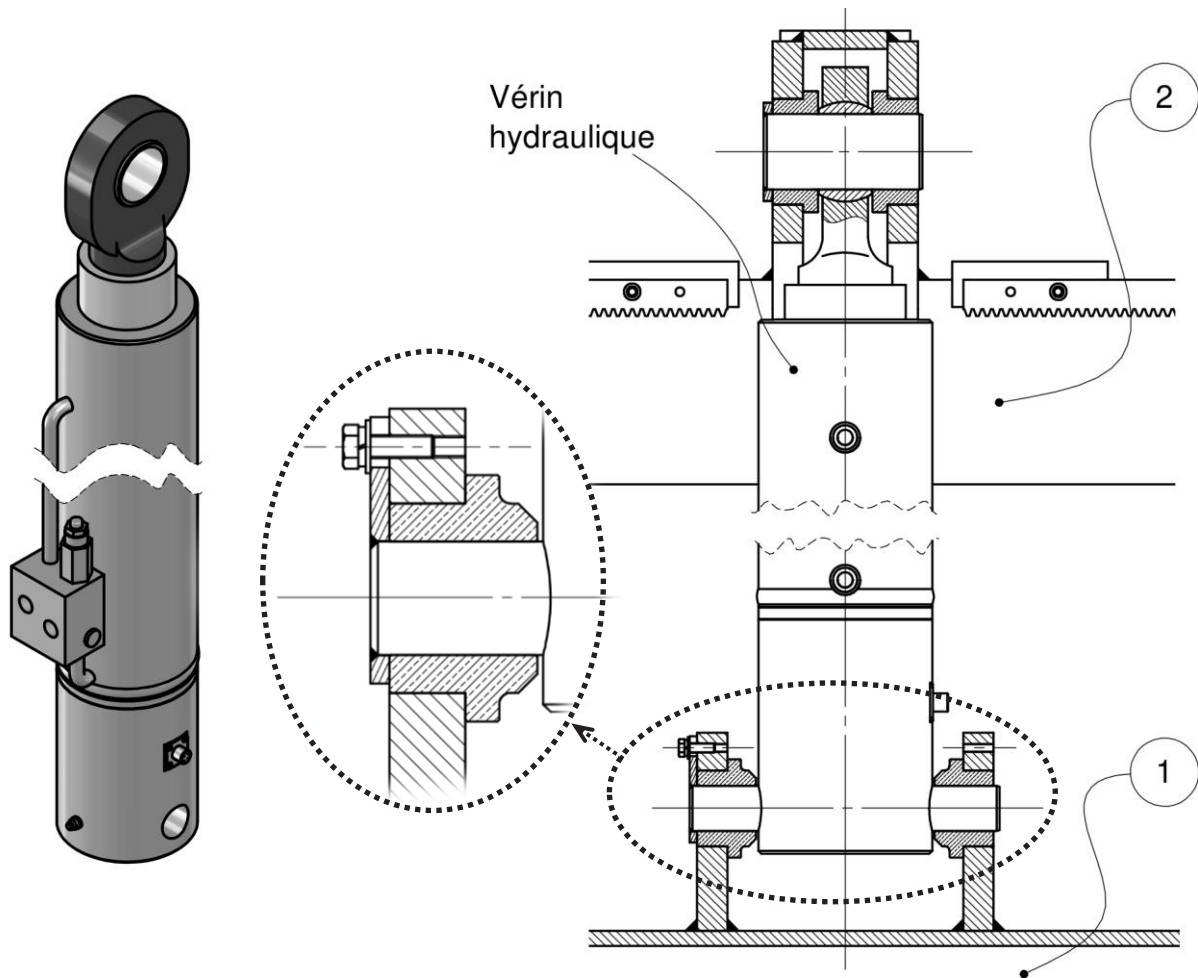


Figure 13 : Montage de la tige sur le châssis vérin lié au module (1) et montage de la tige du vérin sur le module (2)

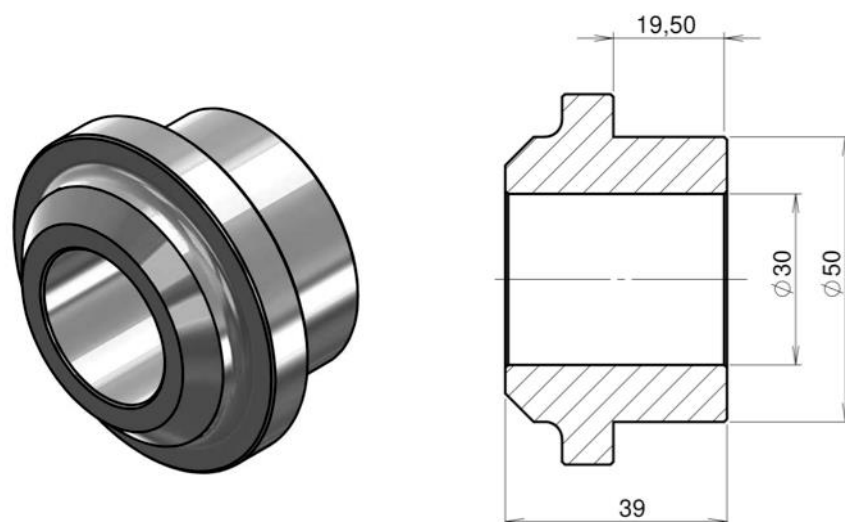


Figure 14 : Caractéristiques géométriques de la bague en bronze

On fait l'hypothèse d'une répartition de pression de contact uniforme, justifié par un jeu faible entre la bague et l'axe sur le demi-cylindre : $p(M) = p_0$. On donne la relation entre l'effort de poussée du vérin F_v et $p(M)$:

$$F_v = - \left(\int_{z=-\frac{L_b}{2}}^{\frac{L_b}{2}} \int_{\theta=-\pi}^{\theta=0} p(M) d_b \vec{n} d\theta dz \right) \cdot \vec{y},$$

avec $\vec{n} = \cos \theta \vec{x} + \sin \theta \vec{y}$, la normale de la surface de contact.

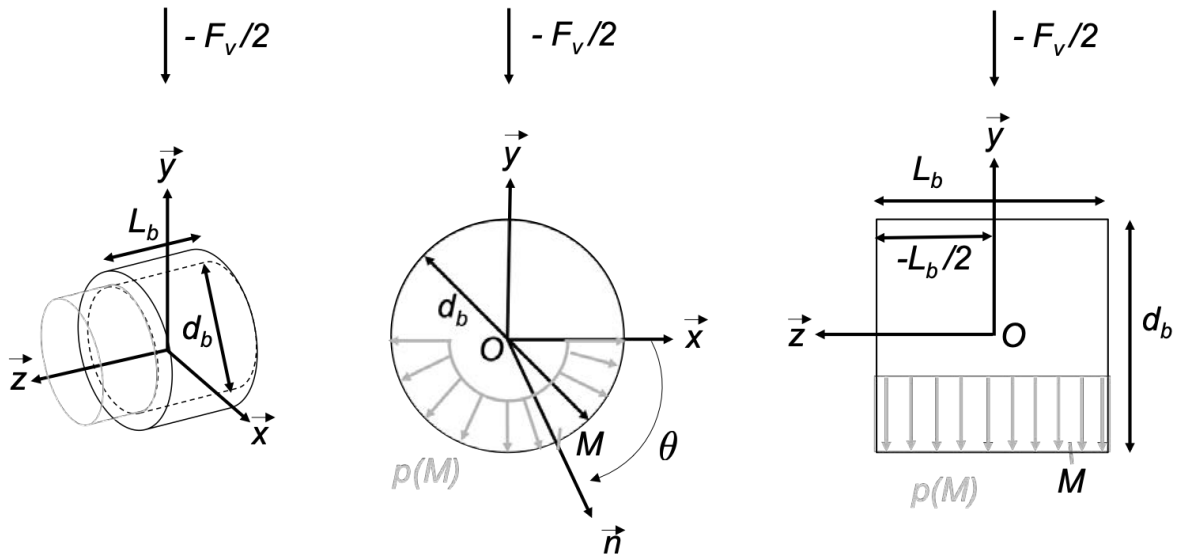


Figure 15 : Modélisation de la répartition de pression au contact entre la bague en bronze lié au châssis vérin et l'axe lié au corps du vérin

Question n°9 : Calculer l'intégrale donnée ci-dessus, et en déduire l'expression de p_0 en fonction de F_v , L_b et d_b .

Question n°10 : En utilisant les dimensions données sur la Figure 14, donner la valeur numérique de p_0 et valider ainsi le choix des bagues.

Une simulation numérique permet par la suite de vérifier le comportement en flexion de la pièce *châssis du vérin* en flexion qui est liée au module horizontal (1) et dans lequel sont encastées les bagues en bronze (voir **Figure 16**). L'étude est menée par éléments finis (simulation avec le logiciel de CAO SolidWorks).

Le *châssis du vérin* est à structure longitudinale, vissé à gauche et à droite par 2×8 vis M16 sur le module horizontal (1). Le matériau du châssis vérin est un acier S235 caractérisé par une limite élastique de $R_e = 235$ MPa. Le matériau a été choisi préalablement sur les critères suivants :

- économique (compétitivité) ;
- soudabilité ;
- usinable, découpable au laser ;
- résistance à la fatigue.

Les conditions limites sont les suivantes (voir **Figure 16**) :

- en déplacements imposés : géométrie fixe suivant les deux plans verticaux aux deux extrémités de la structure et les épaulements des deux bagues sont contraints de rester parallèles ;
- en chargements externes : deux efforts verticaux de 40 kN chacun réparti uniformément sur la surface cylindrique des bagues.

Sous les conditions énoncées ci-dessous, on obtient alors les champs de déplacement et de contrainte de Von Mises sur le document technique **DT4**.

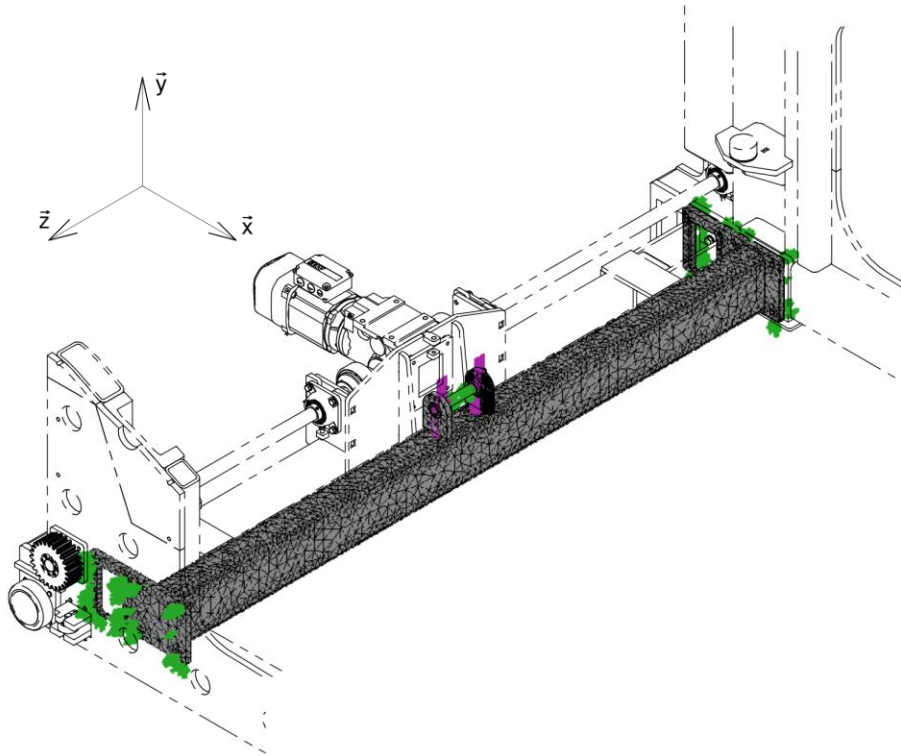


Figure 16 : Simulation numérique par éléments finis du *châssis vérin* avec conditions limites dans leur contexte

Question n°11 : Justifier la déformation irréversible du châssis vérin sous un tel chargement. Proposer alors une solution constructive sur le document réponse **DR2** sous forme de croquis qui permettrait de rigidifier la structure du châssis et de rester dans le domaine élastique.

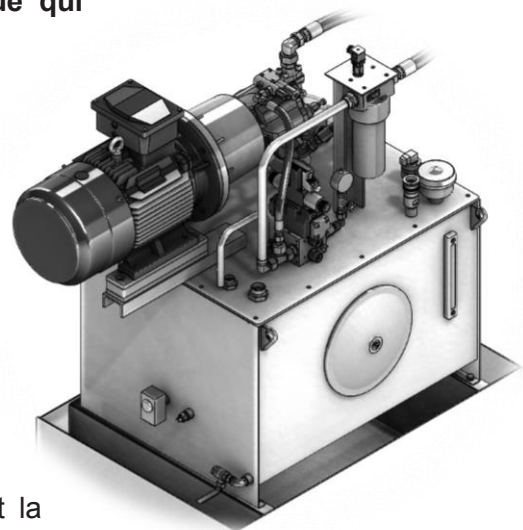
B.4. CHOIX DE LA MOTORISATION ET DE LA POMPE HYDRAULIQUE

Objectif : Choisir le modèle de pompe hydraulique qui permet le levage des piles de plâtres.

Dans la **phase 2**, lorsque les fourches se lèvent à vide pour se positionner à hauteur de la pile, le mouvement se fait dans un premier temps à vitesse lente (VL) puis à vitesse rapide (VR). Dans cette **phase 2**, la tige du vérin supporte 25 kN et sa section utile est de diamètre 100 mm.

Dans la **phase 4**, les fourches, chargées de la pile, se lèvent à vitesse lente (VL). Dans cette phase, la tige du vérin supporte 80 kN et sa section utile est de diamètre 100 mm.

La vitesse lente VL de la tige est $v_{min} = 6$ m/min et la vitesse rapide VR est $v_{max} = 14$ m/min,



Question n°12 : Calculer les valeurs de la puissance, du débit et de la pression hydraulique à vide, à la vitesse de tige **VR**.

Question n°13 : Calculer les valeurs de la puissance, du débit et de la pression hydraulique sous chargement, à la vitesse de tige **VL**.

On choisit le moteur asynchrone triphasé dans le catalogue constructeur dont un extrait est donné ci-dessous.

Type	Puissance nominale	380V 50Hz			
		Vitesse nominale	Intensité nominale	Rendement	Facteur de puissance
	P_n kW	N_n min ⁻¹	I_n A	η 4/4	Cos φ 4/4
FLSES 160M	11	1462	21	91,40	0,87

Question n°14 : Calculer les cylindrées de la pompe hydraulique pour les deux vitesses de translation de la tige **VL** et **VR**. Parmi les pompes hydrauliques proposées dans le tableau du document technique **DT5**, choisir celle qui convient.

Le dessin technique de la pompe hydraulique retenue est donné sur le document technique **DT6**. La variation du débit de la pompe est permise par un réglage continu (proportionnel) électro-hydraulique.

Question n°15 : Rédiger une explication de quelques lignes sur le fonctionnement de la variation de débit. Quelle autre solution permet de faire varier le débit avec une pompe à cylindrée constante ?

C. MODULE TRANSVERSAL × 4

Objectif : Calculer la flèche en bout de fourche sous chargement de 2 lots de plaques de plâtre. Valider le dimensionnement du système de fixation d'une fourche sur son module transversal. Étudier le système de réglage d'horizontalité d'une fourche lors du montage du module (3) sur le module (2).

C.1. CALCUL DE LA FLÈCHE EN BOUT DE FOURCHE

Objectif : Calculer la flèche en bout de fourche sous chargement de 2 lots de plaques de plâtre.

On étudie dans cette sous-partie la déformation d'une des quatre fourches, sous le poids de la pile de plaques. Le modèle retenu est donné sur la **Figure 17**.

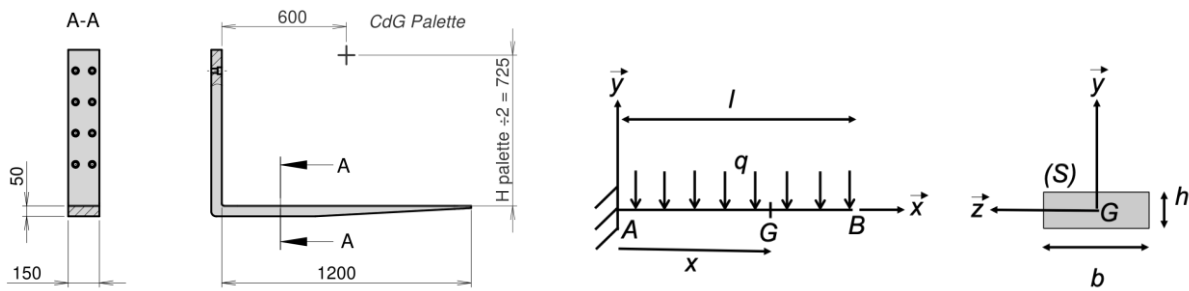


Figure 17 : Modèle RDM retenu

Données et hypothèses

- Les quatre fourches sont modélisées par des poutres identiques, de longueur $AB = l = 1200$ mm, de section rectangulaire (S) ;
- Malgré une section de fourche variable, on fera l'hypothèse que la section rectangulaire (S) est **constante** sur toute la longueur l , de largeur $b = 150$ mm et de hauteur $h = 50$ mm ;
- Les quatre fourches retiennent chacune un poids $Mg/4$, avec $M = 5000$ kg la masse de la pile et $g = 9,81$ m/s² l'accélération de gravité.

Question n°16 : Donner la valeur de la charge linéique constante q en N/mm².

Question n°17 : Préciser le type de sollicitation dans la poutre. Donner l'expression du torseur de cohésion dans une section droite (S) de centre G le long de la poutre entre A et B, en fonction de q , l et x :

$$\{T_{coh}\} = - \begin{Bmatrix} T_y \vec{y} \\ M_{fz} \vec{z} \end{Bmatrix}_G$$

Question n°18 : Tracer l'allure du diagramme de l'effort tranchant $T_y(x)$ et du moment fléchissant $M_{fz}(x)$ en fonction de x .

Les fourches sont en acier (28 Mn6) de module de Young $E = 210$ MPa, avec une résistance à la traction $R_m = 600$ N/mm² et une limite élastique $R_e = 310$ N/mm². On donne sur la **Figure 18**, un formulaire qui rappelle certaines caractéristiques géométriques de sections rectangulaire et circulaire.

Caractéristiques / section (S)		
I_{Gy}	$\frac{hb^3}{12}$	$\frac{\pi d^4}{64}$
I_{Gz}	$\frac{bh^3}{12}$	$\frac{\pi d^4}{64}$
I_0	$\frac{hb}{12}(b^2 + h^2)$	$\frac{\pi d^4}{32}$

Figure 18 : Caractéristiques géométriques de section rectangulaire et circulaire

Question n°19 : En vous aidant du formulaire de la **Figure 18**, calculer le moment quadratique I_{Gz} de la section droite (**S**). Calculer la contrainte σ_{max} . Conclure.

Question n°20 : Exprimer la déformée $y(x)$ à partir de l'équation différentielle suivante :

$$EI_{Gz} \frac{d^2 y(x)}{dx^2} = M_{fz}(x)$$

Le cahier des charges autorise une flèche maximale en bout de fourche de 10 mm.

Question n°21 : En déduire la valeur numérique de la flèche maximale $y(l)$. Conclure vis-à-vis du cahier des charges.

C.2. FIXATION DES FOURCHES SUR LES MODULES TRANSVERSAUX (3)

Objectif : Déterminer la qualité des 8 vis permettant la fixation d'une fourche sur son module transversal (3).

On étudie dans cette sous-partie le système de fixation d'une des fourches sur son module transversal (3). La fourche est vissée sur son module transversal grâce à $N = 8$ vis CHC M20 × 80 (voir **Figure 19**).

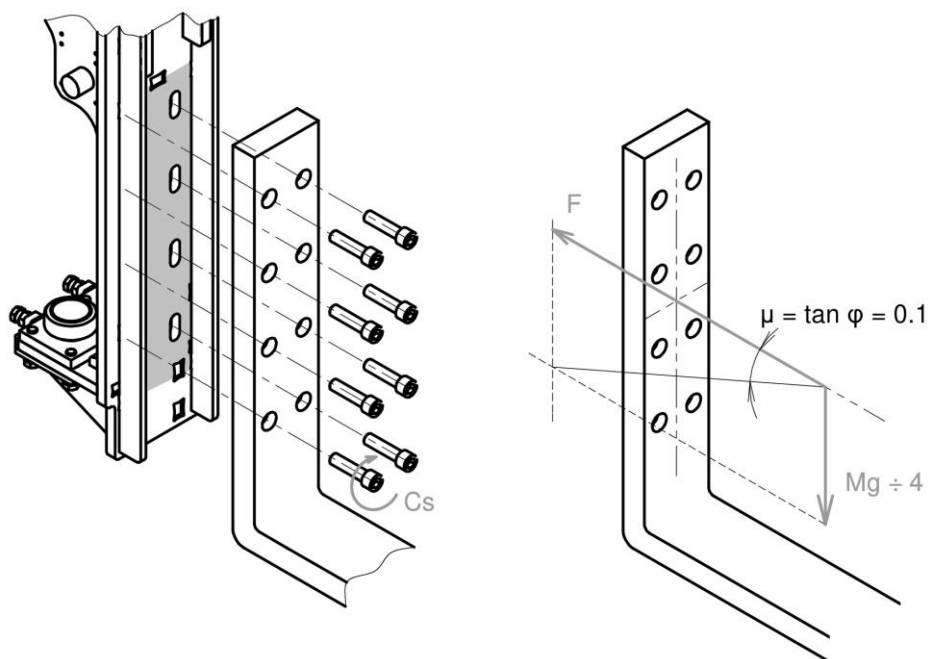


Figure 19 : Fixation d'une fourche sur son module (3)

Données et hypothèses

- La fourche supporte un poids équivalent à $Mg/4 = 12262,5$ N, avec $M = 5000$ kg la masse de la pile et $g = 9,81$ m/s² l'accélération de gravité ;
- la fourche est en liaison plane avec frottement de Coulomb de direction \vec{x} avec son module transversal (3) ;
- le coefficient de frottement entre la fourche et son module transversal est $\mu = 0,1$.

Question n°22 : Calculer l'effort presseur F nécessaire à l'équilibre de la fourche par rapport à son module transversal.

Le couple de serrage C_s d'une vis peut être estimé par la Règle de Kellerman et Klein. C'est une règle semi-empirique qui relie le couple C_s , à appliquer sur la clé pour effectuer le serrage de la vis, et l'effort presseur d'une vis F_s :

$$C_s = F_s \left(\frac{p}{2\pi} + \mu(0,577d_f + R_m) \right),$$

avec $F_s = \frac{F}{N}$, $N = 8$, le nombre de vis, $\mu = 0,1$, le coefficient de frottement, $d_f = 18,376$ mm le diamètre de la vis au flanc du filet, $R_m = \frac{2 R_e^3 - R_i^3}{3 R_e^2 - R_i^2}$ le rayon moyen d'appui sur la partie taraudée et enfin $p = 2,5$ mm le pas de la vis. Les rayons R_e et R_i sont définis sur le document technique **DT7**.

Question n°23 : En utilisant la formule précédente et le document technique **DT7**, estimer la valeur numérique le couple de serrage C_s pour chacune des 8 vis.

Les vis travaillent en traction/torsion. On rappelle que dans le cas de cette sollicitation couplée, la contrainte équivalente, selon le critère de Tresca, est $\sigma_e = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}$, avec σ la contrainte normale en traction et τ la contrainte de cisaillement en torsion.

Question n°24 : En utilisant un coefficient de sécurité de 5 et d_f comme diamètre des vis, proposer la qualité des 8 vis parmi les qualités proposées ci-dessous :

5.6, 8.8, 10.9 ou 12.9

On pourra utiliser le formulaire de la Figure 18 et de l'exemple suivant.

Pour une vis de classe 12.9 :

$12 \times 100 \rightarrow$ la résistance à la traction R_m est égale à 1 200 MPa ;

$12 \times 9 \times 10 \rightarrow$ la limite d'élasticité R_e est égale à 1 080 MPa.

C.3. MONTAGE D'UN MODULE TRANSVERSAL (3) SUR LE MODULE VERTICAL (2)

Objectifs : Calculer le jeu horizontal du système de réglage nécessaire au maintien horizontal des fourches. Vérifier la conformité du système de réglage.

On étudie dans cette sous-partie le système de réglage permettant le montage du module (3) sur le module (2) en cas de défaut d'horizontalité de la fourche fixée sur le module (3). Une vue détaillée du système de réglage est donnée sur la **Figure 20**.

Pour la suite de l'étude, nous retiendrons le modèle géométrique de la **Figure 21**. Les positions extrémales (mises en évidence sur la **Figure 21**) du galet L sont données par les points L_1 et L_2 . Si, lors du montage du module (3) sur le module (2), la fourche se trouve dans la position KL_1 , le système de réglage doit permettre de la repositionner dans la position KL . Le cahier des charges impose $y = 10$ mm. Nous cherchons à calculer le déplacement horizontal x résultant. Pour cela, nous cherchons à exprimer φ et x en fonction de y .

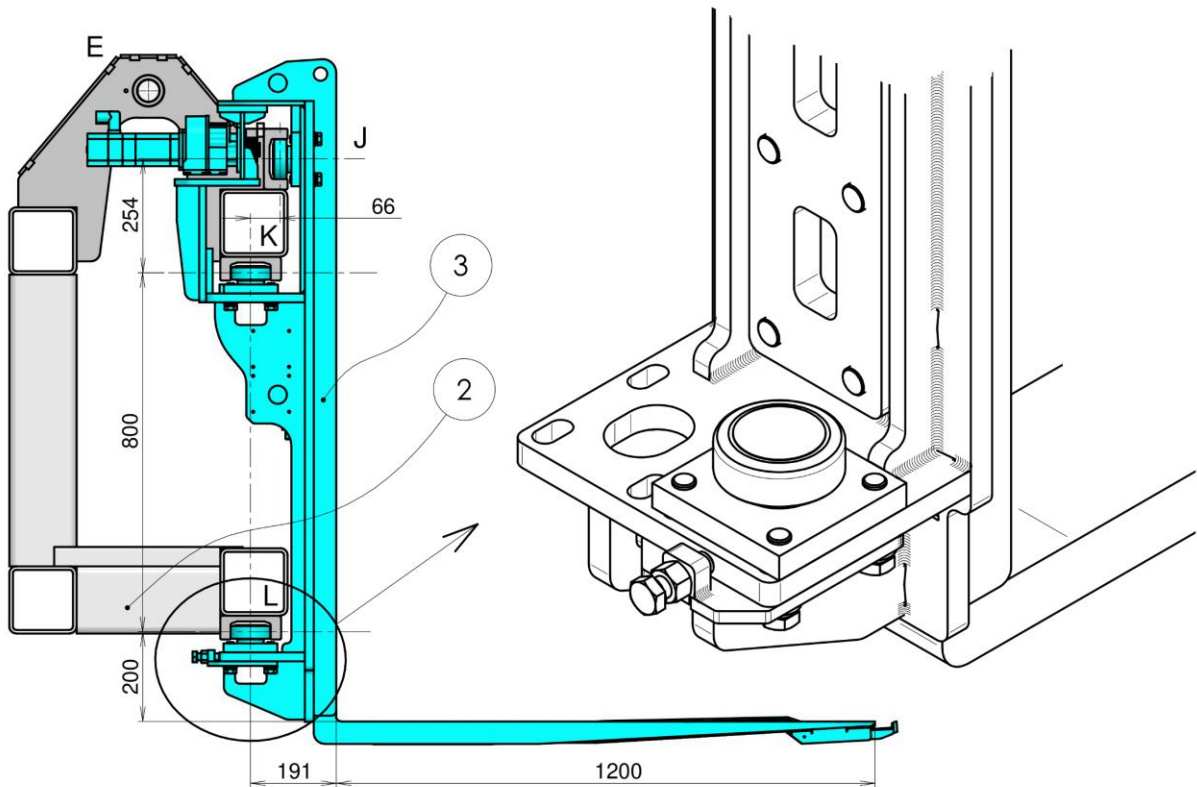


Figure 20 : Vue détaillée du système de réglage permettant le montage entre le module transversal (3) et le module vertical (2)

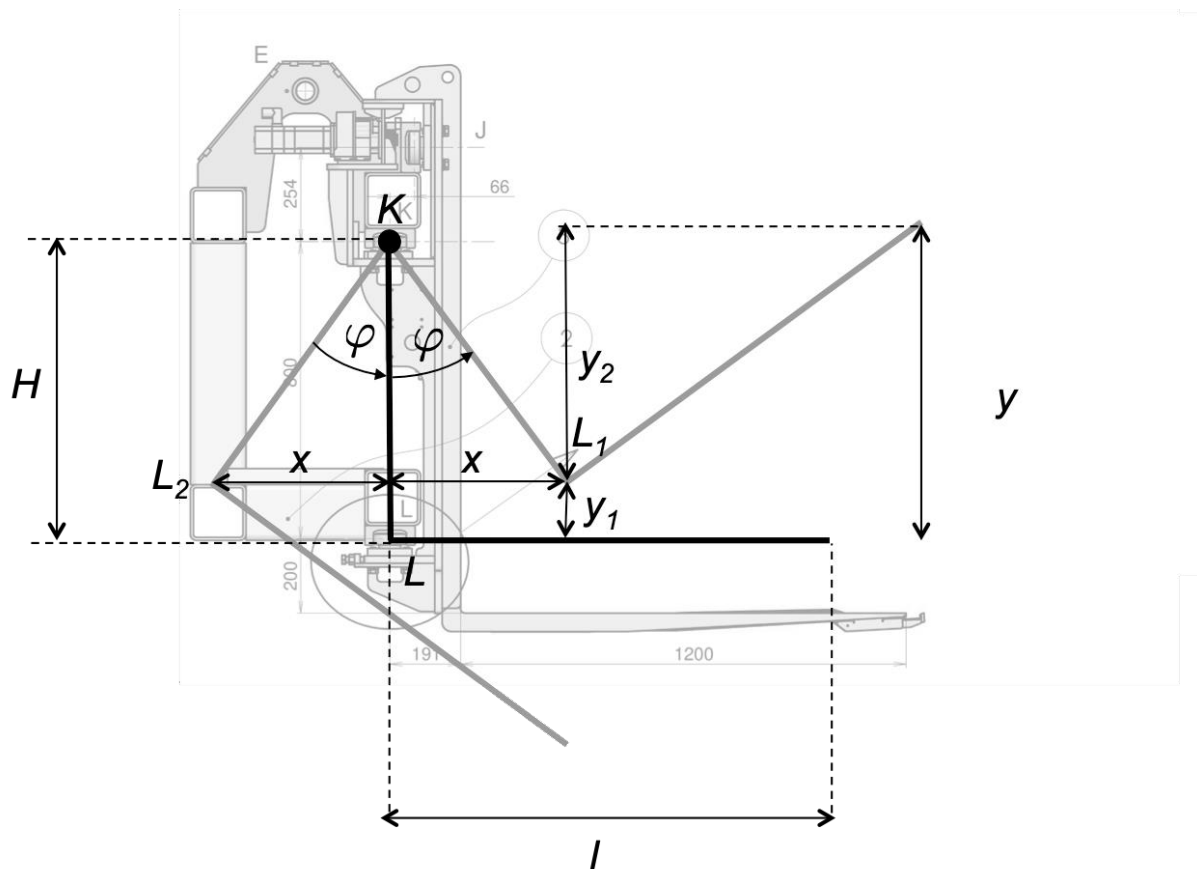


Figure 21 : Modèle géométrique retenu du système de réglage de l'horizontalité d'une fourche

Données

- $H = 800 \text{ mm}$ et $l = 191 + 1200 \text{ mm}$.

Question n°25 : À l'aide de la **Figure 21**, déterminer l'expression de x en fonction de H et φ , puis y_1 et y_2 en fonction de l , φ et H .

En utilisant $y = y_1 + y_2 = 10 \text{ mm}$, puis en inversant la relation, on peut calculer la valeur numérique de φ et x . On trouve : $\varphi = 0,5 \text{ deg}$ et $x = 6 \text{ mm}$.

Le système de réglage des fourches est représenté sur le document réponse **DR3**.

Question n°26 : Sur le document réponse **DR3**, expliquer succinctement le système de réglage de la hauteur des fourches. Toujours sur le document réponse **DR3**, colorier en rouge les pièces permettant la mise en position du système de réglage et en vert celles permettant le maintien en position.

Question n°27 : Compléter le tableau du document réponse **DR4** afin de décoder la spécification géométrique suivante issue du document technique **DT8** du dessin de définition de la cale de réglage :

4 trous de passage $\varnothing 17,5 \text{ H13}$

\varnothing	$0,1$	A	B	C
---------------	-------	---	---	---

D. MODULE HORIZONTAL

Objectifs : Vérifier le choix de la motorisation de la mise en mouvement horizontal du module (1) par rapport au module longitudinal (0).

On étudie dans cette dernière partie, la motorisation et la chaîne de transmission qui permet la mise en mouvement en translation du module horizontal (1) par rapport au module longitudinal (0). Un motoréducteur permet la mise en rotation d'un axe de transmission lié aux deux pignons qui engrenent sur deux crémaillères liées au module (0) (voir **Figure 22**).

On s'intéresse dans la première sous-partie à la réalisation de la liaison pivot entre l'axe de transmission et le module (1). La seconde sous-partie concerne le choix du motoréducteur.

D.1. RÉALISATION TECHNOLOGIQUE DE LA TRANSMISSION DE PUISSANCE

Objectifs : Étudier la réalisation de la liaison pivot entre l'axe de transmission et le module (1).

Question n°28 : En observant les conditions d'assemblage portées sur la **Figure 22**, compléter le tableau des liaisons sur le document réponse **DR5** pour justifier la réalisation de la liaison pivot entre l'axe de transmission et le module horizontal (1). Repasser en rouge les surfaces fonctionnelles sur le dessin des liaisons.

Question n°29 : Par la méthode de votre choix, démontrer par le calcul que la liaison équivalente est une liaison pivot. Donner le degré d'hyperstatisme de ce montage.

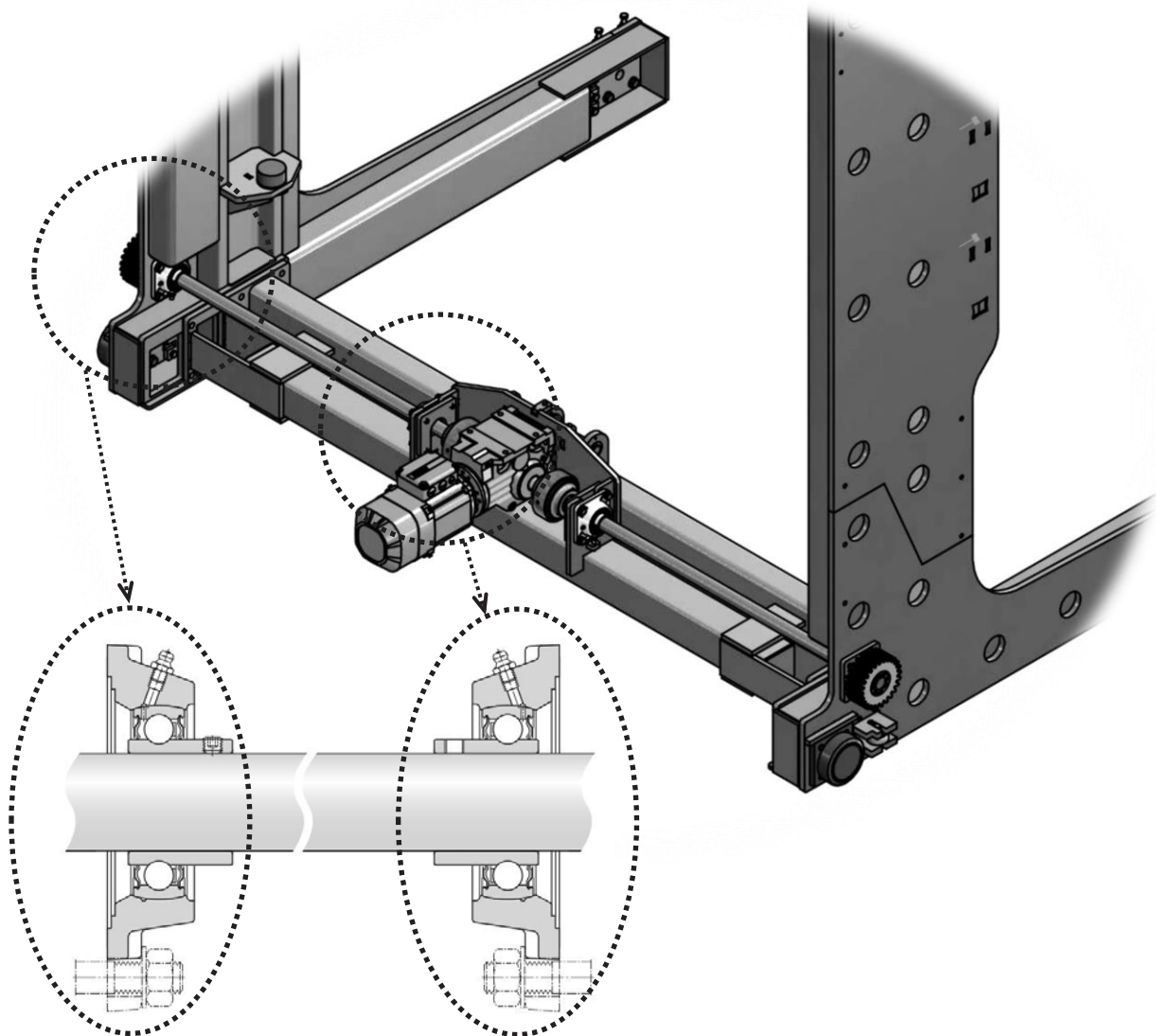


Figure 22 : Détails du guidage en rotation de l'arbre de transmission

D.2. CHOIX DE LA MOTORISATION

Objectifs : Valider le choix du motoréducteur qui actionne le mouvement horizontal du module (1) par rapport au module (0).

Le mouvement horizontal entre (1) et (0) est motorisé par un moteur électrique triphasé suivi d'un réducteur à engrenage (voir **Figure 23**). L'axe de transmission, en sortie de réducteur, est en liaison pivot avec le module (1) et entraîne en rotation deux pignons identiques qui engrenent chacun sur deux crémaillères identiques liées au module (0).



Figure 23 Moteur électrique triphasé

D.2.1 ÉTUDE DU RÉDUCTEUR

On étudie ici le fonctionnement de la partie réducteur du motoréducteur. Ce réducteur est un train d'engrenages simple constitué d'un engrenage à denture droite et d'un engrenage à denture conique permettant un renvoi d'angle de l'axe de transmission.

Un schéma cinématique équivalent du réducteur est proposé sur la **Figure 24**. L'axe d'entrée du moteur (rotor) est le solide (4) et l'axe de sortie du réducteur (6) est l'axe de transmission, lié aux pignons.

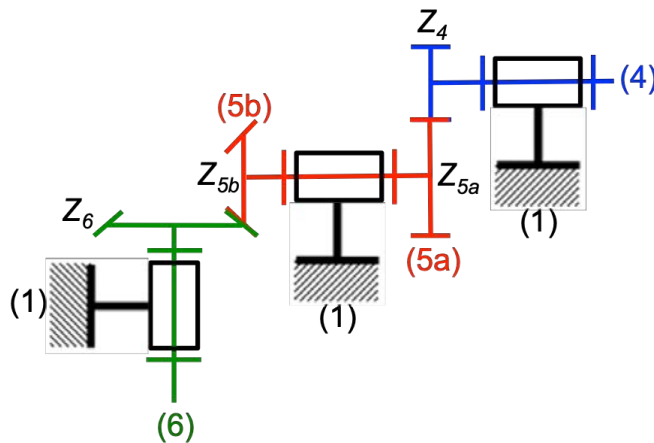


Figure 24 : Schéma cinématique du réducteur à engrenages

Données Les nombres de dents des différentes roues dentées sont : $Z_4 = 10$, $Z_{5a} = 40$, $Z_{5b} = 10$ et $Z_6 = 80$.

Question n°30 : Donner l'expression du rapport de transmission $r = \frac{\omega_{6/1}}{\omega_{4/1}} < 1$ en fonction du nombre de dents des roues dentées. Faire l'application numérique.

D.2.2 PHASE D'AVANCE

Nous étudions ici la phase d'avance des fourches pour leur positionnement par rapport à une palette, correspondant à la **phase 3**. Pendant cette phase, la vitesse est lente ($v_0 = 90$ mm/s) en cas de collision entre les fourches et la palette. En cas de mauvais placement des fourches par rapport à la palette, des palpeurs inductifs en bout de fourches émettent un signal et le moteur freine. La longueur de la zone de détection des palpeurs est de 40 mm.

La loi de **vitesse d'avance** du module horizontal (1) par rapport au module longitudinal (0) est donnée sur la **Figure 25**.

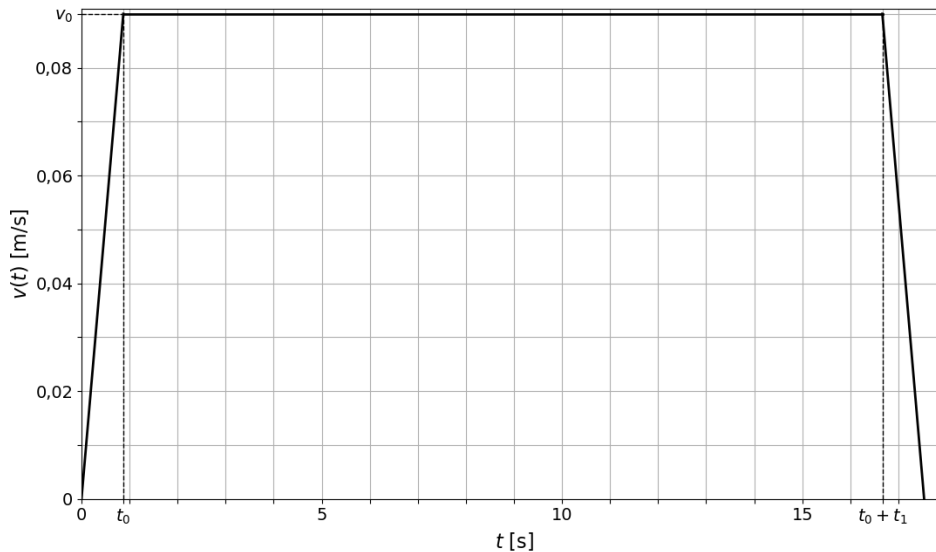


Figure 25 : Loi de vitesse horizontale du module (1), phase d'avance (phase 3) des fourches

Le critère sur la vitesse maximale impose $v_0 = 90 \text{ mm/s}$, le temps d'accélération est $t_0 = 0,87 \text{ s}$ et le temps à vitesse constante est $t_1 = 15,8 \text{ s}$.

Question n°31 : *En utilisant la **Figure 25**, calculer la distance totale parcourue par l'ensemble {1,2,3} entre les instants $t = 0$ et $t_f = t_1 + 2t_0$. Conclure vis-à-vis du cahier des charges (**Figure 7**) concernant la course de la liaison glissière équivalente entre les modules (0) et (1).*

Question n°32 : *En utilisant la **Figure 25**, calculer la distance de freinage pour que l'ensemble {1,2,3} passe de la vitesse constante v_0 à l'arrêt. Conclure quant au respect du cahier des charges concernant la longueur de la zone de détection des palpeurs.*

D.2.3 PHASE DE REcul

Nous étudions ici la phase de recul des fourches lorsque ces dernières sont libres et que la pile est déposée sur le convoyeur. Cette phase correspond à la **phase 6** et se fait à vitesse et accélération rapide. Ce cas est donc le plus défavorable en termes de puissance motrice nécessaire. C'est cette phase qui va permettre de dimensionner le motoréducteur.

La loi de **vitesse de recul** du module horizontal (1) par rapport au module longitudinal (0) est donnée sur la **Figure 26**.

Le critère sur la vitesse maximale impose $v_0 = 0,39 \text{ m/s}$, le temps d'accélération est $t_0 = 1,29 \text{ s}$ et le temps à vitesse constante est $t_1 = 2,56 \text{ s}$.

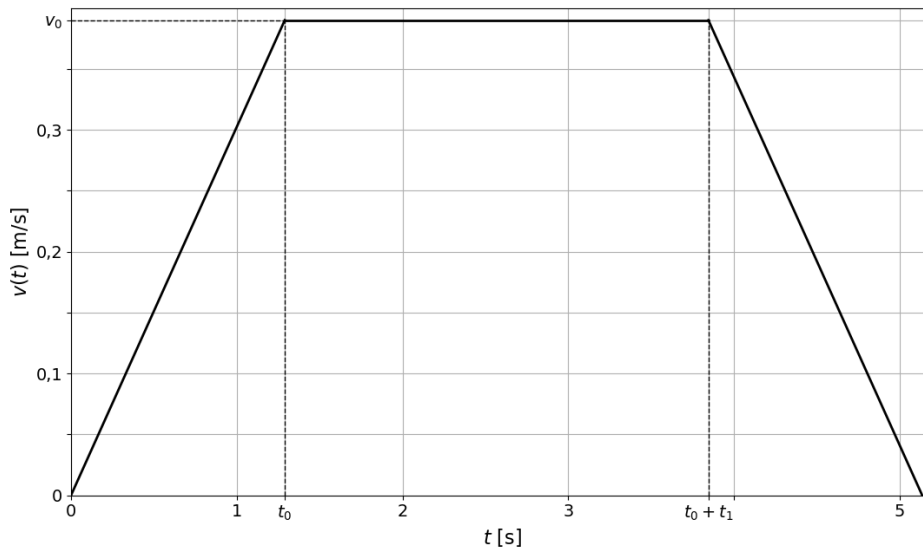


Figure 26 : Loi de vitesse horizontal du module (1), phase de recul (phase 6) des fourches

Données et hypothèses (voir **Figure 22** et **Figure 27**)

- La chaîne de transmission de la mise en mouvement du module (1) par rapport à (0) est composée :
 - du motoréducteur. Le réducteur est un train d'engrenages simple (engrenage droit et engrenage conique) de rapport de réduction $r = \omega_r / \omega_m = 1/30,22$ et de rendement estimé à $\eta_1 = 0,96$;
 - des deux axes en sortie de réducteur (axes de transmission), chacun en liaison pivot par rapport à (1). Chacune des liaisons pivot est réalisée par l'intermédiaire de deux paliers lisses identiques. Le rendement d'un palier est estimé à $\eta_2 = 0,99$;
 - de deux systèmes pignon-crémaillère de rendement chacun $\eta_3 = 0,98$;
- le problème est symétrique par rapport au plan $(O; \vec{x}, \vec{y})$;
- la masse de l'ensemble en mouvement $(E) = \{\text{motoréducteur, pignons, axes de transmission, 1, 2, 3}\}$ est $m_t = 6\,086,63$ kg ;
- les deux crémaillères sont fixes par rapport à (0) ;
- l'axe de transmission est en liaison pivot d'axe (O, \vec{z}) avec le module (1) ;
- les deux pignons identiques sont liés à l'axe de transmission. La vitesse de rotation d'un pignon par rapport au module horizontal (1) est $\omega_{p/1} = \omega_r$. Le module est $m = 6$ mm et le nombre de dents est $Z = 25$;
- l'angle de pression de l'engrènement entre un pignon et une crémaillère est $\alpha = 20$ degrés. Lors du mouvement de recul de (1) par rapport à (0) suivant la direction $-\vec{x}$, l'action mécanique d'un pignon sur une crémaillère est notée \vec{F}_{10} de norme F_m ;
- le vecteur vitesse de translation du module (1) par rapport au module (0) est $\vec{V} = -v_0 \vec{x}$;
- le module (1) est guidé en translation par rapport à (0) par 4 galets identiques. Chacun des galets supporte le poids de $m_t/4$. On supposera un coefficient de frottement entre les paliers et le rail de $f = 0,005$.

Question n°33 : Calculer la vitesse de rotation maximale du pignon $\omega_{p/1}$ du système pignon-crémaillère.

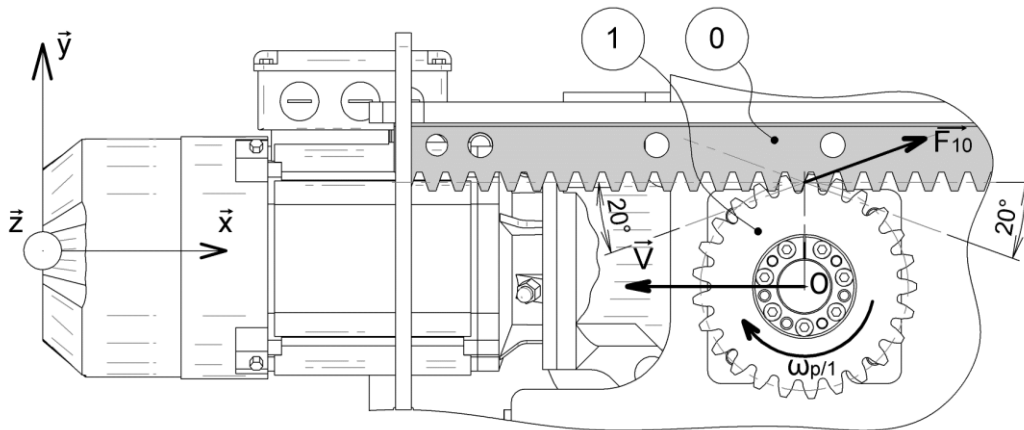


Figure 27 : Schéma de l'engrènement du système pignon/crémaillère en phase d'avance de (1) par rapport à (0) (mouvement selon $-\vec{x}$)

Question n°34 : En appliquant le principe fondamental de la dynamique à l'ensemble (E) en mouvement par rapport au repère lié à (0) considéré comme galiléen, déterminer la force motrice F_m au niveau d'un des deux contacts pignon/crémaillère nécessaire à la phase de démarrage (accélération constante v_0/t_0) en fonction de v_0 , t_0 , m_t , f , α et g .

La force motrice totale nécessaire est donc $2F_m$. Par application du théorème de l'énergie cinétique à l'ensemble {motoréducteur, pignons, axes de transmission} en mouvement par rapport au repère lié à (0) supposé galiléen, on obtient la relation suivante :

$$J_{eq} \frac{d\omega_m}{dt} = \eta C_m - r F_m \cos \alpha mZ,$$

avec J_{eq} le moment d'inertie de l'ensemble {motoréducteur, pignons, axes de transmission} ramené à l'axe du moteur et η le rendement total de la chaîne de puissance.

Question n°35 : En déduire l'expression littérale du couple C_m nécessaire pour mettre l'ensemble {motoréducteur, pignons, axes de transmission} en explicitant η en fonction des différents rendements η_1 , η_2 et η_3 de la chaîne de puissance. Faire l'application numérique en négligeant J_{eq} .

Question n°36 : Calculer alors la puissance du motoréducteur nécessaire au démarrage en phase de recul en prenant comme rapport de réduction $r = \frac{\omega_{p/1}}{\omega_m} = \frac{1}{30,22}$.

D.2.4 CONCLUSION

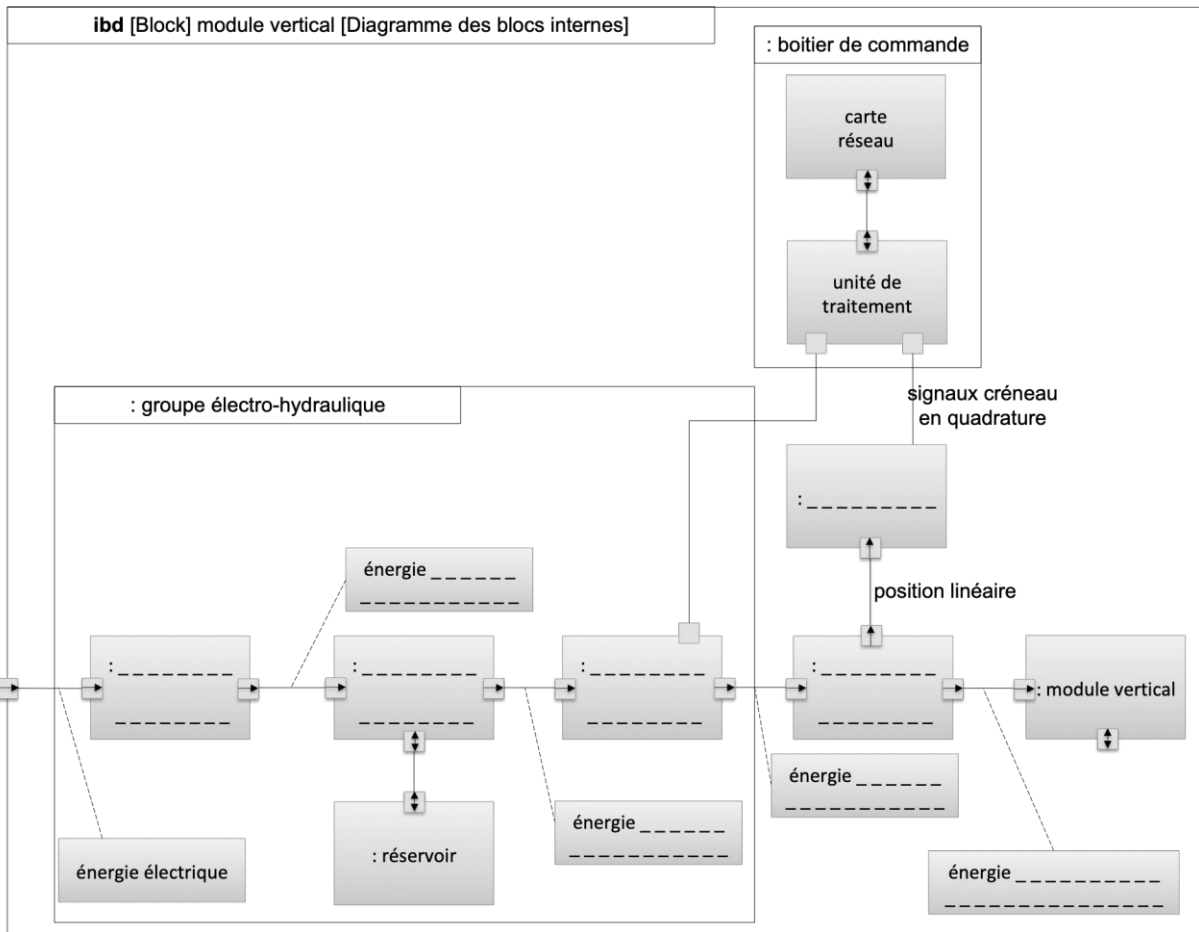
Le moteur choisi par le constructeur est le motoréducteur triphasé avec réducteur à couple conique dont les caractéristiques techniques sont données dans le tableau suivant.

Puissance maximale	1,1 kW
Rapport de réduction	1/30,22
Vitesse de rotation de l'arbre en sortie de réducteur	50 tours/min
Couple maximal en sortie de l'axe moteur	27 Nm

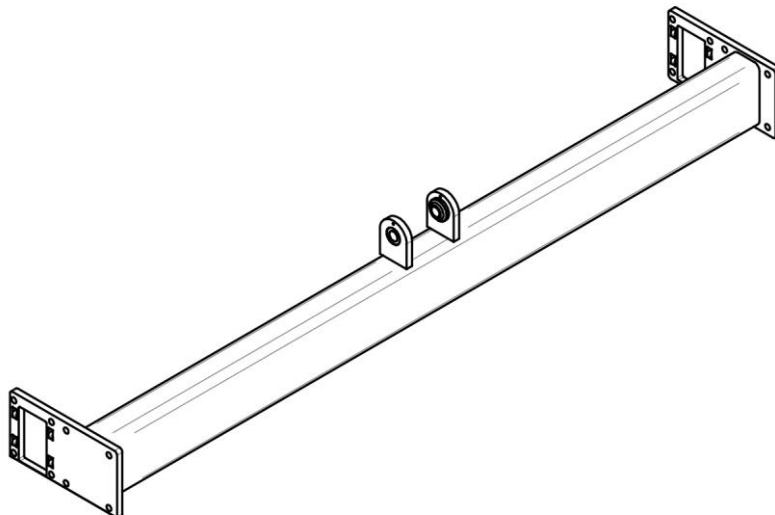
Question n°37 : En utilisant l'ensemble des résultats de la sous-partie D.2.3, remplir le tableau du document réponse DR6 puis conclure sur le choix de la motorisation fait par le constructeur.

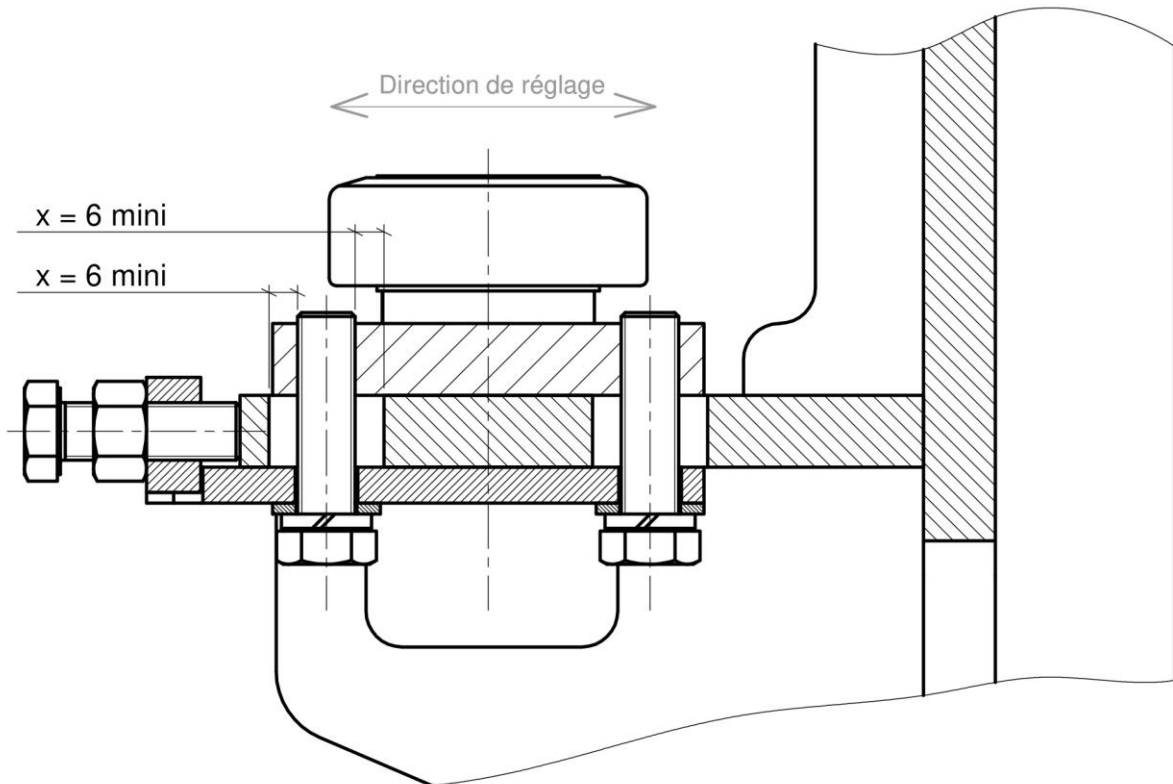
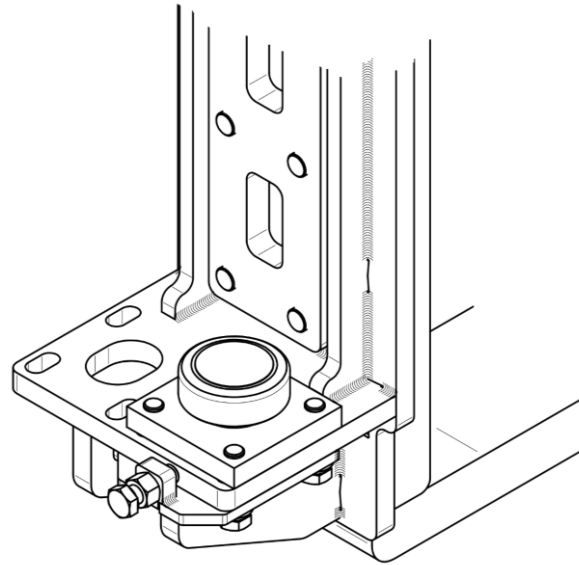
NE RIEN ECRIRE DANS CE CADRE

DOCUMENT RÉPONSE DR1 : question 3



DOCUMENT RÉPONSE DR2 : question 11





Réponse à la question 26

.....

.....

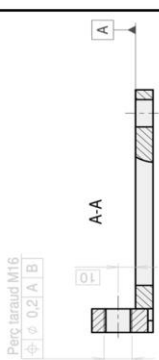
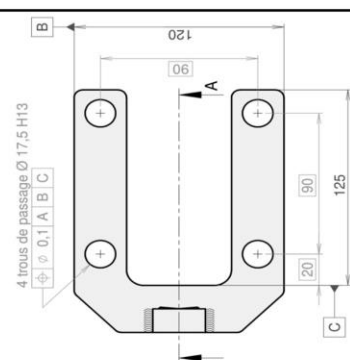
.....

.....

.....

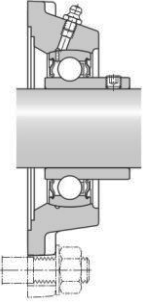
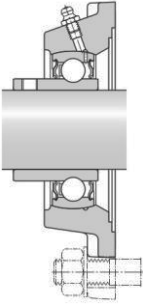
.....

NE RIEN ECRIRE DANS CE CADRE

Tolérancement Normalisé		Analyse d'une spécification par zone de tolérance			
Symbole de la Spécification		Eléments Réels		Eléments Parfaits (Idéaux)	
Type de Spécification	Forme Position	Elément(s) Tolérancé(s) (BLEU)	Elément(s) de Référence (ROUGE)	Référence(s) Spécifiées(s) (ROUGE)	Zone de Tolérance (VERT)
Condition de Conformité	Orientation Battement	Unique Groupe	Unique Multiples	Simple, Commune ou Système	Contraintes Orientation et/ou Position par rapport à la référence spécifiée
Schéma Extrait du dessin de définition					
					
					

Pour les mots en italique, il faut rayer la ou les mentions inutiles.

DOCUMENT RÉPONSE DR5 : question 28

Centre de la liaison	Solides en liaison	Nom de la liaison	Torseur des actions mécaniques transmissibles	Nombres d'inconnues statiques	Justification du choix de la liaison
					
					

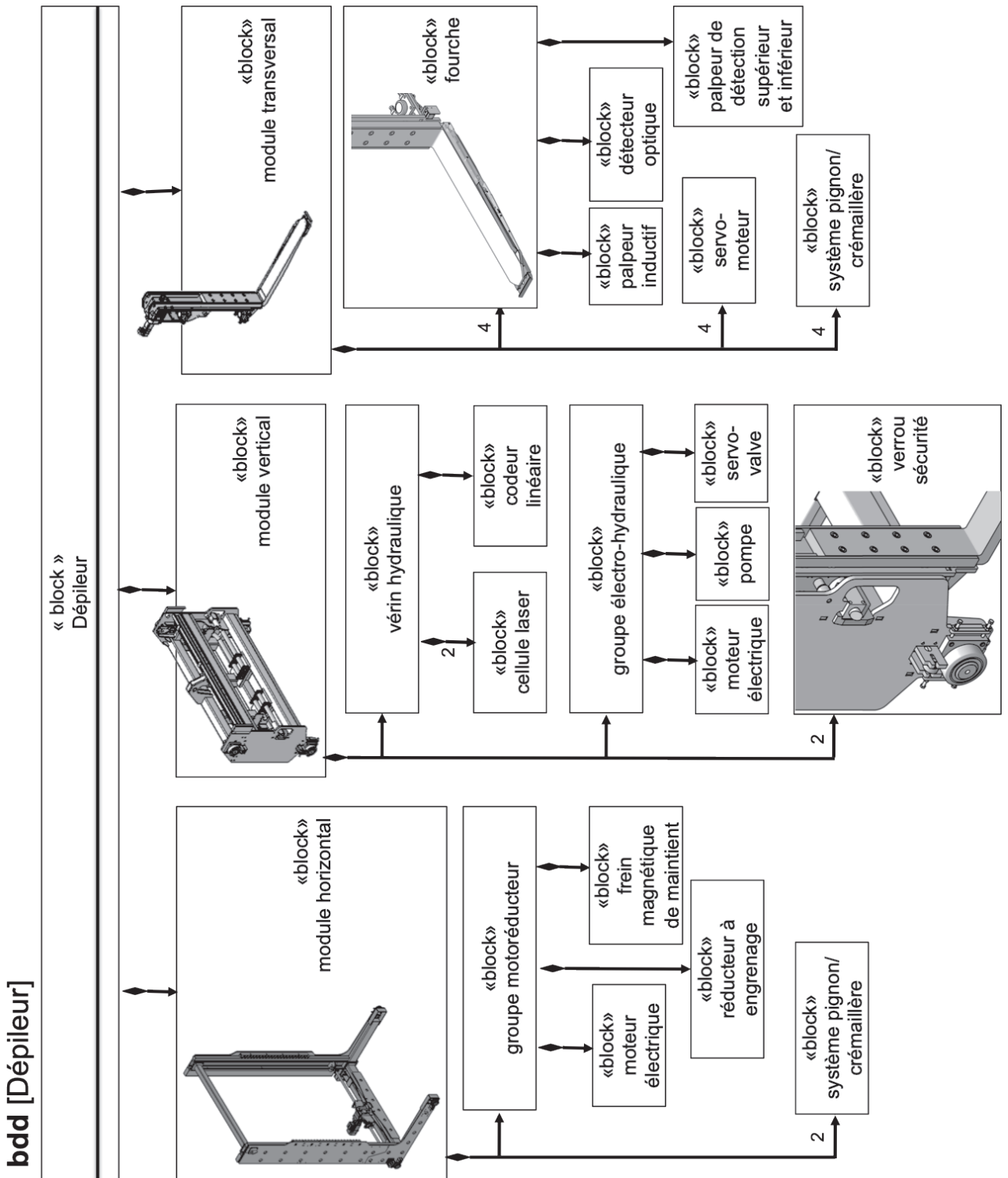
DOCUMENT RÉPONSE DR6 : question 37

Caractéristique	Moteur choisi	Valeurs déterminées	Caractéristique validée
Puissance maximale	1,1 kW	Q36 :	OUI / NON
Rapport de réduction	1/30,22	Q30 :	OUI / NON
Vitesse de rotation de l'arbre en sortie de réducteur	50 tours/min	Q33 :	OUI / NON
Couple maximal en sortie de l'axe moteur	27 N.m	Q35 :	OUI / NON

Réponse à la question 37 – Conclusion

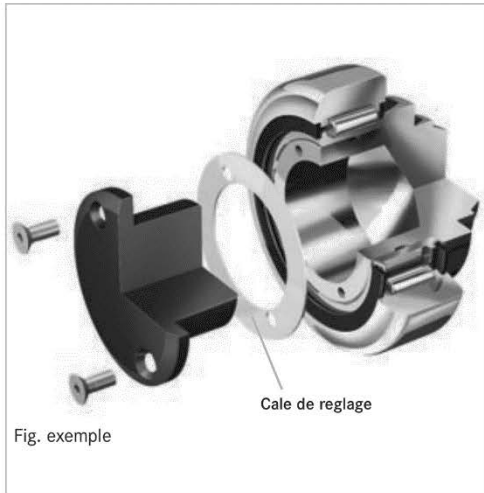
<p>.....</p> <p>.....</p> <p>.....</p> <p>.....</p> <p>.....</p>
--

DOCUMENT TECHNIQUE DT1 : Diagramme de définition des blocs du dépileur



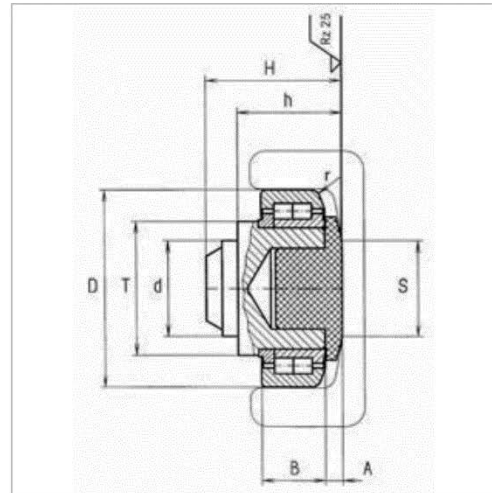
DOCUMENT TECHNIQUE DT2 : Galets à rouleaux réglables

EXTRAIT DU CATALOGUE CONSTRUCTEUR



Le réglage de la cote (A) est réalisé par l'insertion de rondelles d'écartement entre le boîtier principal et l'insert OILAMID.

- Des rondelles d'épaisseur 0,5 et 1,0 mm sont disponibles sur demande.
- Réglage max + 2 mm



■ Axes spéciaux sur demande.

Remarque : En présence de charges axiales élevées, il est recommandé d'usiner les surfaces de roulement.

*OILAMID est un polyamide autolubrifiant à haute résistance à l'abrasion.

Type	D-0.1 [mm]	T [mm]	d -0.05 [mm]	H** [mm]	h** [mm]	B [mm]	A [mm]	S [mm]	r [mm]	F _R [kN]	F _A [kN]	C [kN]	C ₀ [kN]	Platines à visser	Profilés
4.052 P	40,0	-	20	25,0	-	16	4,0	∅ 20	-	1,00	3,1	10,0	5,7	APA APA-Q	A
4.072 P	62,5	42	30	43,0	33,0	20	5,5	∅ 25	3	10,30	4,0	31,0	35,5	AP0 AP0-Q	0 NbV
4.073 P	70,1	48	35	48,0	40,0	23	6,5	∅ 33	4	12,40	6,7	45,5	51,0	AP1 AP1-Q	1 NbV
4.074 P	78,1	54	40	50,5	39,5	23	7,0	∅ 40	4	12,90	7,2	48,0	56,8	AP2 AP2-Q	2 NbV
4.076 P	88,4	59	45	61,0	48,0	30	7,0	∅ 45	3	22,40	8,9	68,0	72,0	AP3.1 AP3-Q	3 NbV
4.0784 P	107,7	71	60	69,0	55,0	31	8,0	∅ 60	5	23,80	14,4	81,0	95,0	AP4 AP4-Q	4 NbV
4.079 P	123,0	80	60	75,5	59,5	37	8,0	∅ 70	5	33,90	38,4	110,0	132,0	AP4 AP4-Q	5 NbV
4.080 P	149,0	103	60	81,0	62,0	45	8,0	∅ 100	5	59,20	41,6	151,0	192,0	AP6 AP6-Q	6 NbV
4.085 P	180,0	124	100	99,2	79,8	57,3	10,0	∅ 112	5	91,80	41,6	207,0	243,0	AP90Q	8 NbV

C = capacité dyn. des roulements radiaux (ISO 281 / 1), C₀ = Capacité stat. des roulements radiaux (ISO 76)

F_R = capacité de charge des roulements radiaux autorisée entre les rouleaux et le profilé

F_A = capacité de charge des roulements axiaux autorisée entre les rouleaux et le profilé

** cote H et h sans rondelle d'écartement ; máx. +2 mm

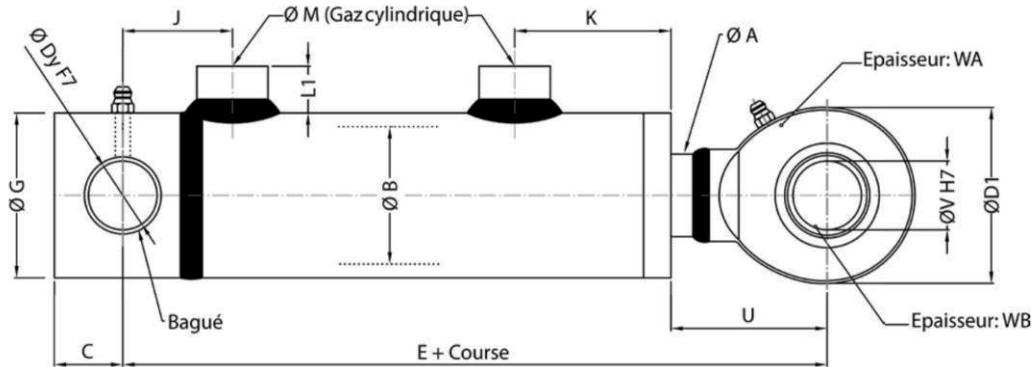
Calcul de durée de vie La durée de vie des galets L₁₀, en Million de tours, est donnée par :

$$L_{10} = \left(\frac{C}{F_r} \right)^n,$$

avec $n = 3$ pour des galets à billes et $n = \frac{10}{3}$ pour des galets à rouleaux.

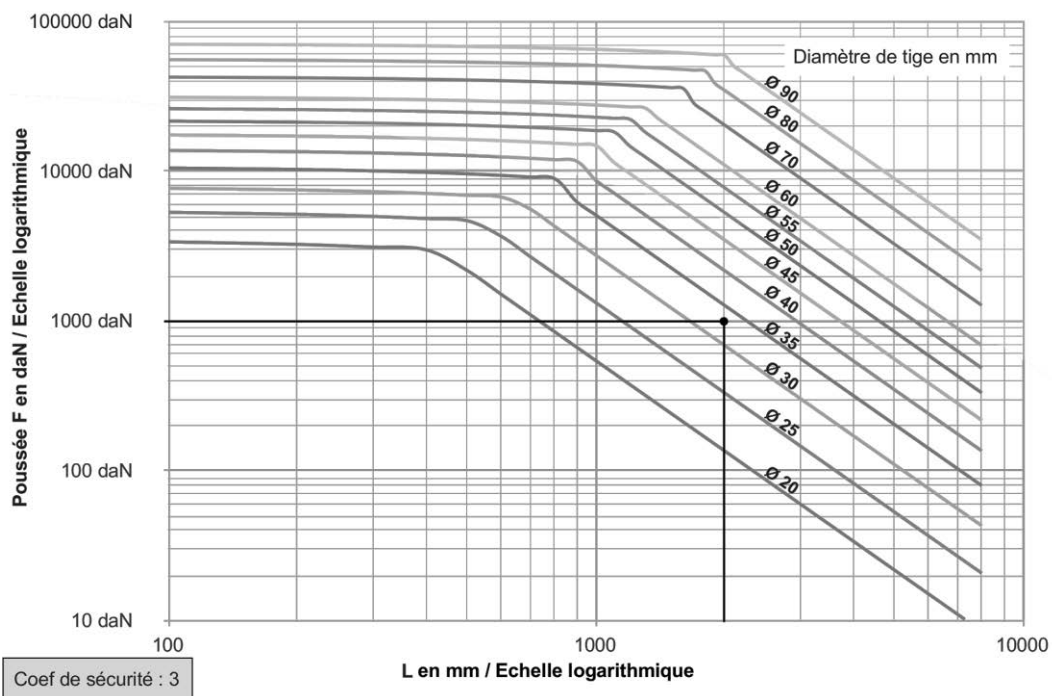
DOCUMENT TECHNIQUE DT3 : Dimensions du vérin hydraulique et diagramme de flambage

EXTRAIT DU CATALOGUE CONSTRUCTEUR



Réf : DE A × B C Course

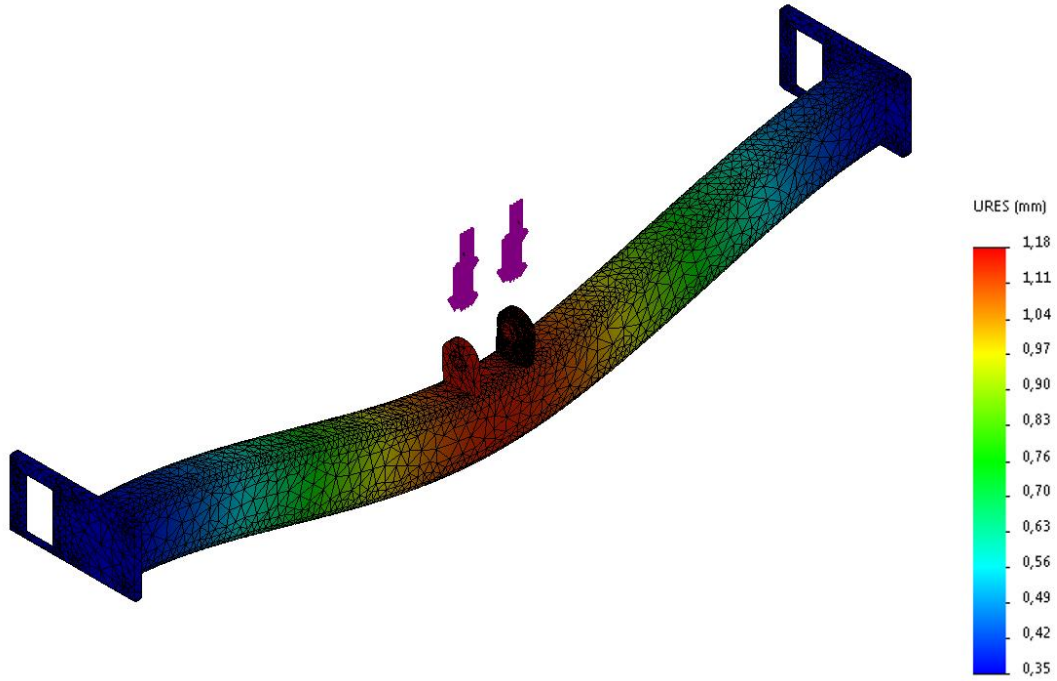
A	B	G	E	Dy	V	U	WA	WB	D1	M	C	J	K	L1
...
50	100	115	302	30	50	100	30	35	112	3/4"	30	60	77	20
55	100	115	302	30	50	100	30	35	112	3/4"	30	60	77	20
60	100	115	302	30	50	100	30	35	112	3/4"	30	60	77	20
70	100	115	302	30	50	100	30	35	112	3/4"	30	60	77	20
80	100	115	302	30	50	100	30	35	112	3/4"	30	60	77	20
...



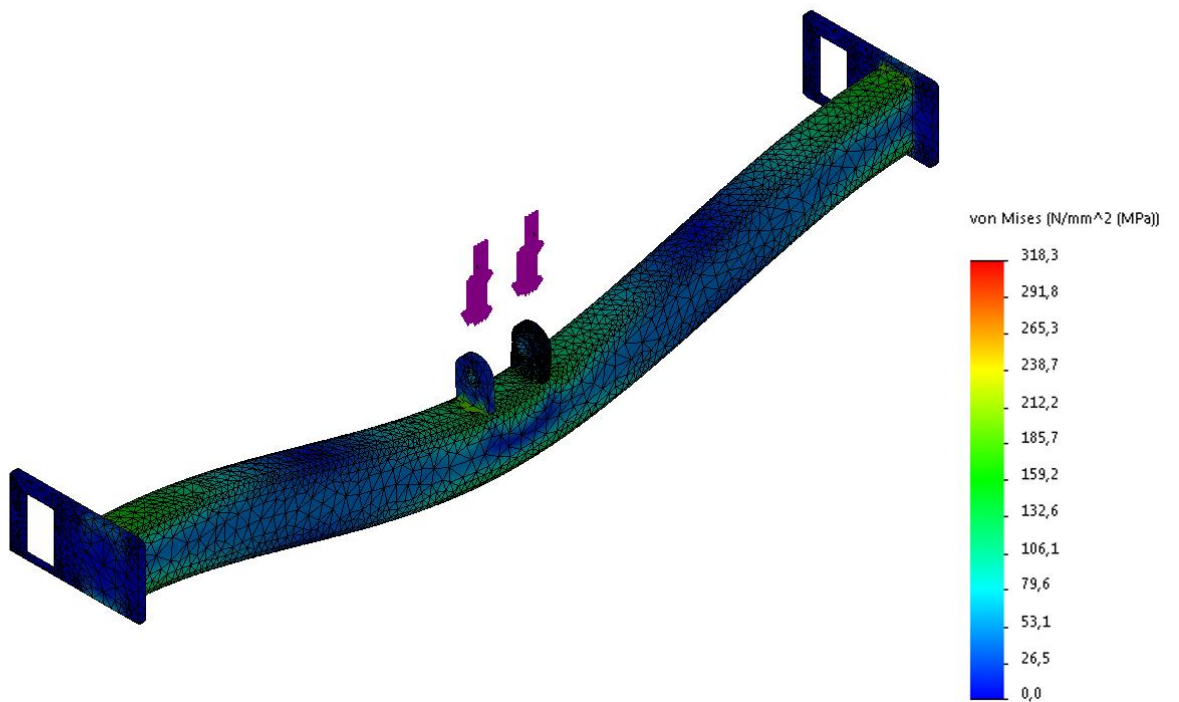
Exemple : pour un effort de poussée maximal de 1000 daN et une longueur de tige L = 2 000 mm, il faut choisir un vérin de diamètre de tige compris entre 30 et 35 mm.

DOCUMENT TECHNIQUE DT4 : Simulation numérique du *châssis vérin* par éléments finis

Résultat de la simulation numérique des déplacements :



Résultat de la simulation numérique des contraintes de Von Mises :



DOCUMENT TECHNIQUE DT5 : Caractéristiques de la pompe hydraulique

EXTRAIT DU CATALOGUE CONSTRUCTEUR

HY28-2665-01/P1/EN | March 2020

Axial Piston Pumps
P1/PD Series

General Information & Technical Specs

Description

- Variable displacement, axial piston pump for open-circuit applications
- Continuous operation at pressures up to 280 bar
- High drive speed models for mobile markets and low noise models for industrial markets
- Quiet and efficient control capability
- Cam bearing design

Benefits



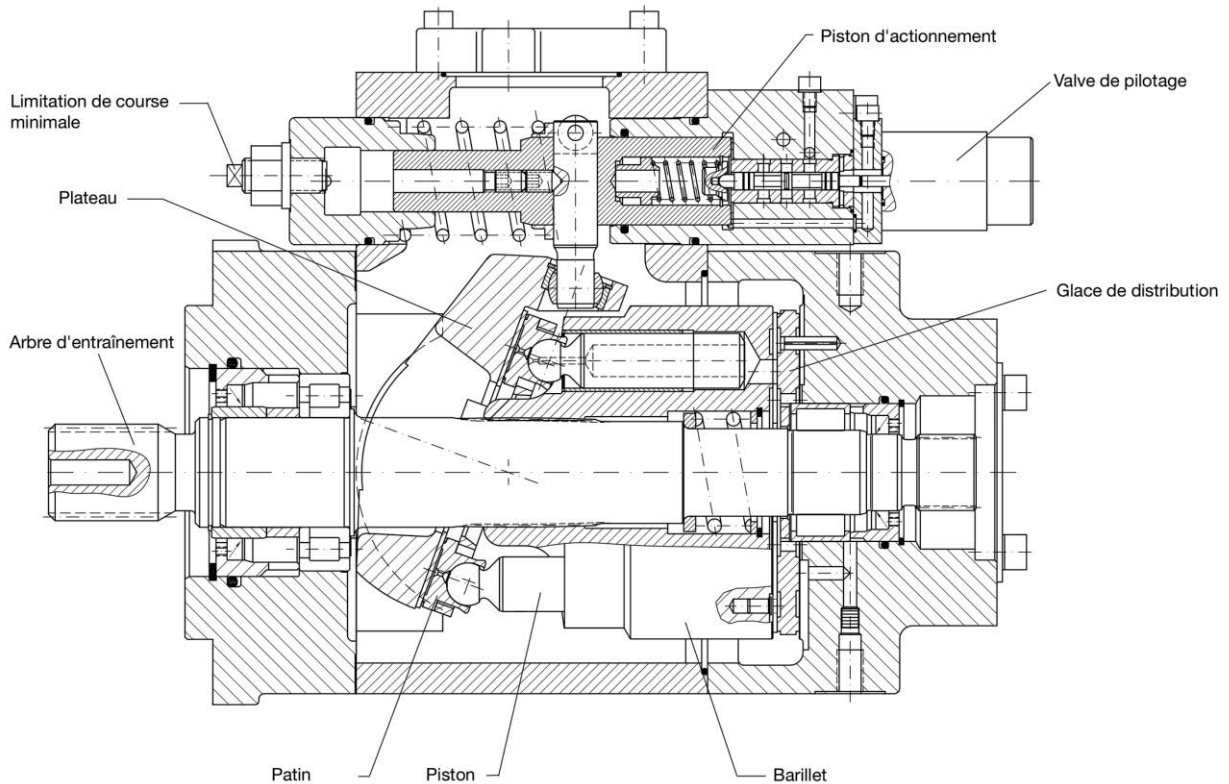
- Compact overall package size
- High power density
- Many different standard control options
- Modular controls for easy conversions
- High operating efficiency for lower power consumption and reduced heat generation
- Elastomer seals that eliminate gaskets and external leakage
- Simple hydraulic controls with "no-leak" adjustments
- Fast and stable compensator response
- SAE and ISO standard mounting flanges and ports
- Long life, roller shaft bearings
- Long life, low friction, hydrostatically balanced swash plate saddle bearings
- Full power through-drive capability
- Multiple case drain ports for various mounting orientations
- Optional minimum and maximum displacement adjustments
- Easy to service

Technical Data

Model	P1/PD 018	P1/PD 028	P1/PD 045	P1/PD 060	P1/PD 075	P1/PD 085	P1/PD 100	P1/PD 140
Maximum Displacement, cm ³ /rev cu.in./rev	18 1.10	28 1.71	45 2.75	60 3.66	75 4.58	85 5.19	100 6.01	140 8.54
Outlet Pressure – Continuous	280 bar (4060 psi)					250 bar (3600 psi)	280 bar (4060 psi)	
Intermittent*	320 bar (4640 psi)					300 bar (4350 psi)	320 bar (4640 psi)	
Peak	350 bar (5075 psi)					320 bar (4600 psi)	350 bar (5075 psi)	
P1 Maximum Speed (1.3 bar abs inlet), rpm	3500	3400	3100	2800	2700	2700	2500	2400
P1 (1.0 bar abs inlet), rpm	3300	3200	2800	2500	2400	2400	2250	2100
P1 (0.8 bar abs inlet), rpm	2900	2900	2400	2200	2100	2100	1900	1800
PD Maximum Speed (1.0 bar abs inlet), rpm	1800							
PD (0.8 bar abs inlet), rpm	1800							
Minimum Speed, rpm	600							
Inlet Pressure – Maximum	11 bar absolute (160 psi)							
Rated	1.0 bar absolute (14.5 psi)							
Minimum	0.8 bar absolute (11.6 psi)							
Case Pressure – Peak, bar	4.0 bar absolute (58 psi) and less than 0.5 bar (7.3 psi) above inlet pressure							
Rated, bar	2.0 bar absolute (29 psi) and less than 0.5 bar (7.3 psi) above inlet pressure							
Fluid Temperature Range, °C °F	-40 to +95 -40 to +203							
Fluid Viscosity – Rated, cSt	7 to 160							
Optimum Range, cSt	14-50 cSt							
Max. Intermittent, cSt	5000 (for cold starting)							
Min. Intermittent, cSt	5							
Fluid Contamination – Rated, ISO	20/18/14							
Weight – End Port, kg (lb)	13.4 (29.5)	17.7 (39.0)	23 (50)	29 (64)	30 (66)	30 (66)	51 (112)	66 (145)
Side Port, kg (lb)	14.2 (31.3)	18.1 (40.0)	24 (52)	30 (67)	31 (68)	31 (68)	53 (117)	67 (147)
Thru-Drive, kg (lb)	15 (34)	22 (48)	27 (59)	34 (75)	35 (77)	35 (77)	55 (121)	82 (180)
Moment of Inertia kg·mm ²	760	1555	3208	4548	5041	5041	12027	21400
Moment of Inertia Thru-Drive, kg·mm ²	793	1618	3268	4687	5207	5207	12402	22343

*Intermittent is defined as less than 10% of operation time, not exceeding 20 successive seconds.

DOCUMENT TECHNIQUE DT6 : Mise en plan de la pompe hydraulique à cylindrée variable



Réglage proportionnel électro-hydraulique

DOCUMENT TECHNIQUE DT7 : norme vis CHC vis FHC

Six pans creux

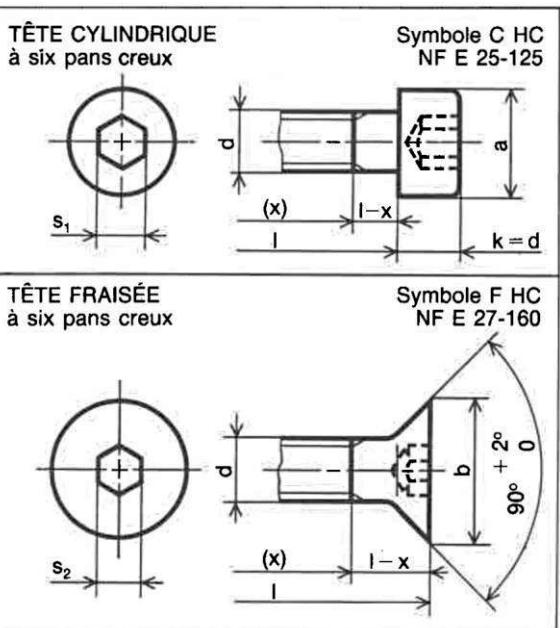
La capacité de transmission du couple de serrage est un peu plus faible que celle des modes d'entraînement H ou Q.

Elle présente notamment l'avantage :

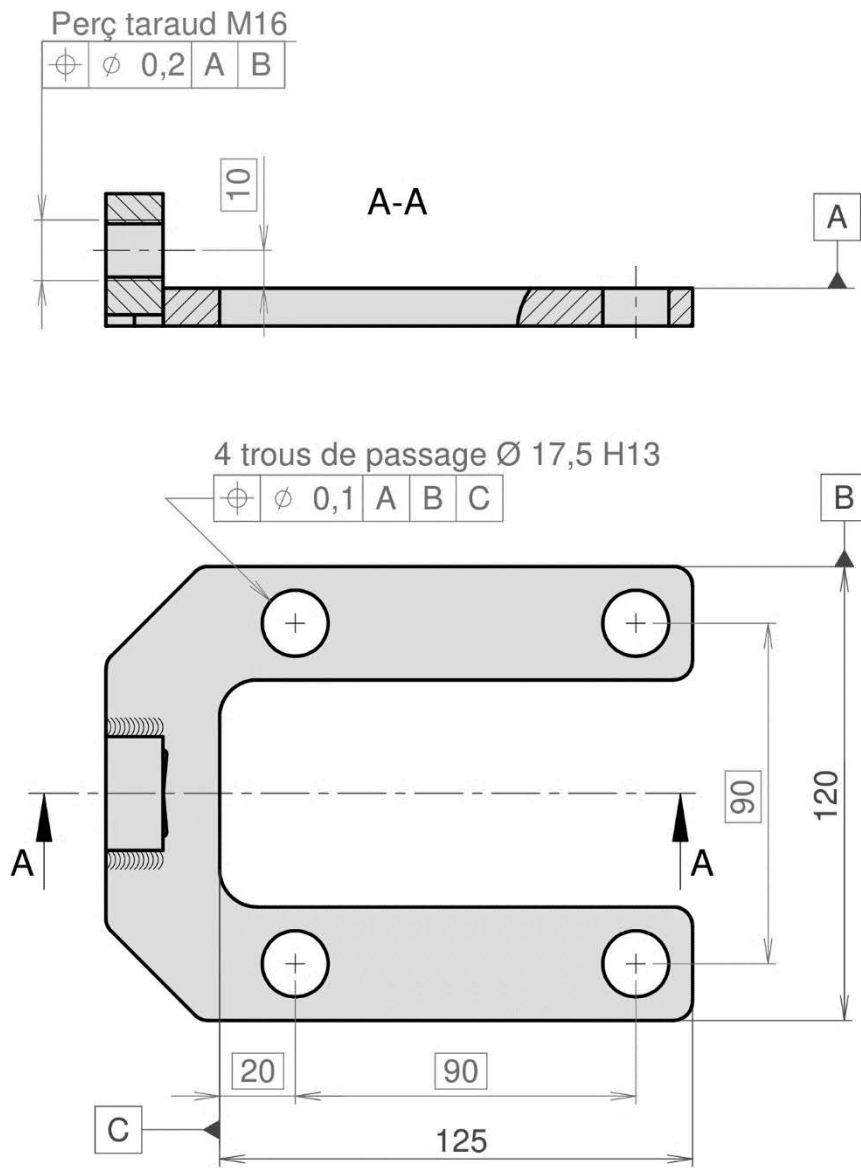
- d'une absence d'arêtes vives extérieures (sécurité, esthétique,...),
- d'un mode d'entraînement de faible encombrement.

d	a	b	s ₁	s ₂	d	a	b	s ₁	s ₂
M 1,6	3	3,52	1,5	0,9	M12	18	22,5	10	8
M 2	3,8	4,4	1,5	1,3	(M14)	21	26	12	10
M 2,5	4,5	5,5	2	1,5	M16	24	30	14	10
M 3	5,5	5,5	2,5	2	M20	30	38	17	12
M 4	7	8,4	3	2,5	M24	36	—	19	—
M 5	8,5	9,3	4	3	M30	45	—	22	—
M 6	10	11,3	5	4	M36	54	—	27	—
M 8	13	15,8	6	5	M42	63	—	32	—
M10	16	18,3	8	6	M48	72	—	36	—

EXEMPLE DE DÉSIGNATION :
Vis C HC, M d-l, classe de qualité***,



DOCUMENT TECHNIQUE DT8 : Mise en plan et cotation fonctionnelle de la cale de réglage



ISO 8015
Tolérances générales ISO 2768 - cL