

SESSION 2026



**CAPET
CONCOURS EXTERNE
ET CAFEP CORRESPONDANT
(BAC + 3)**

**Section : SCIENCES INDUSTRIELLES DE L'INGÉNIEUR
Option : : INGÉNIERIE MÉCANIQUE**

ÉPREUVE D'ADMISSIBILITÉ 2

L'épreuve consiste en une résolution de problème.

L'épreuve vise à apprécier la capacité du candidat, à partir de l'exploitation de ressources et documents techniques, à résoudre un problème technique posé et à établir des éléments de conception préliminaire.

Durée : 4 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 appartient au candidat de vérifier qu'il a reçu un sujet complet et correspondant à l'épreuve à laquelle il se présente.

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. Le fait de rendre une copie blanche est éliminatoire.

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 CAPET de l'enseignement public :**

Concours	Section/option	Epreuve	Matière
LDE	1414E	102	4062

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

Concours	Section/option	Epreuve	Matière
LDF	1414E	102	4062

Présentation du support d'étude

OBTENTION DE PROFILES COMPOSITES PAR PULTRUSION

1.1. Mise en situation

La technique par pultrusion ou « extrusion par tirage » est un procédé de mise en œuvre en continu de tubes et profilés en matériaux composites. Ce procédé permet la production de profilés (figure 1) de section constante en grande série.

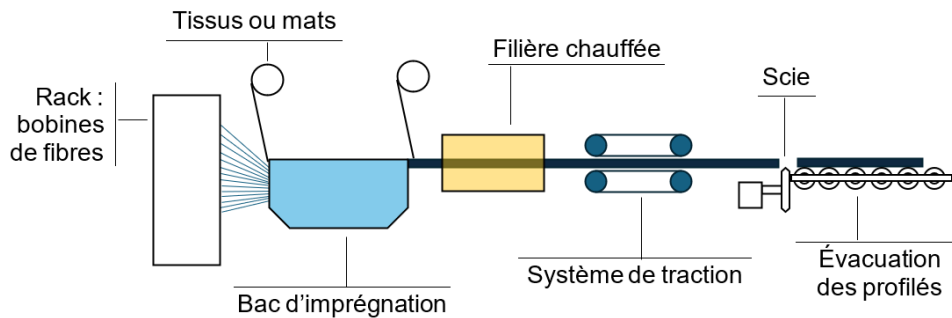


Figure 1 : Principe de fonctionnement général d'une ligne de production par pultrusion

Le fonctionnement général (figure 1) peut se résumer ainsi : le renfort (tissu, mat, fibres) conditionné en bobine et imprégné de résine thermodurcissable ou de polymère thermoplastique est tiré à travers une filière chauffée qui contrôle la teneur en résine ou polymère et détermine la forme de la section. Le passage dans ce four va ainsi provoquer la polymérisation de la résine ou la fusion du polymère et donner la forme finale. Le produit est ensuite coupé à la longueur souhaitée.

Une société française, spécialiste dans l'obtention de profilés à base de fibre de carbone ou fibre de verre par pultrusion, conçoit et exploite ses propres lignes de production. La croissance et l'évolution du marché imposent le développement d'une nouvelle série de machine de production (figure 2).

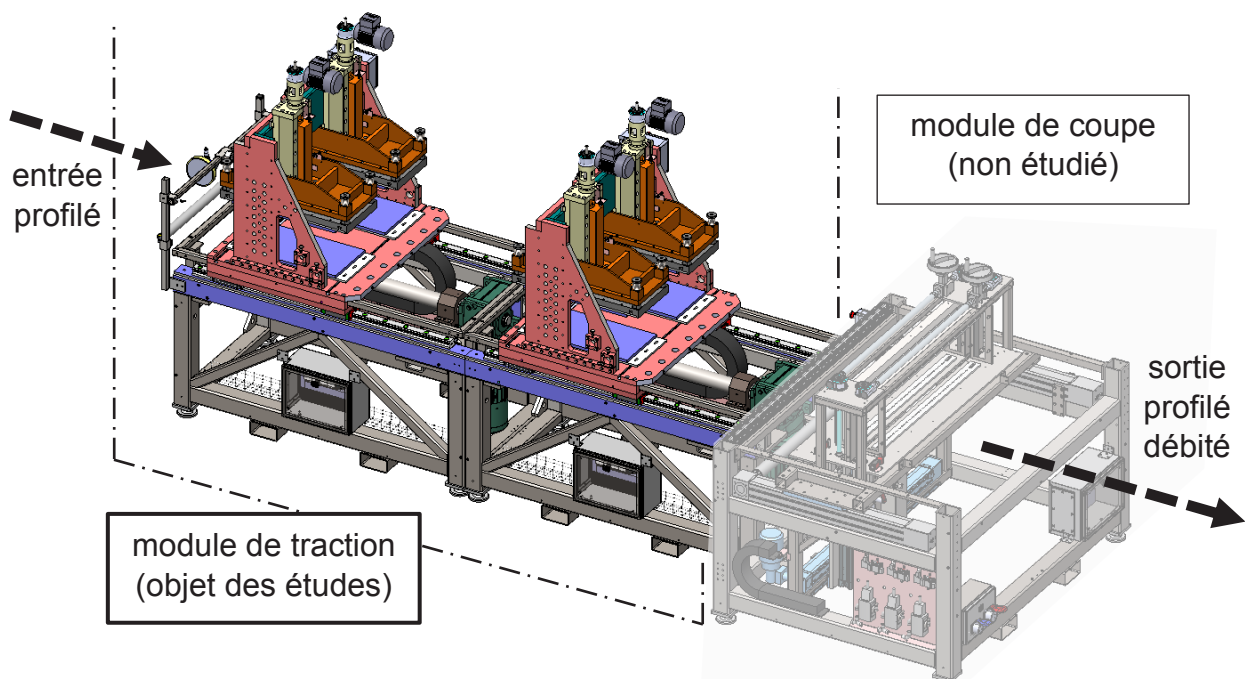


Figure 2 : Nouvelle ligne de production

La nouvelle ligne de production se décompose en 2 sous-ensembles distincts (figure 2) :

- un *module de traction* constitué de 2 chariots identiques équipés chacun de 2 pinces identiques permettant l'avance par traction continue de la matière formée en profilé ;
- un *module de coupe* (non étudié dans ce sujet) permettant le débit des profilés aux dimensions souhaitées « à la volée ».

Le module de traction fera l'objet des différentes études menées dans ce sujet.

1.2. Descriptions fonctionnelle et structurelle du module de traction

L'annexe A présente un extrait du cahier des charges sous la forme d'un diagramme partiel des exigences.

Les annexes B et C présentent le modèle 3D d'une proposition de conception préliminaire du module de traction mettant en évidence les éléments structurels principaux ainsi que les différentes classes d'équivalence cinématiques.

L'annexe D présente le diagramme partiel de définition de blocs détaillant les éléments structurels du module de traction implantés dans la nouvelle ligne de production.

Les chariots du module de traction ont un mouvement linéaire de va-et-vient, chacun est équipé de 2 pinces identiques (réglables manuellement en hauteur et largeur indépendamment) assurant le pincement du profilé lors de sa traction. Au cours de la production, le profilé est tiré en permanence par au moins un chariot du module de traction.

Un schéma cinématique minimal du chariot est représenté sur l'annexe E.

1.3. Études de conception préliminaire

Les différentes études abordées dans ce sujet visent à résoudre des problèmes techniques en vue de proposer des solutions de conception préliminaire :

- étude A : garantir un guidage en translation rigide des chariots et capable de supporter la force de traction ;
- étude B : fournir la puissance nécessaire au chariot pour garantir la force de traction sur le profilé ;
- étude C : assurer la transmission de la force de pincement par le guidage en translation de la tête de compression ;
- étude D : garantir un pincement efficace du profilé.

**Les études sont toutes indépendantes
et peuvent être traitées dans n'importe quel ordre.**

Étude A : Garantir un guidage en translation rigide des chariots et capable de supporter la force de traction.

L'étude porte sur un des deux chariots du module de traction dont la construction est identique. Un schéma cinématique minimal et simplifié (une seule pince représentée par chariot) est donné sur la figure 3.

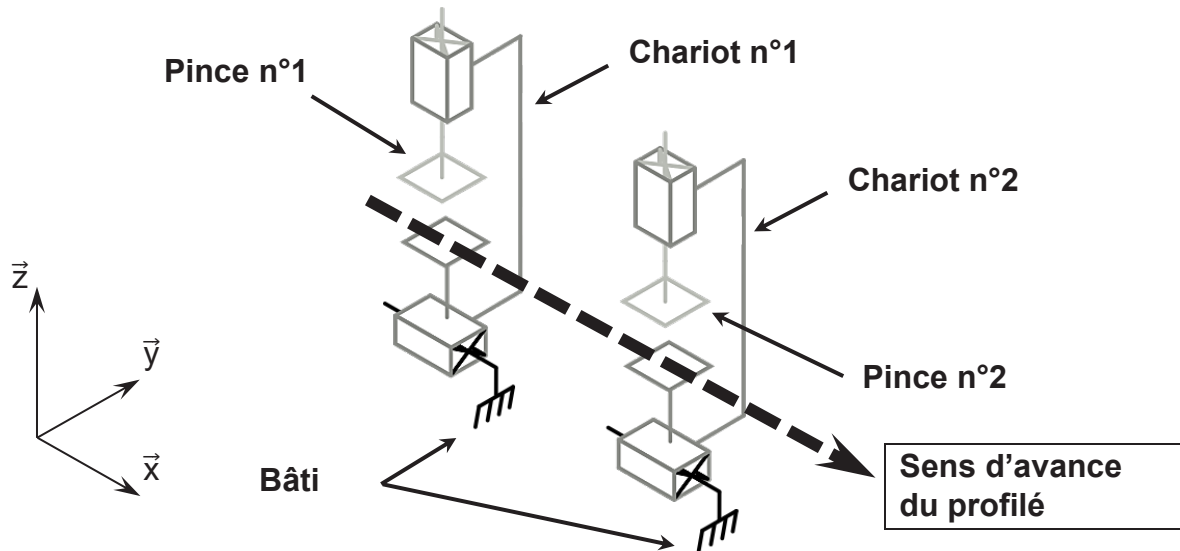


Figure 3 : Schéma cinématique minimal et simplifié du module de traction

Premier problème à résoudre : Déterminer les contraintes géométriques associées au guidage du chariot.

Les charges mises en jeu (poids du chariot et force de traction appliquée sur le profilé) imposent, pour chaque chariot du module de traction, un guidage par liaison glissière de direction $\vec{x}$ hyperstatique.

Une proposition de schéma cinématique du guidage en translation d'un chariot est représentée sur la figure 4.

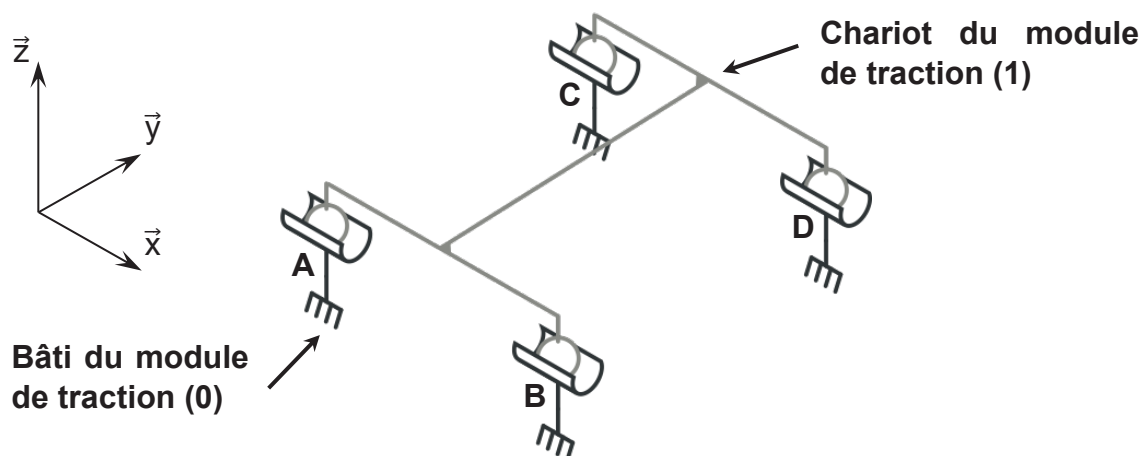


Figure 4 : Schéma cinématique détaillé du guidage en translation d'un chariot

Question A.1 : Donner les avantages et les inconvénients d'un guidage hyperstatique.

Question A.2 : Déterminer le degré d'hyperstatisme, noté h , du guidage modélisé sur la figure 4. À l'aide de l'annexe F, détailler votre réponse en précisant pour la méthode retenue : le nombre d'équations (cinématiques ou statiques), le nombre d'inconnues (cinématiques ou statiques) et le nombre de mobilités (utiles et internes).

Question A.3 : Donner rapidement la (ou les) contrainte(s) géométrique(s) de fabrication et de montage à imposer au guidage en translation modélisé sur la figure 4.

Afin d'assurer une rigidité suffisante au guidage, il est nécessaire de prévoir une précharge au montage supprimant ainsi les petits déplacements liés aux jeux entre le patin et le rail.

L'annexe G1 fournit les recommandations du fabricant.

Question A.4 : Compte-tenu du fonctionnement du module de traction, proposer et argumenter rapidement sur un type de pré charge souhaitée (légère, moyenne ou élevée).

Question A.5 : Considérant une pré charge sur chaque patin, établir le schéma cinématique (2D ou 3D) modélisant un guidage en translation de direction $\vec{x}$ du chariot. Donner rapidement la conséquence sur les contraintes géométriques d'un guidage sous pré charge.

Deuxième problème à résoudre : Choisir le composant assurant la fonction de guidage en translation du chariot.

Le choix du composant de guidage se porte sur une gamme de 4 patins à recirculation de billes montés sur rails profilés série HG, présentée sur les annexes G2 et G3.

Hypothèses d'étude :

- le fonctionnement du chariot de traction est en régime permanent ;
- le poids du chariot se répartit uniformément sur chaque patin ;
- la force motrice générée par le motoréducteur au niveau du système vis-écrou se situe dans le plan médian du chariot du module de traction et se répartit uniformément sur chaque patin ;
- la force de traction sur le profilé est égale à la force motrice ;
- les forces de résistance au déplacement sont négligées ;
- les frottements et jeux dans les liaisons sont négligés.

Le fabricant des patins à billes préconise :

- pour les systèmes de rails profilés à l'arrêt ou en mouvement lent sans à-coups, de respecter un coefficient de sécurité $f_s \geq 1,25$ applicable sur les charges et les couples subis ;
- pour le montage du guidage, d'appliquer une précharge.

Il convient de déterminer dans un premier temps la charge équivalente subie par chaque patin. L'annexe G2 présente une méthodologie de détermination de la charge appliquée à un chariot.

Le schéma de principe des charges appliquées au chariot du module de traction est représenté sur l'annexe H1.

Question A.6 : En vous appuyant sur la méthodologie de l'annexe G2, déterminer la charge maximale subie par les patins. Comparer la valeur trouvée à la capacité de charge statique C_0 du produit série HG indiquée sur l'annexe G3.

Les couples subis par les patins seront déterminés pour la configuration de chargement la plus défavorable où une seule pince est active et excentrée par rapport à l'axe longitudinal de la nouvelle ligne de production.

Cette configuration est celle représentée sur l'annexe H2.

Un logiciel de simulation de calcul de statique est utilisé, le paramétrage et les résultats sont fournis sur l'annexe H3.

Question A.7 : Justifier rapidement que la composante Y_B est nulle.

Question A.8 : Associer les résultats obtenus de simulation (annexe H3) aux caractéristiques M_{0X} , M_{0Y} et M_{0Z} indiquées sur l'annexe G3. Donner la référence d'un produit série HG qui répond aux préconisations du fabricant de patins à billes.

Question A.9 : Dans le cas d'un dépassement d'une ou plusieurs valeurs limites, donner rapidement les risques encourus.

Troisième problème à résoudre : Assurer un montage satisfaisant du guidage sur rail profilé.

Le fabricant des patins à recirculation de billes donne des indications de montage sur l'annexe G4.

Question A.10 : À partir de l'observation de la représentation figurant sur les annexes B et G5, et considérant une tolérance maximale de parallélisme entre les 2 rails (référence et suiveur) de 80 μm , proposer un protocole de montage et de contrôle d'orientation des rails (référence et suiveur) sur un chariot du module de traction.

Les annexes G6 et G7 donnent les recommandations du fabricant pour les tolérances sur les écarts entre les surfaces d'appui des patins.

Données à prendre en compte pour la question suivante :

- référence guidage sur rail profilé : série HG, taille 65H, classe de précharge Z0 ;
- dimensions : $b = 810 \text{ mm}$; $c = 633 \text{ mm}$.

Question A.11 : Considérant le montage de 4 patins sur la plaque du support de guidage et en vous appuyant sur les informations données sur l'annexe I, compléter le tableau de la gamme de mesure de la plaque sur le document réponse DR1.

Étude B : choisir un réducteur de vitesse et dimensionner une clavette pour fournir la puissance nécessaire au chariot et garantir la force de traction sur le profilé.

L'étude porte sur la détermination du motoréducteur assurant la force de traction sur le profilé par un chariot ainsi que la liaison réducteur-vis d'entraînement.

La chaîne de puissance partielle du module de traction est donnée sur la figure 5.

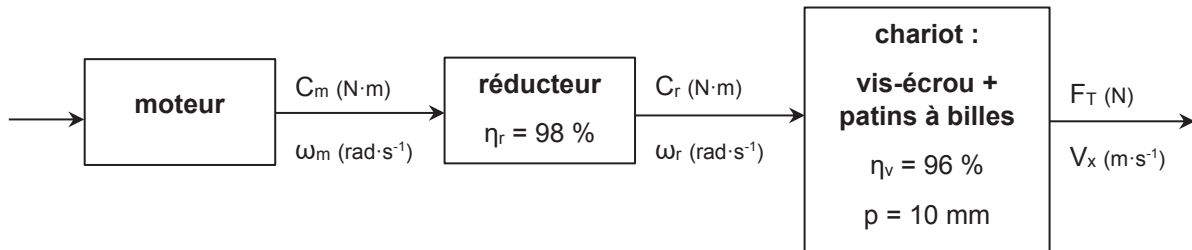


Figure 5 : Schéma-bloc de la chaîne de puissance partielle du module de traction

La relation entrée-sortie cinématique d'un système vis-écrou est donné par :

$$x = \frac{p}{2\pi} \cdot \theta$$

x : déplacement linéaire de l'écrou (m)

p : pas de la vis (m)

θ : déplacement angulaire de la vis (rad)

Premier problème à résoudre : Choisir un réducteur de vitesse adapté.

Les données sont :

- force de traction : $F_T = 78\,480\text{ N}$;
- vitesse de déplacement maximale : $V_x = 1,3\text{ m}\cdot\text{min}^{-1}$.

Question B.1 : Considérant une force de traction F_T constante, justifier en quoi la valeur de la vitesse de traction maximale est prépondérante pour la détermination de l'actionneur.

Question B.2 : Pour le critère de vitesse de traction maximale, déterminer la puissance moteur utile P_{um} . À partir de l'annexe J, proposer une valeur de puissance nominale standard du moteur.

Question B.3 : Déterminer la fréquence de rotation maximale de la vis N_v en $\text{tr}\cdot\text{min}^{-1}$.

Question B.4 : Déterminer le couple résistant en sortie du motoréducteur C_r (appliquer un coefficient de sécurité $f_s = 1,25$ pour tenir compte des effets dynamiques).

Question B.5 : À partir de l'annexe J et de vos résultats précédents, donner la référence du modèle du réducteur Orthobloc Ot® qui convient au juste nécessaire. Détailler rapidement votre démarche de choix.

Second problème à résoudre : Choisir une clavette robuste.

La liaison entre la vis sans fin et le réducteur est réalisée par un assemblage direct avec clavetage.

Les données sont :

- couple en sortie de réducteur : $C_r = 163 \text{ N}\cdot\text{m}$;
- diamètre de l'arbre : $D = 50 \text{ mm}$;
- pression admissible au matage pour des clavettes longitudinales : $p_{\text{adm}} = 15 \text{ MPa}$;
- longueur de clavette minimale : L (à déterminer).

Les caractéristiques dimensionnelles utiles sont fournies sur l'annexe K1.

La clavette se dimensionne au matage.

Question B.6 : Donner l'expression de la surface matée sur la clavette.

Question B.7 : Donner l'expression de la pression de matage en fonction de la longueur L .

Question B.8 : Déterminer la longueur minimale de la clavette à partir de la pression admissible p_{adm} . Choisir, en argumentant, une longueur de clavette normalisée (ressource disponible sur l'annexe K2) cohérente avec les caractéristiques dimensionnelles du réducteur Orthobloc Ot® fournies sur l'annexe J.

Étude C : Choisir une famille de matériaux et définir la spécification fonctionnelle du coulisseau de la tête de compression.

L'étude porte sur le coulisseau de la tête de compression (figure 6) de la pince détaillée sur l'annexe C. La qualité du guidage doit être garantie ainsi que l'interchangeabilité des pièces afin de faciliter la maintenance.

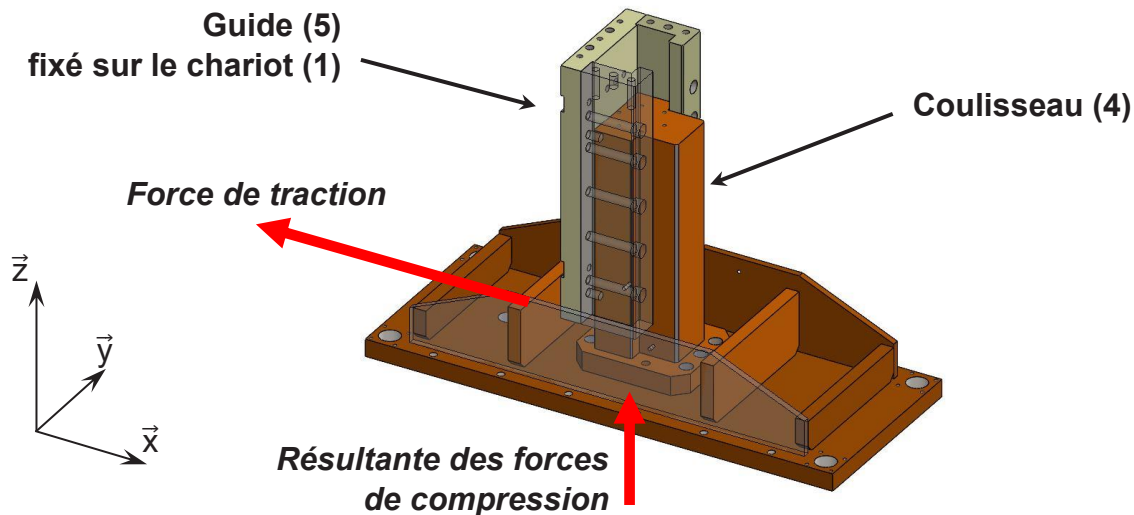


Figure 6 : Représentation de la tête de compression (simplifiée) en position active

La combinaison du pincement du profilé, de l'action mécanique de traction sur le profilé par le chariot et des jeux dans le guidage, provoque une déviation angulaire φ autour de l'axe $(O, \vec{y})$ du coulisseau par rapport au guide. Une représentation simplifiée est donnée sur la figure 7.

Les dimensions sont exprimées en millimètres.

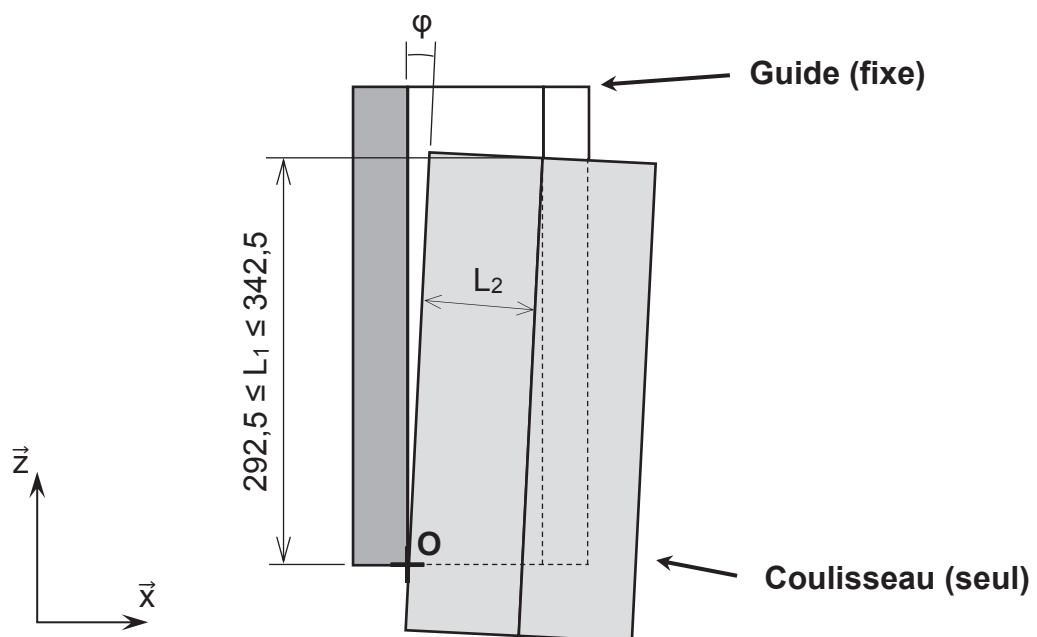


Figure 7 : Représentation simplifiée du coulisseau dans son guide (défaut amplifié)

Premier problème à résoudre : Choisir une famille de matériaux pour le coulisseau.

Dans un premier temps, il est nécessaire de choisir la famille de matériaux du coulisseau sous charge. Une simulation par éléments finis a été réalisée, les résultats sont donnés sur l'annexe L1.

Question C.1 : En s'inspirant de l'exemple et des informations fournies sur le document réponse DR2, mettre en place les conditions limites (déplacements imposés et chargements externes) préalables à la simulation par éléments finis.

Question C.2 : À partir des résultats de la simulation et présentés sur l'annexe L1, relever la valeur de la contrainte équivalente maximale.

Les données à prendre en compte pour la question suivante :

- coefficient de sécurité minimal : $s_{\min} = 2$;
- rigidité souhaitée minimale : $E_{\min} = 210 \text{ GPa}$;
- tolérance dimensionnelle minimale : $t_{\min} = 30 \text{ }\mu\text{m}$

Question C.3 : En vous appuyant sur les cartes de choix de l'annexe L2, argumenter sur le choix d'une famille de matériaux et d'un procédé d'usinage répondant aux attentes.

Second problème à résoudre : Établir une spécification fonctionnelle du coulisseau.

Dans un second temps, il est nécessaire de spécifier la cotation fonctionnelle du coulisseau au juste nécessaire afin de minimiser le risque de déviation angulaire φ (figure 7).

Dans le cas de guidages linéaires réalisés par des surfaces glissantes, il est admis que le rapport de guidage doit être choisi selon le critère suivant :

$$1,5 \leq \frac{L_1}{L_2} \leq 5$$

L_1 : longueur du guidage (direction longitudinale)
 L_2 : largeur du guidage (direction transversale)

Les dimensions nominales du coulisseau (4), l'ajustement du guidage coulisseau-guide et des extraits des écarts des tolérances sont donnés sur l'annexe M1.

Question C.4 : Vérifier que le rapport de guidage respecte le critère énoncé et déterminer la déviation angulaire $\varphi_{\max}$ maximum du coulisseau par rapport au guide. Conclure quant à l'exigence Id 1.1.1.2.2 (annexe A).

Question C.5 : Sur le document réponse DR3, identifier les surfaces fonctionnelles du coulisseau (4) assurant son guidage en translation par rapport au guide (5).

Question C.6 : Sur le document réponse DR3, proposer une cotation dimensionnelle et géométrique pour spécifier la fonction de guidage en translation rectiligne du coulisseau (4) par rapport au guide (5) en appliquant les tolérances générales (des ressources sont proposées sur l'annexe M2).

Étude D : Déterminer la pression utile et le temps de cycle des têtes de compression qui permettront de garantir un pincement efficace du profilé.

L'étude porte sur une des deux pinces implantées sur chaque chariot du module traction.

On considère l'instant où un seul chariot du module de traction est actif et assure la pultrusion du profilé.

Chaque pince dispose de 2 têtes de compression indépendantes dont la construction est identique et représentée sur l'annexe C.

L'étude porte sur la pultrusion d'un profilé plat dont la largeur nécessite l'activation des 2 têtes de compression.

Premier problème à résoudre : Déterminer la pression utile.

Le pincement du profilé pultrudé est une opération automatisée en 2 temps : les motoréducteurs (3) assurent l'approche de la tête de compression vers la surface supérieure du profilé, puis les vérins souples appliquent la force de compression assurant un serrage du profilé par pincement.

Le contact surfacique sur le profilé est assuré par 2 sabots :

- sabot supérieur (6) : guidé en translation rectiligne vertical et mis en mouvement au moyen d'un vérin souple ;
- sabot inférieur (7) : fixe par rapport à la tête de compression, lié au chariot (1).

Les sabots peuvent être considérés comme des effecteurs dont la forme assure un contact sabot-profilé optimal.

La force de traction F_T produite par le chariot du module de traction lors de la pultrusion est égale à 78 480 N. Cette force sera assurée et répartie de manière égale par les 2 têtes de compression possédant chacune 2 sabots.

Question D.1 : Tracer sur le document réponse DR4, sans échelle, les forces appliquées aux sabots supérieur (6) et inférieur (7) liées au contact avec le profilé dans le plan $(\vec{x}, \vec{z})$ pour une tête de compression.

Le contact sabots-profilé est, par hypothèse, à la limite de l'adhérence avec un coefficient d'adhérence établi à $f = 0,4$.

Question D.2 : Déterminer l'intensité de la force normale F_N nécessaire à assurer par un sabot supérieur sur le profilé pour une tête de compression.

Le vérin souple prévu d'être implanté dans la tête de compression est de forme rectangulaire : longueur $L_v = 600$ mm, largeur $l_v = 250$ mm, épaisseur $e = 20$ mm (hors pression).

L'annexe N1 présente schématiquement les deux états d'un vérin souple. La mise sous pression crée une déformation de l'enveloppe selon une forme simplifiée :

- les bords prennent une courbe demi-circulaire ;

- l'épaisseur du vérin souple sous pression est égale à la somme de l'épaisseur e hors pression et de la course c du sabot supérieur (6) ;
- la surface de contact du vérin souple avec le sabot est nommée surface active S_A et diminue au fur et à mesure que la course augmente.

Question D.3 : En considérant une course c de 15 mm du sabot supérieur (6), déterminer la surface active S_A matérialisant le contact entre le vérin souple et le sabot supérieur.

Quels que soient les résultats précédents, les données à prendre en compte pour la question suivante sont :

- force normale nécessaire appliquée par un sabot supérieur : $F_N = 49,05 \times 10^3 \text{ N}$;
- surface active du vérin souple : $S_A \approx 0,7 \times S$.

Question D.4 : Déterminer la pression minimale d'alimentation $p_{\min}$ des vérins souples pour garantir le pincement efficace d'un profilé plat lors de sa pultrusion. Considérant un taux de charge de 75 % (rapport entre l'effort théorique nécessaire au mouvement et l'effort réel développé par l'actionneur), vérifier si votre résultat est conforme au respect de l'exigence Id 1.3.2 (annexe A).

Second problème à résoudre : Estimer le temps de cycle.

Afin de minimiser les temps de cycle, le concepteur souhaite une durée de lâcher de l'emprise du sabot supérieur (6) sur le profilé en moins de 2 secondes (annexe A, exigence Id 1.1.1.2.3). Des essais sur un prototype ont révélé une durée supérieure à l'exigence attendue.

La première réflexion porte sur le dispositif de ressorts de rappel en position haute des sabots supérieurs (6) implantés sur chaque tête de compression (annexes C et N1). Il comprend 4 ressorts de compression hélicoïdaux dont les caractéristiques sont fournies dans le tableau de l'annexe N2 et dont la fonction principale est de maintenir en position haute (pince ouverte) les sabots supérieurs (6).

Le concepteur souhaite vérifier l'aptitude des ressorts à assister au retour en position haute des sabots supérieurs.

Hypothèses :

- les frottements de glissement dans le guidage linéaire sont négligés ;
- les ressorts sont montés et tarés de manière identique ;
- la masse maximale du sabot supérieur : $m_{\text{sabot}} = 110 \text{ kg}$.

La longueur L_i des ressorts est fonction de la position verticale du sabot supérieur (6) :

- position haute (vérin souple hors pression) : $L_1 = 41 \text{ mm}$;
- position basse (vérin souple sous pression, course 15 mm) : $L_2 = 26 \text{ mm}$.

On note F_R la force exercée par l'ensemble des 4 ressorts sur chaque tête de compression.

Question D.5 : Vérifier, en détaillant votre démarche, le maintien en équilibre statique, par les 4 ressorts, du sabot supérieur (6) en position haute (hors pression dans le vérin souple). Expliquer rapidement pour quelle(s) condition(s) l'action des 4 ressorts pourrait assister le retour en position haute du sabot supérieur.

Le choix du concepteur se porte ensuite sur la mise en œuvre combinée de deux solutions constructives :

- implantation d'une purge rapide dans le circuit pneumatique pour évacuer l'air sous pression avec un trajet le plus court possible ;
- diminution de la course des vérins souples de 15 mm à 10 mm.

Les dimensions du vérin souple sont inchangées : longueur $L_v = 600$ mm, largeur $l_v = 250$ mm, épaisseur $e = 20$ mm (hors pression).

La détente d'un fluide sous pression dans un vérin souple suit, de manière simplifiée, la loi de Mariotte :

$$P_1 \cdot V_1 = P_2 \cdot V_2$$

P_1 : pression initiale (Pa)

P_2 : pression finale (Pa)

V_1 : volume initial (m^3)

V_2 : volume final (m^3)

Question D.6 : Déterminer le volume d'air détendu à la pression atmosphérique pour un vérin souple dont la course est fixée à 10 mm (annexe N1).

La durée de vidange d'un réservoir souple sous pression à l'air (gaz compressible) mobilise des outils de dimensionnement complexes. La relation donnée ci-dessous s'appuie sur une méthode de détermination simplifiée donnant une approximation suffisante :

$$Q_{\text{moy}} = C_d \cdot S \cdot \sqrt{\frac{2 P_{\text{moy}}}{\rho_{\text{moy}}}}$$

Q_{moy} : débit moyen ($m^3 \cdot s^{-1}$)

C_d : coefficient de perte singulière, ici $C_d = 0,5$

S : surface orifice de passage du fluide, ici $d = 6 \times 10^{-3}$ m

P_{moy} : pression relative moyenne du fluide, ici $P_{\text{max}} = 5 \times 10^5$ Pa

ρ_{moy} : masse volumique moyenne du fluide, ici $\rho_{\text{moy}} = 3,61 \text{ kg} \cdot m^{-3}$

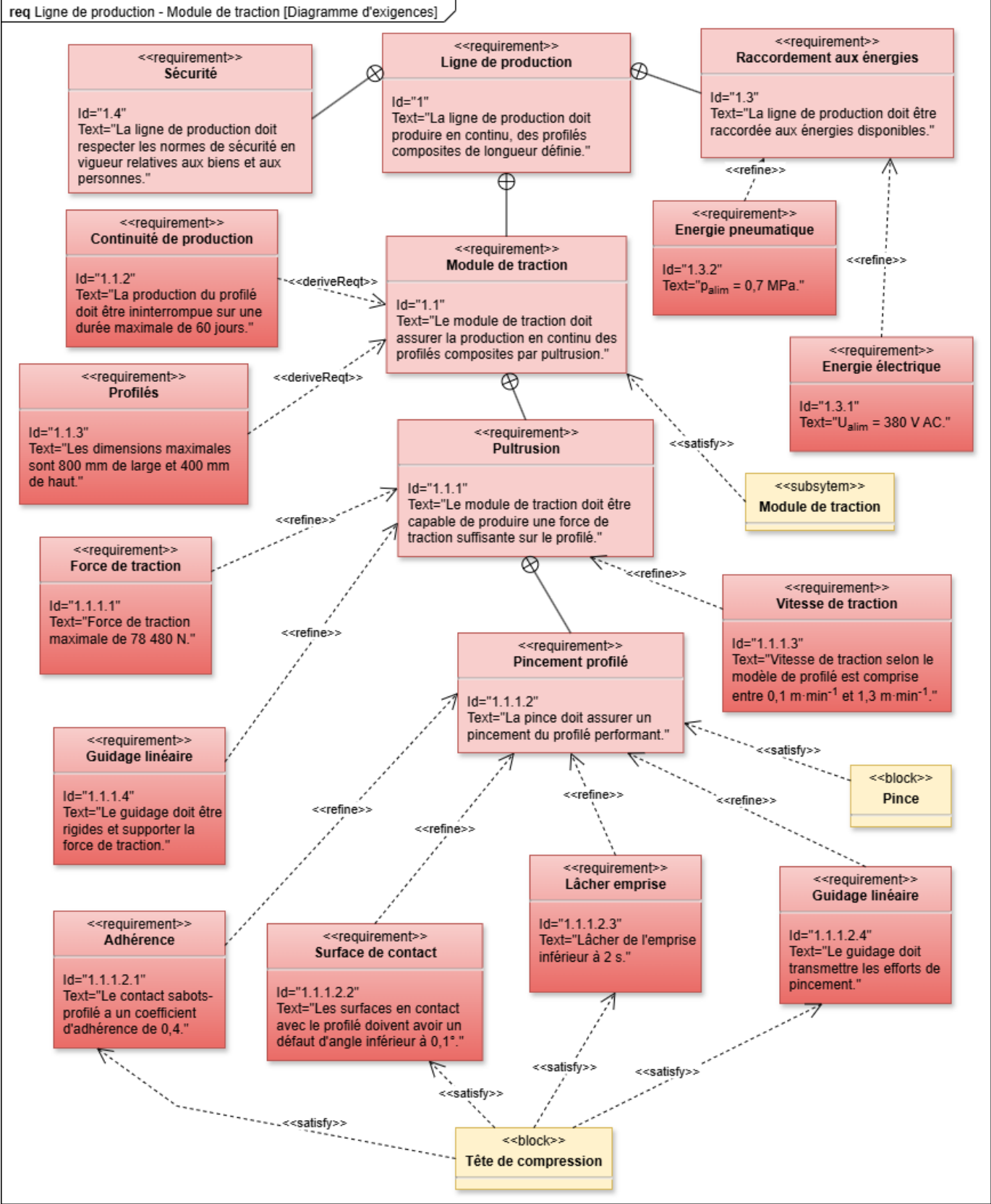
Question D.7 : Déterminer la durée de vidange approximative et conclure quant à la pertinence des choix effectués par le concepteur pour répondre à l'exigence Id 1.1.1.2.3 (annexe A).

DOCUMENTS ANNEXES

Annexe A	Diagramme partiel des exigences
Annexe B	Module de traction : identification des classes d'équivalence cinématiques
Annexe C	Module de traction : : détail d'une pince
Annexe D	Diagramme de définition partiel de blocs
Annexe E	Schéma cinématique minimal du chariot
Annexe F	Formulaire
Annexe G1	Guidage sur rail profilé : pré charge
Annexe G2	Guidage sur rail profilé : charge appliquée à un chariot
Annexe G3	Guidage sur rail profilé : capacités de charges et de couples
Annexe G4	Guidage sur rail profilé : montage du rail profilé
Annexe G5	Guidage sur rail profilé : détail 3D du support de guidage
Annexe G6	Guidage sur rail profilé : tolérances de montage
Annexe G7	Guidage sur rail profilé : tolérances de montage
Annexe H1	Schéma de principe des charges appliquées sur le sous ensemble (S)
Annexe H2	Schéma de principe des charges appliquées sur le sous ensemble (S)
Annexe H3	Simulation du calcul statique sur le sous ensemble (S)
Annexe I	Commandes du logiciel MMT et contraintes associées
Annexe J	Caractéristiques des motoréducteurs
Annexe K1	Caractéristiques de la clavette implantée forme A
Annexe K2	Dimensions linéaires nominales
Annexe L1	Résultats de la simulation par éléments finis du coulisseau
Annexe L2	Cartes de choix produits - matériaux - procédés
Annexe M1	Spécifications fonctionnelles du coulisseau
Annexe M2	Tolérances géométriques et générales (Norme ISO 2768)
Annexe N1	Vérins souples implantés dans les têtes de compression
Annexe N2	Ressorts de compression

Annexe A – Diagramme partiel des exigences

Extrait du cahier des charges

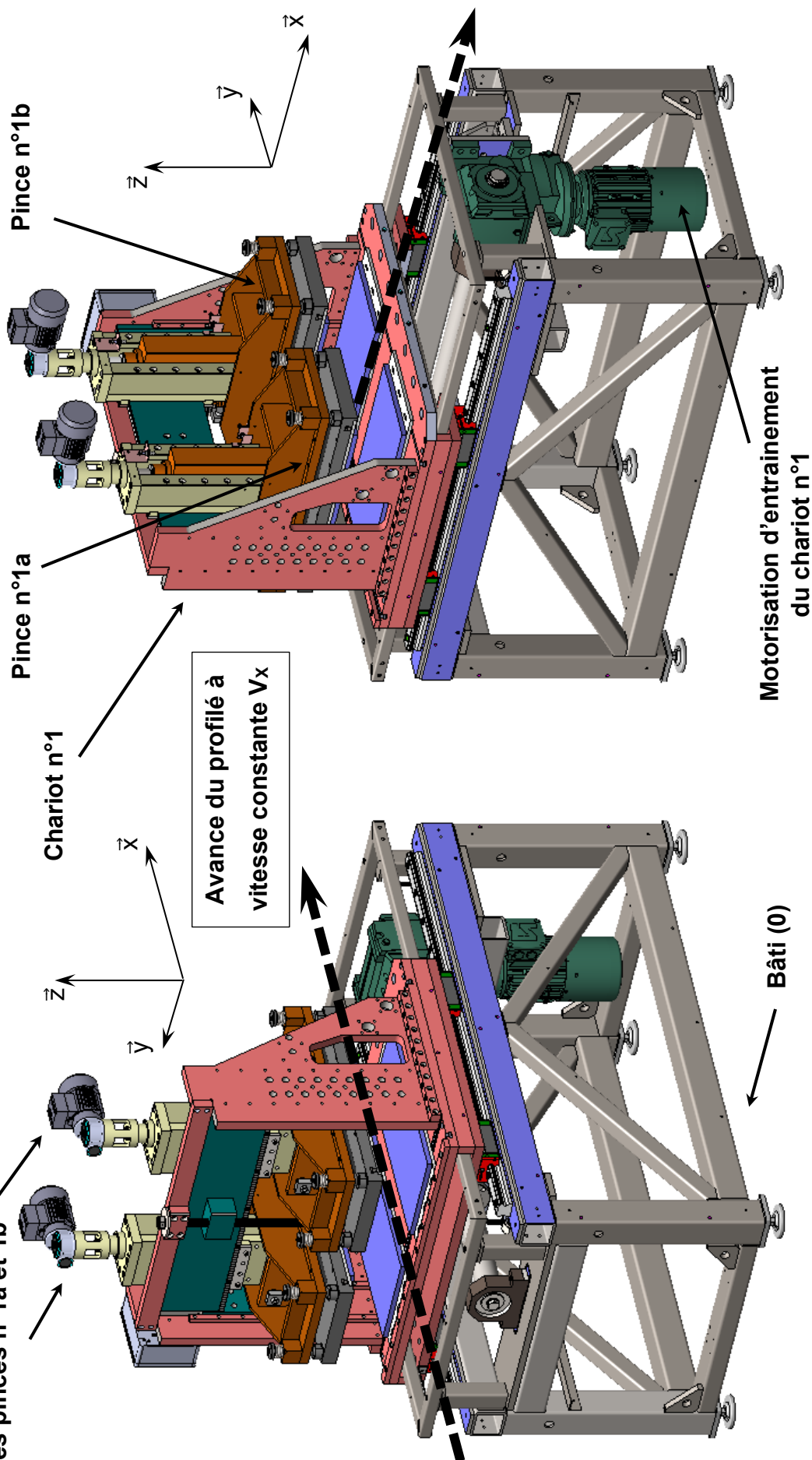


Annexe B – Module de traction : identification des classes d'équivalence cinématiques

Le module de traction se compose de 2 chariots identiques, chaque chariot comporte 2 pinces.

Un seul chariot est représenté sur cette annexe.

Motorisations d'entraînement
des pinces n°1a et 1b

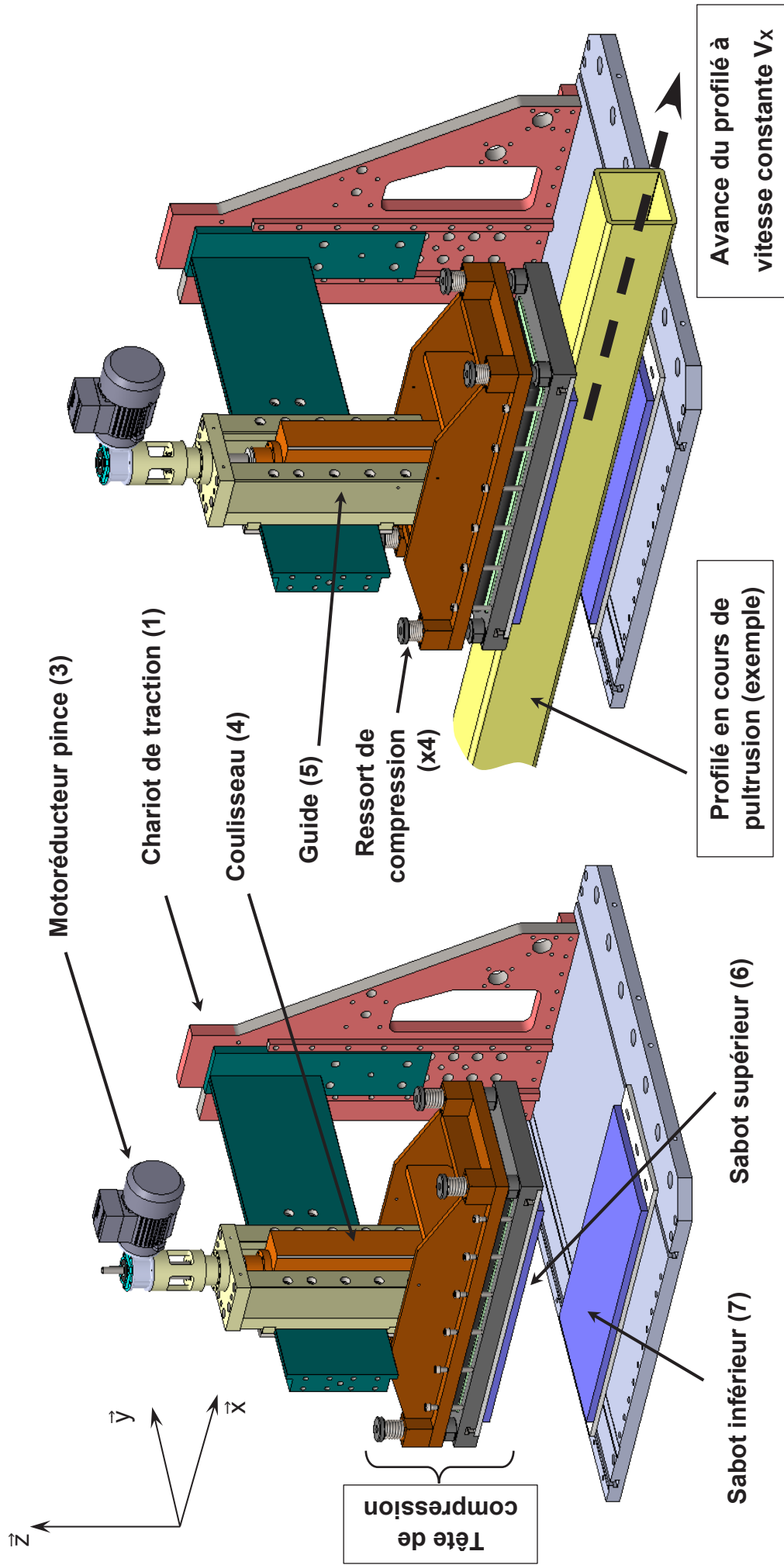


Annexe C – Module de traction : détail d'une pince

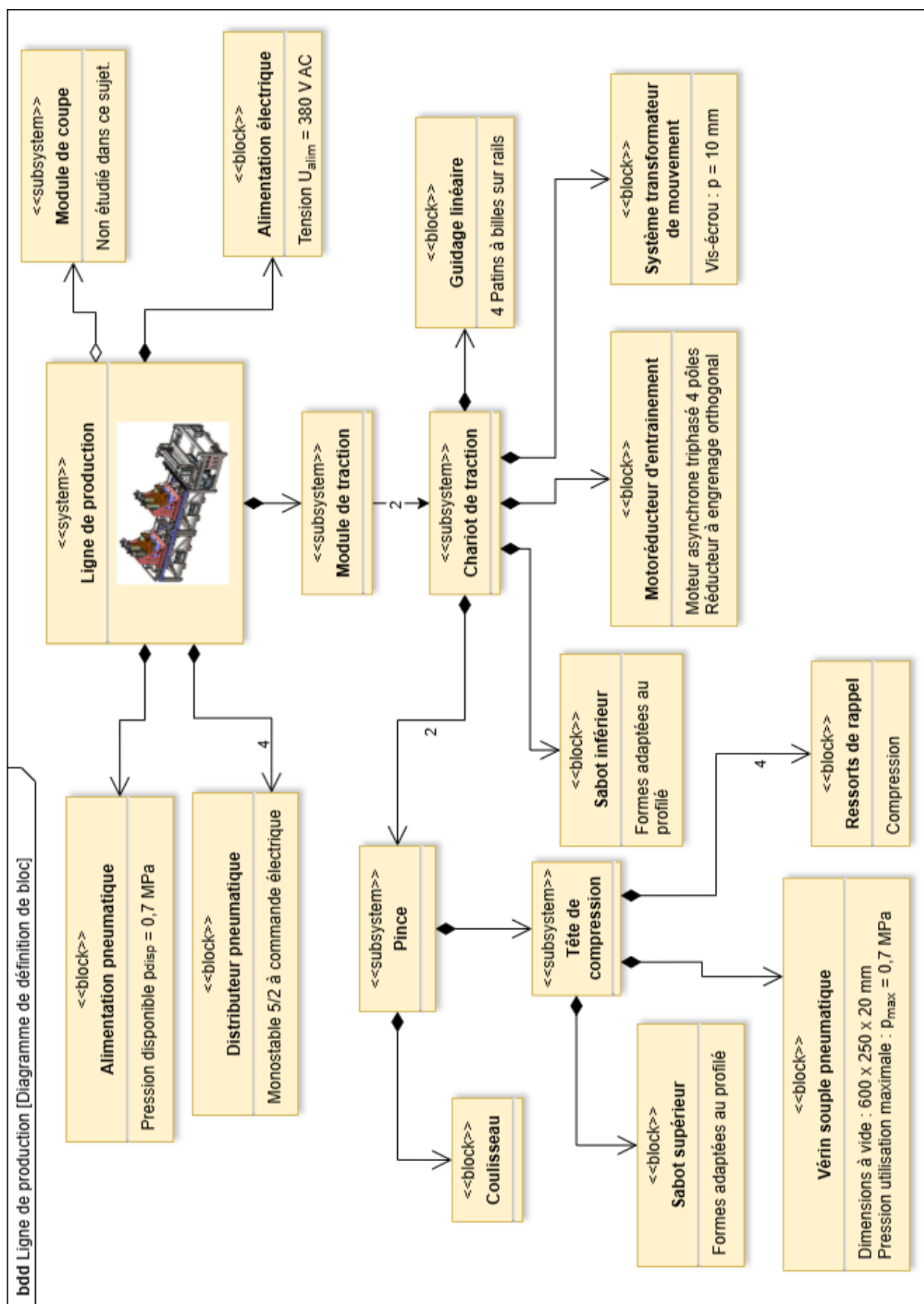
Pour une meilleure compréhension, certains composants n'apparaissent pas sur cette annexe.

Pince ouverte, tête de compression inactive

Pince fermée, tête de compression active



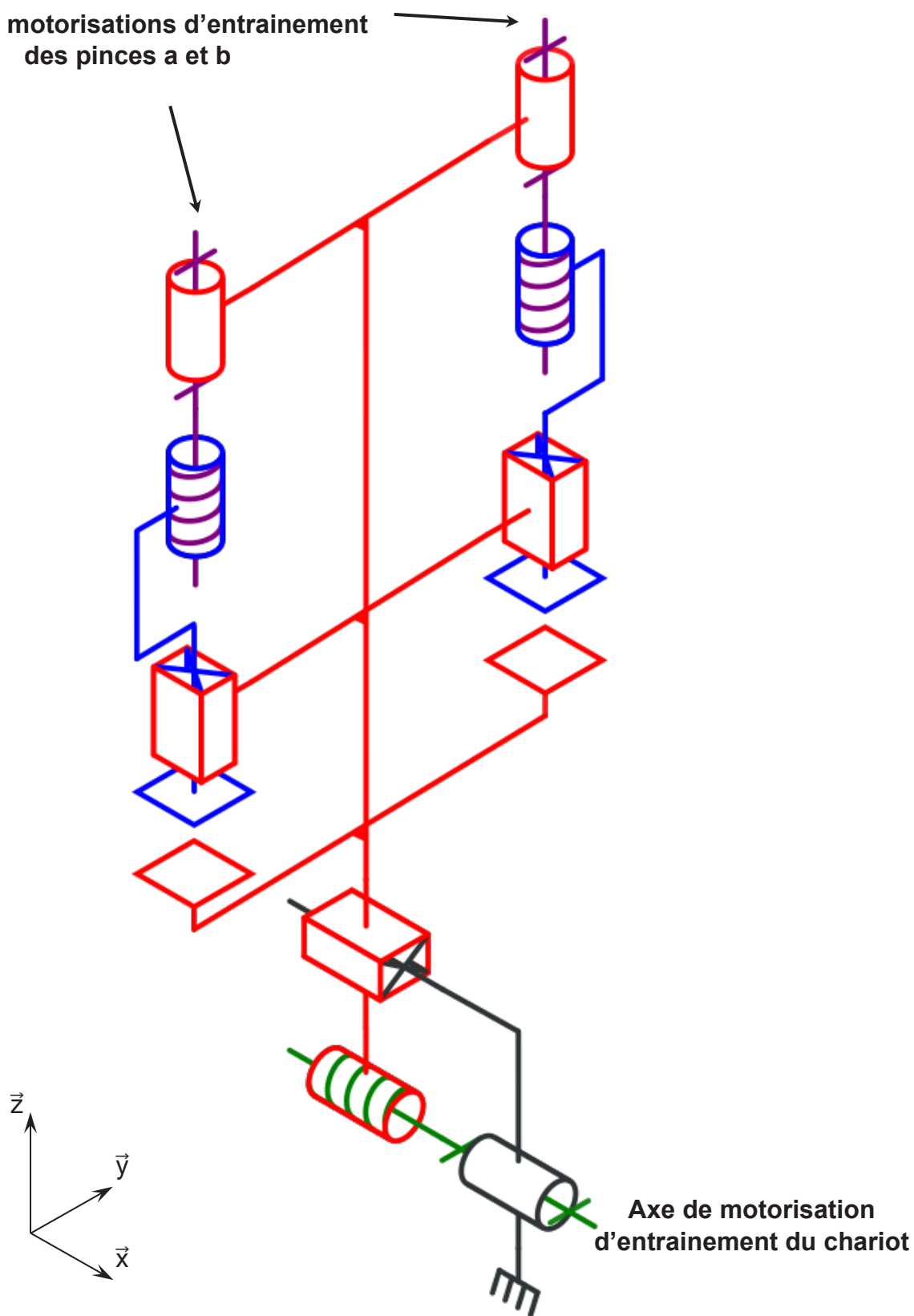
Annexe D – Diagramme de définition partiel de blocs



Annexe E – Schéma cinématique minimal du chariot

Configuration représentée avec pinces ouvertes.

Axes des motorisations d'entraînement
des pinces a et b



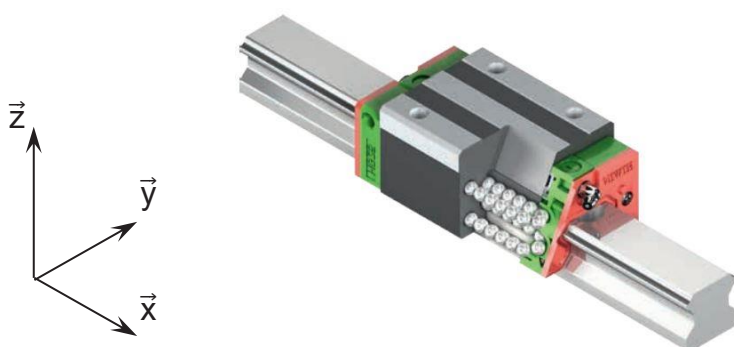
Annexe F – Formulaire

Méthodes de détermination du degré d'hyperstatisme h d'un mécanisme (modèle 3D)

Formule du point de vue géométrique	Formule du point de vue des efforts
$h = E_C + m - N_C$	$h = N_S + m - E_S$

Notations pour les grandeurs dans les formules	
Nombre cyclomatique (boucles indépendantes)	$\gamma = N_L - (N_P - 1)$
Mobilité d'un mécanisme : – m_u : nombre de mobilités « utiles » – m_i : nombre de mobilités « internes »	$m = m_u + m_i$
Nombre de classes d'équivalence du mécanisme (y compris le bâti)	N_P
Nombre de liaisons du mécanisme	N_L
Nombre d'inconnues d'actions mécaniques transmissibles par les liaisons du mécanisme	N_S
Nombre d'inconnues cinématiques des liaisons du mécanisme	N_C
Nombre d'équations (selon point de vue)	$E_C = 6 \cdot \gamma$ $E_S = 6(N_P - 1)$

Annexe G1 – Guidage sur rail profilé : précharge



Chaque guidage sur rail profilé peut être préchargé par taille de bille. La courbe montre que la rigidité double en cas de précharge élevée.

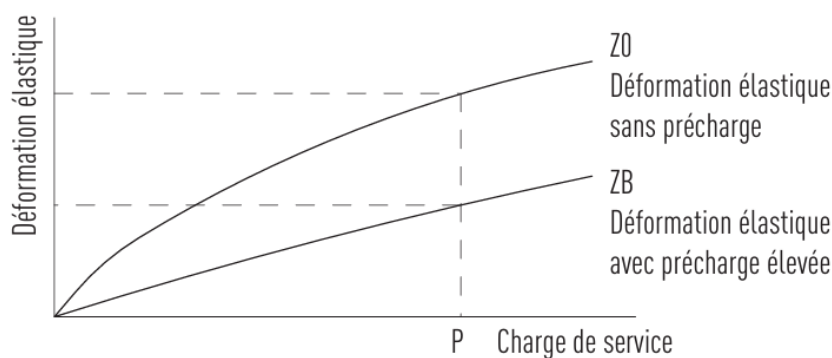


Tableau 3.3 **Identificateur de précharge**

Identificateur	Précharge		Application	Exemples d'application
Z0	Précharge légère	0 – 0,02 C _{dyn}	Direction de charge constante, peu de vibrations, faible précision requise	○ Technique de transport ○ Machines d'emballage automatiques ○ Axe X-Y des machines industrielles ○ Machines à souder automatiques
ZA	Précharge moyenne	0,05 – 0,07 C _{dyn}	Haute précision requise	○ Centres d'usinage ○ Axes Z des machines industrielles ○ Machines d'érosion ○ Tours NC ○ Tables X-Y de précision ○ Technique de mesure
ZB	Précharge élevée	supérieure à 0,1 C _{dyn}	Haute rigidité requise, vibrations et à-coups	○ Centres d'usinage ○ Machines de ponçage ○ Tours NC ○ Fraiseuses horizontales et verticales ○ Axe Z des machines-outils ○ Machines de découpe à haute performance

Source HIWIN®

Annexe G2 – Guidage sur rail profilé : charge appliquée à un chariot

Tableau 2.3 Exemples de calcul de la charge appliquée à un chariot

Exemples typiques	Répartition de la charge	Charge appliquée à un chariot
		$P_1 = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} + \frac{F \times a}{2c} + \frac{F \times b}{2d}$ $P_2 = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} + \frac{F \times a}{2c} - \frac{F \times b}{2d}$ $P_3 = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} - \frac{F \times a}{2c} + \frac{F \times b}{2d}$ $P_4 = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} - \frac{F \times a}{2c} - \frac{F \times b}{2d}$
		$P_1 = P_3 = \frac{F \times l}{2d}$ $P_2 = P_4 = \frac{W}{4} + \frac{F \times l}{2d}$
		$P_1 = P_2 = P_3 = P_4 = -\frac{W \times h}{2d} + \frac{F \times l}{2d}$
		$P_1 = P_2 = -\frac{W \times h}{2c} - \frac{F \times l}{2c}$ $P_3 = P_4 = \frac{W \times h}{2c} + \frac{F \times l}{2c}$ $P_{t1} = P_{t3} = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} + \frac{F \times k}{2d}$ $P_{t2} = P_{t4} = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} - \frac{F \times k}{2d}$

$P_1 \dots P_4$ Charge appliquée aux différents chariots
 W Poids de la charge
 F Force motrice ; force supplémentaire générée
 l Levier F

C Distance des rails
 d Distance du chariot
 a, b, k Distance du centre de gravité
 h Centre de gravité du levier W

Source HIWIN®

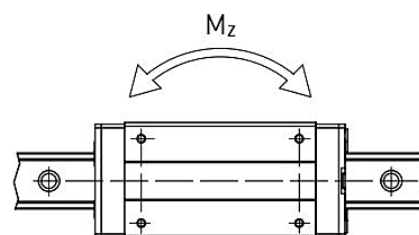
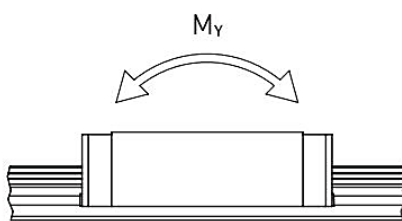
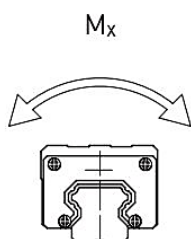
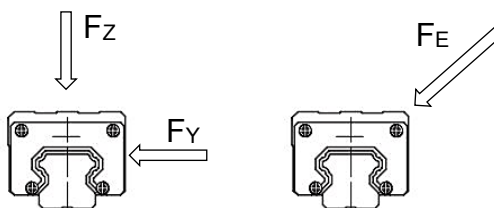
Annexe G3 – Guidage sur rail profilé : capacités de charge et de couples

$$F_E = |F_Y| + |F_Z|$$

F_E : charge équivalente (N)

F_Y : charge latérale (N)

F_Z : charge radiale (N)



Capacités de charge et couples de la série HG					
Taille	Capacité de charge dynamique $C_{dyn}^{1)}$ (N)	Capacité de charge statique C_0 (N)	Moment statique (N·m)		
			M_{0x}	M_{0y}	M_{0z}
HG_20H	32 700	47 960	350	350	350
HG_25H	42 200	69 070	560	570	570
HG_30H	58 600	93 990	880	920	920
HG_35H	77 900	122 770	1540	1400	1400
HG_45H	125 300	191 850	2630	2680	2680
HG_55H	184 900	276 230	4880	4570	4570
HG_65H	277 800	420 170	9380	7380	7380

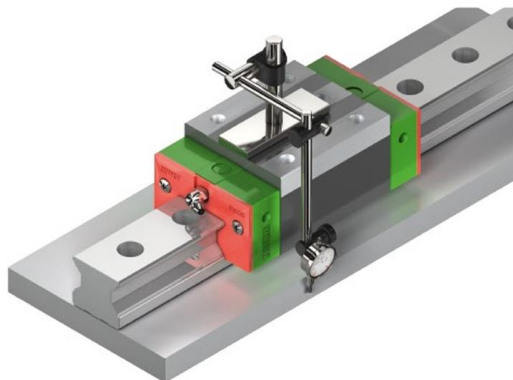
1) Capacité de charge dynamique pour un déplacement de 50 000 m.

Source HIWIN®

Annexe G4 – Guidage sur rail profilé : montage du rail profilé

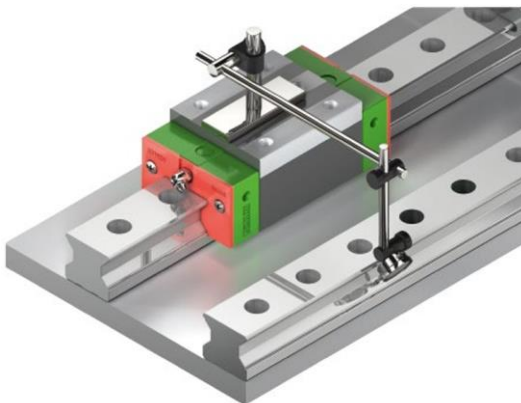
Situation n°1 : montage du rail profilé sans butée

L'arête de référence doit s'étendre du début à la fin de l'ensemble du bâti, afin que le rail profilé puisse être aligné sur l'ensemble du bâti.

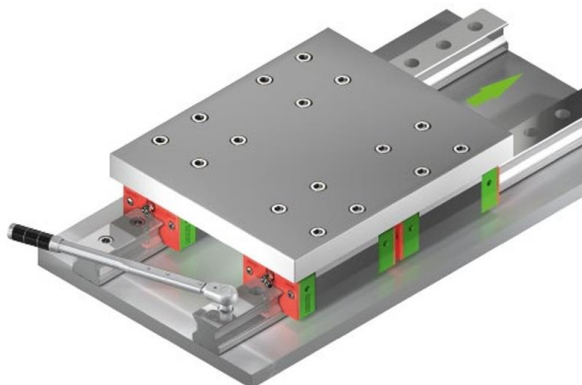


Situation n°2 : montage du rail profilé sur le côté suiveur

Un rail de référence doit être monté. Un patin est monté sur le rail de référence.

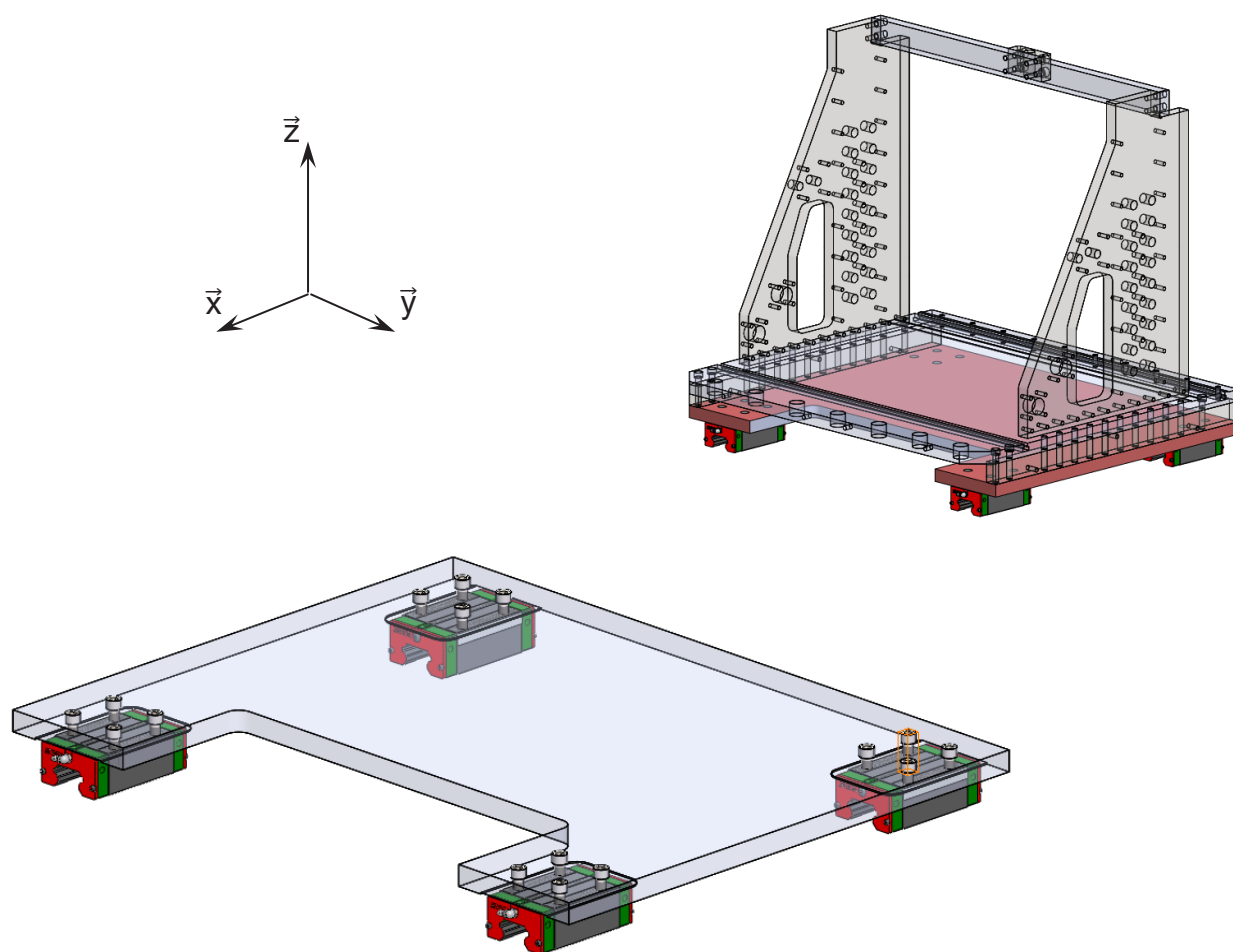


Situation n°3 : alignement du rail suiveur sur un rail de référence à l'aide d'une plaque

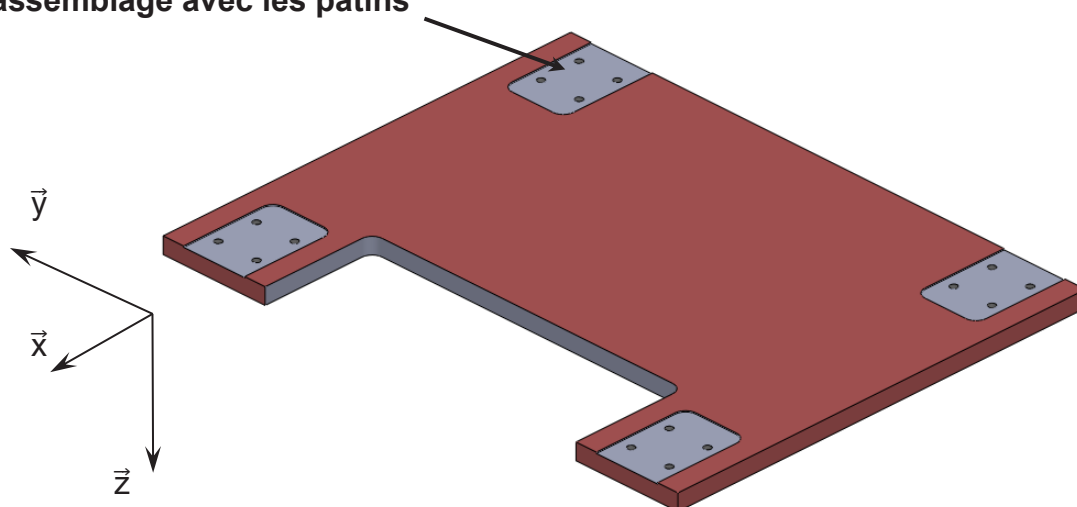


Source HIWIN®

Annexe G5 – Guidage sur rail profilé : détail 3D du support de guidage



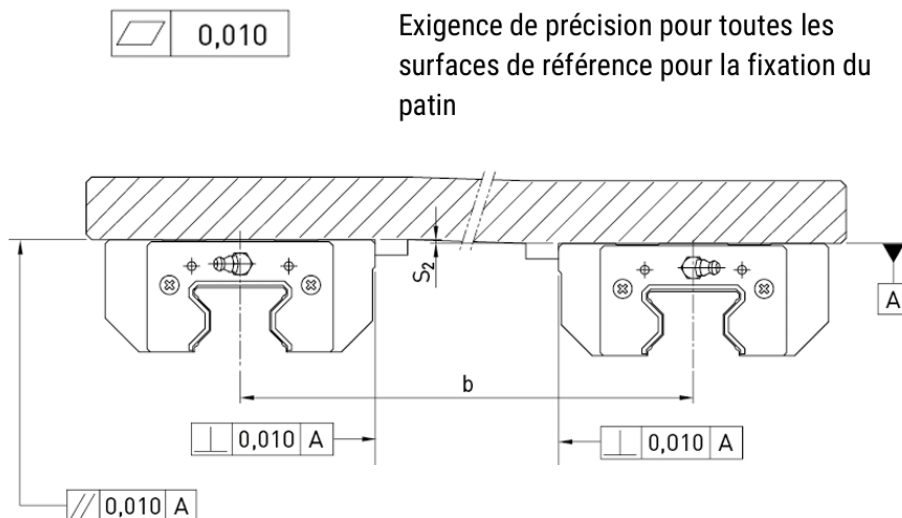
4 surfaçages réalisés sur la face inférieure de la plaque du support de guidage du chariot pour recevoir l'assemblage avec les patins



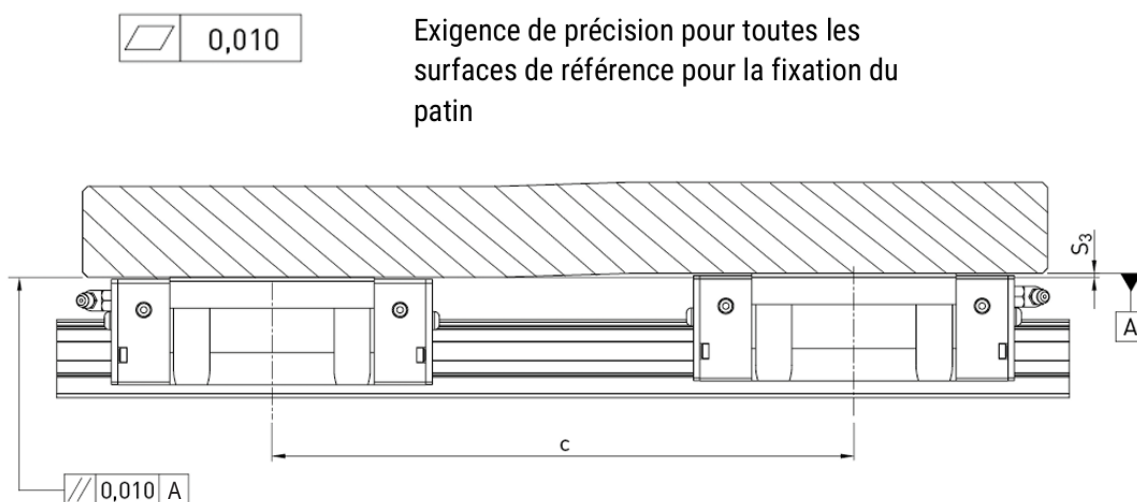
Annexe G6 – Guidage sur rail profilé : tolérances de montage

Tolérance de la hauteur des surfaces de montage des patins (S_2/S_3)

- Tolérance maximale de la hauteur S_2



- Tolérance maximale de la hauteur S_3



Source HIWIN®

Annexe G7 – Guidage sur rail profilé : tolérances de montage

Tolérance de la hauteur de la surface de référence en cas d'utilisation parallèle de deux patins ou plus (S_2/S_3)

$$S_2 = b \times K$$

S_2 Tolérance de hauteur maximale [mm]

b Distance entre chariots [mm]

K Coefficient de la hauteur de tolérance

$$S_3 = c \times K$$

S_3 Tolérance de hauteur maximale [mm]

c Distance entre chariots [mm]

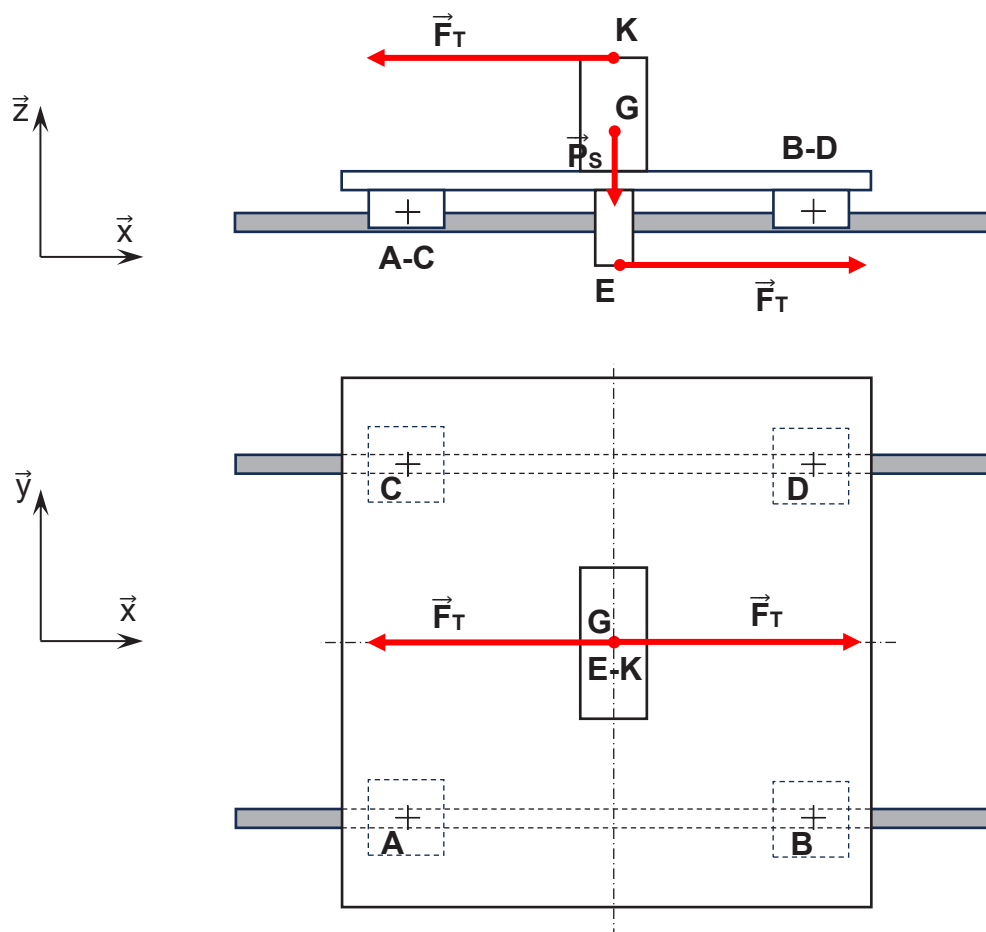
K Coefficient de la hauteur de tolérance

Tableau 12.3 : Coefficient de la tolérance de hauteur (K)

Série	Taille	Classe de précharge		
		Z0	ZA	ZB
HG	55	$6,0 \times 10^{-4}$	$4,2 \times 10^{-4}$	$3,4 \times 10^{-4}$
	65	$7,0 \times 10^{-4}$	$5,0 \times 10^{-4}$	$4,0 \times 10^{-4}$
HG/QH	15	$2,6 \times 10^{-4}$	$1,7 \times 10^{-4}$	–
	20	$2,6 \times 10^{-4}$	$1,7 \times 10^{-4}$	$1,0 \times 10^{-4}$
	25	$2,6 \times 10^{-4}$	$1,7 \times 10^{-4}$	$1,4 \times 10^{-4}$
	30	$3,4 \times 10^{-4}$	$2,2 \times 10^{-4}$	$1,8 \times 10^{-4}$
	35	$4,2 \times 10^{-4}$	$3,0 \times 10^{-4}$	$2,4 \times 10^{-4}$
	45	$5,0 \times 10^{-4}$	$3,4 \times 10^{-4}$	$2,8 \times 10^{-4}$

Source HIWIN®

Annexe H1 – Schéma de principe des charges appliquées sur le sous-ensemble (S) = {chariot + pince}



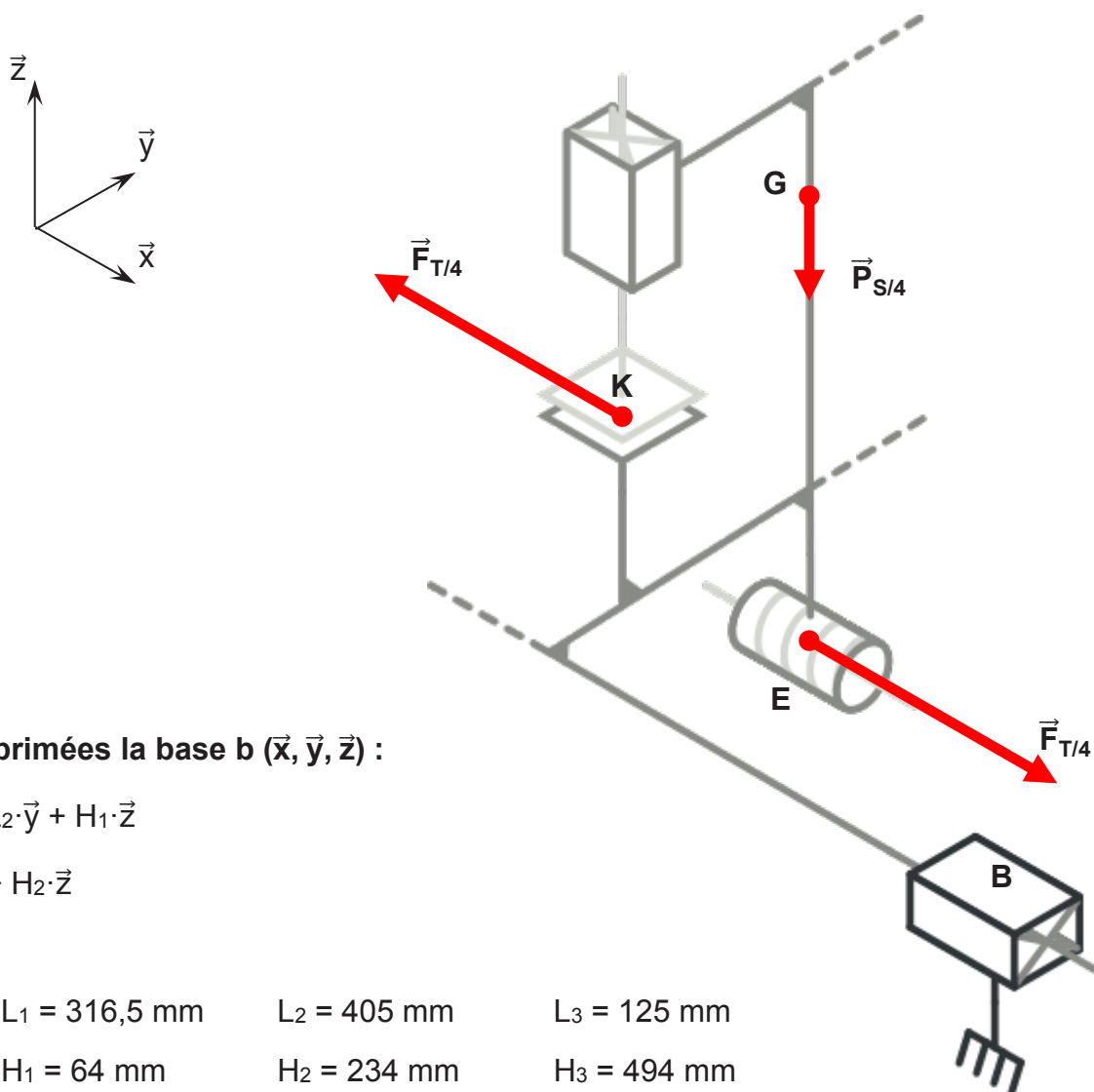
Données exprimées la base b ($\vec{x}$, $\vec{y}$, $\vec{z}$) :

$$\begin{aligned} \overrightarrow{EA} = \overrightarrow{EB} = \overrightarrow{EC} = \overrightarrow{ED} &= \pm L_1 \cdot \vec{x} \pm L_2 \cdot \vec{y} + H_1 \cdot \vec{z} & \text{avec } L_1 &= 316,5 \text{ mm} & L_2 &= 405 \text{ mm} \\ \overrightarrow{EK} &= H_2 \cdot \vec{z} & H_1 &= 64 \text{ mm} & H_2 &= 234 \text{ mm} \\ \overrightarrow{EG} &= H_3 \cdot \vec{z} & H_3 &= 494 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\{T_{\text{pesanteur} \rightarrow S}\}_G = \begin{Bmatrix} -P_S \cdot \vec{z} \\ \vec{0} \end{Bmatrix} \quad \text{avec } P_S = 13\,160 \text{ N}$$

$$\{T_{\text{profilé} \rightarrow S}\}_K = \begin{Bmatrix} -F_T \cdot \vec{x} \\ \vec{0} \end{Bmatrix} \quad \text{et} \quad \{T_{\text{vis} \rightarrow S}\}_E = \begin{Bmatrix} F_T \cdot \vec{x} \\ \vec{0} \end{Bmatrix} \quad \text{avec } F_T = 78\,480 \text{ N}$$

Annexe H2 – Schéma de principe des charges appliquées sur le sous-ensemble (S) = {chariot + pince}



Données exprimées la base b ($\vec{x}, \vec{y}, \vec{z}$) :

$$\overrightarrow{EB} = L_1 \cdot \vec{x} - L_2 \cdot \vec{y} + H_1 \cdot \vec{z}$$

$$\overrightarrow{EK} = -L_3 \cdot \vec{y} + H_2 \cdot \vec{z}$$

$$\overrightarrow{EG} = H_3 \cdot \vec{z}$$

avec $L_1 = 316,5 \text{ mm}$

$L_2 = 405 \text{ mm}$

$L_3 = 125 \text{ mm}$

$H_1 = 64 \text{ mm}$

$H_2 = 234 \text{ mm}$

$H_3 = 494 \text{ mm}$

$$\{T_{\text{pesanteur} \rightarrow S}\} = \begin{Bmatrix} -P_{S/4} \cdot \vec{z} \\ \vec{0} \end{Bmatrix}_G$$

avec $P_{S/4} = 3290 \text{ N}$

$$\{T_{\text{profilé} \rightarrow S}\} = \begin{Bmatrix} -F_{T/4} \cdot \vec{x} \\ \vec{0} \end{Bmatrix}_K$$

et $\{T_{\text{vis} \rightarrow S}\} = \begin{Bmatrix} F_{T/4} \cdot \vec{x} \\ \vec{0} \end{Bmatrix}_E$

avec $F_{T/4} = 19\,620 \text{ N}$

Annexe H3 – Simulation du calcul statique sur le sous-ensemble (S) = {chariot + pince}

Unités : N et mm.

Isolement de : S

Nombre d'actions mécaniques : 4

Problème : ☐ Plan... ☒ Spatial

Action de bati

$$\begin{Bmatrix} 0 & LB \\ YB & MB \\ B(ZB & NB) \end{Bmatrix}_R$$

en B $\begin{vmatrix} 316,5 \\ -405 \\ R \end{vmatrix} 64$

Glissière d'axe X

Action de vis

$$\begin{Bmatrix} 19620 & 0 \\ 0 & 0 \\ E & 0 \end{Bmatrix}_R$$

en E $\begin{vmatrix} 0 \\ 0 \\ R \end{vmatrix} 0$

Action connue

Action de profilé

$$\begin{Bmatrix} -19620 & 0 \\ 0 & 0 \\ K & 0 \end{Bmatrix}_R$$

en K $\begin{vmatrix} 0 \\ -125 \\ R \end{vmatrix} 234$

Action connue

Action de poids

$$\begin{Bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ G & -3290 \end{Bmatrix}_R$$

en G $\begin{vmatrix} 0 \\ 0 \\ R \end{vmatrix} 494$

Action connue

Résoudre en appliquant le P.F.S.

Equations du PFS sur S isolé(e)

Théorème de la résultante :

/X : $0 = 0$

/Y : $YB = 0$

/Z : $ZB - 3290 = 0$

Théorème du moment résultant en E :

/X : $LB - 64.YB - 405.ZB = 0$

/Y : $MB - 316,5.ZB - 4591080 = 0$

/Z : $316,5.YB + NB - 2452500 = 0$

Composantes inconnues des actions mécaniques :

LB = 1332450

YB = 0

MB = 5632365

ZB = 3290

NB = 2452500

Copie d'écran du logiciel « STATIQUE® » Version 4.21

Annexe I – Commandes du logiciel MMT et contraintes associées

Extrait de commandes.

Commandes du logiciel			Contraintes associées
Palper surface réelle		Mesure d'un plan	
		Mesure d'un point	<i>Définir une droite de projection</i>
		Mesure d'une droite	<i>Définir un plan de projection $\perp$ au plan de la droite</i>
Calcul des positions relatives	COTE	Entre deux plans	
		Entre droite et plan	<i>Droite limitée par 2 plans ou droite palpée ou plan palpé</i>
	ORIENTATION	Perpendicularité droite / plan de référence	<i>Droite limitée par 2 plans</i>
		Perpendicularité surface / plan de référence	
		Parallélisme plan / plan de référence	<i>Plan de référence doit être obligatoirement un plan palpé</i>
		Parallélisme droite / plan de référence	<i>Droite limitée par 2 plans</i>

Annexe J – Caractéristiques des motoréducteurs

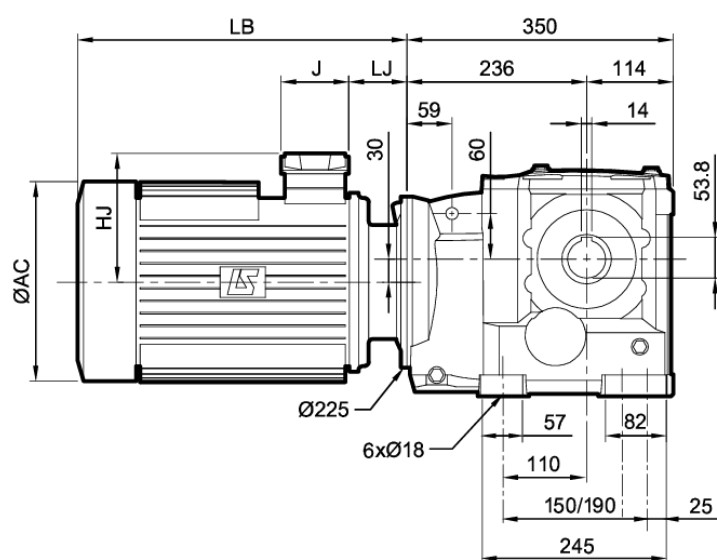
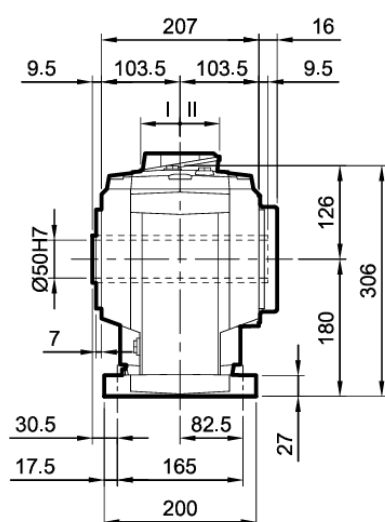
Moteur électrique asynchrone, 4 pôles, 400 V - 50 Hz

Type	Puissance nominale P _n (kW)	Moment nominal M _n (N·m)	Moment d'inertie J (kg·m ²)	Vitesse nominale N _m (tr·min ⁻¹)
LSES 100 L	1,8	11,8	0,00561	1456
LSES 100 LR	2,2	14,4	0,00676	1454
LSES 100 LG	3	19,6	0,01152	1464

Réducteur Orthobloc Ot associé à un moteur LSES

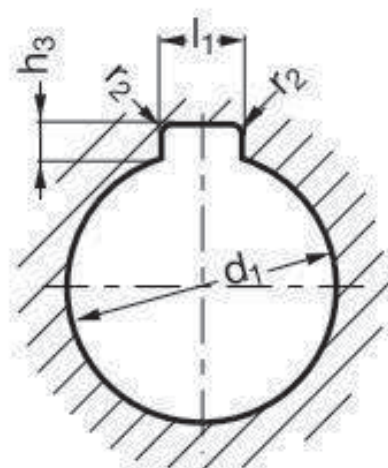
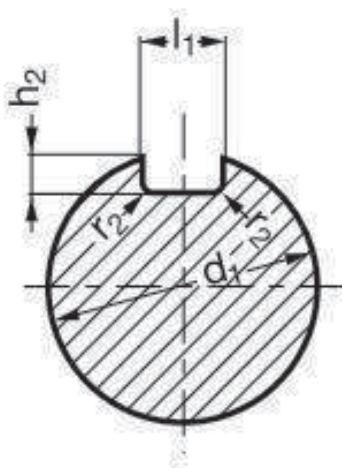
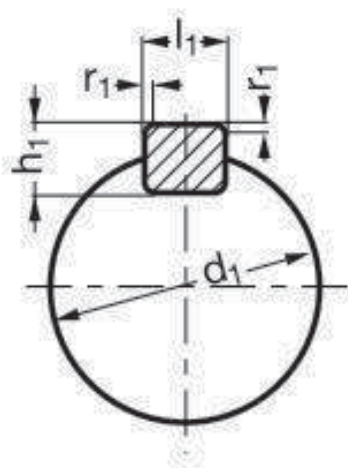
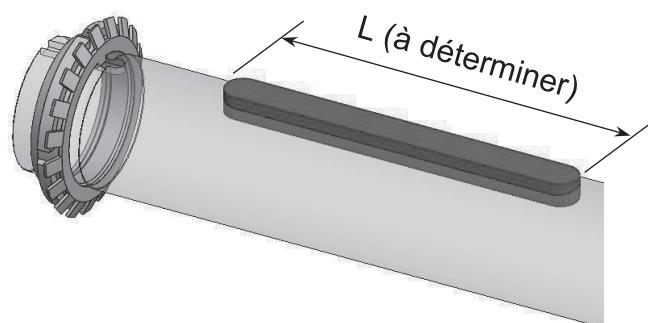
Vitesse de sortie N_s (tr·min ⁻¹)	Facteur de service K_p	Référence Ot	Rapport de transmission i	Couple de sortie M_s (N·m)
LSES 100 / 2,2 kW – 50 Hz				
148	1,10	3132	9,72	137
143	2,54	3232	10,1	142
147	5	3333	9,78	136
151	7	3433	9,51	133
LSES 100 / 3 kW – 50 Hz				
148	0,81	3132	9,72	187
143	1,86	3232	10,1	194
147	3,36	3333	9,78	186
151	5	3433	9,51	181

Caractéristiques dimensionnelles du réducteur Orthobloc Ot



Source NIDEC LEROY-SOMER®

Annexe K1 – Caractéristique de la clavette implantée, forme A



Les dimensions indiquées sont en millimètres.

d_1	Clavette			Arbre		Moyeu	
	l_1	h_1	r_1	h_2	r_2	h_3	
50	14	9	0,4	5,5	0,3	3,8	

Source norme DIN 6885

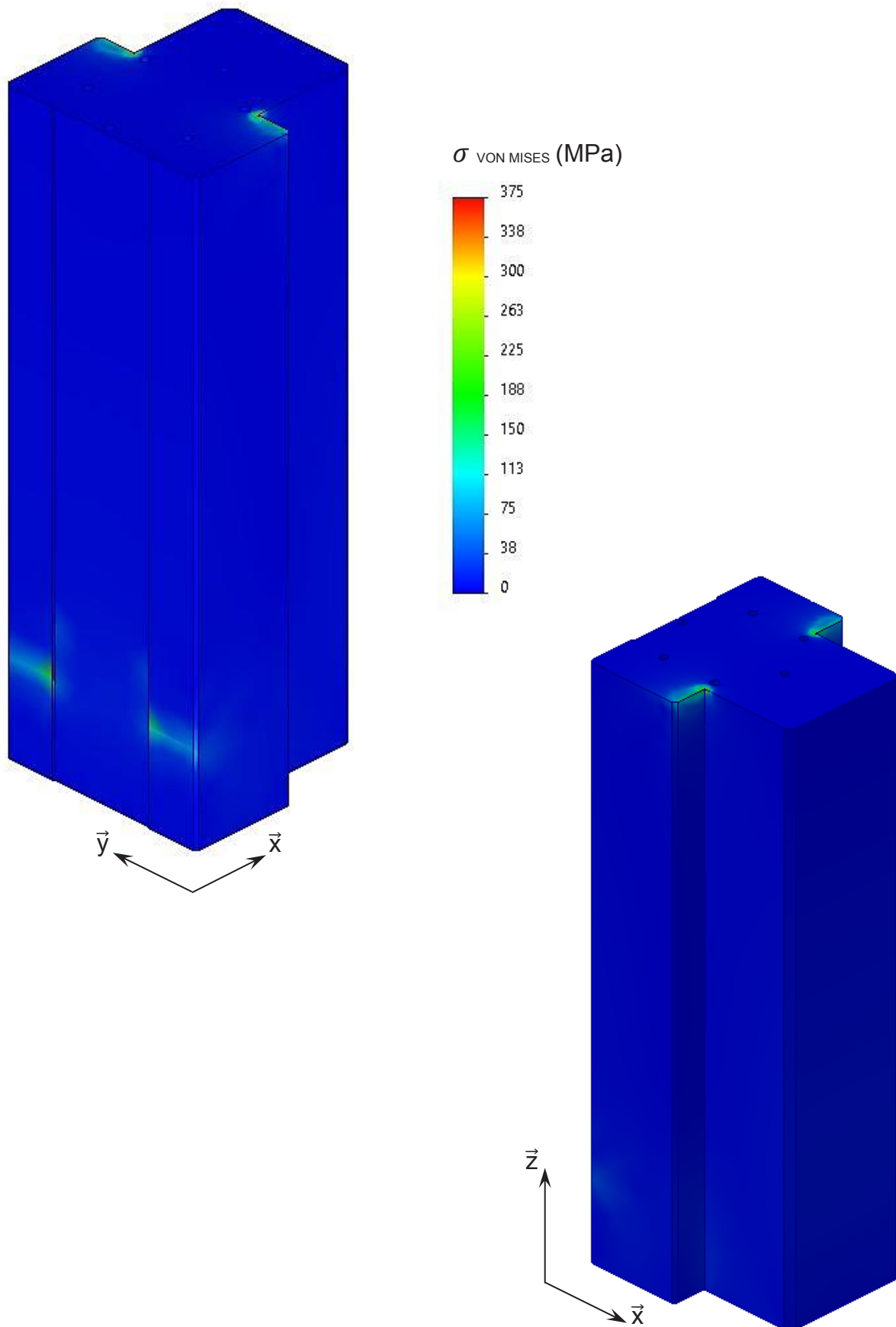
Annexe K2 – Dimensions linéaires nominales

On choisit les dimensions linéaires nominales des pièces parmi les valeurs de la série R (Renard ou nombres normaux) dans l'ordre de préférence : R10, R20, R40 ou, en cas de besoin de valeurs plus arrondies, parmi celles des séries Ra, dans le même ordre de préférence.

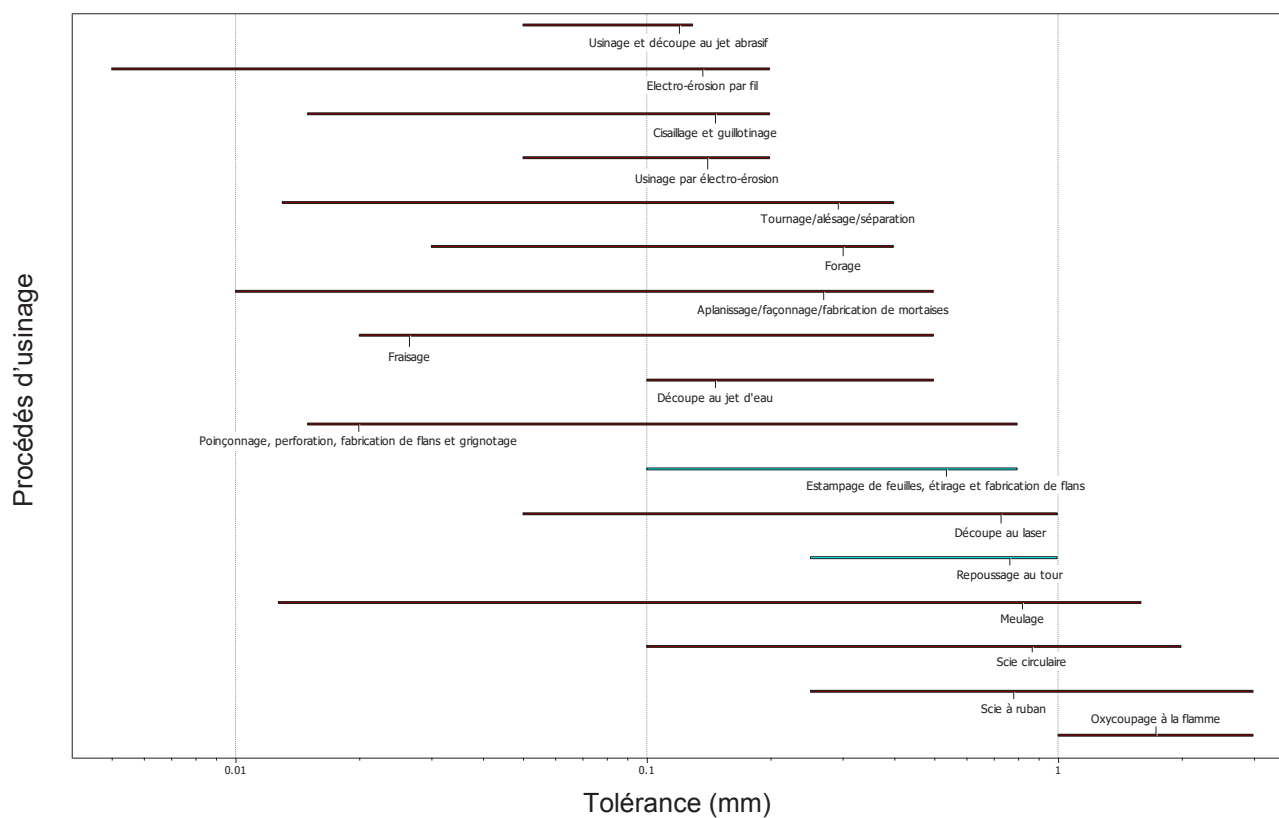
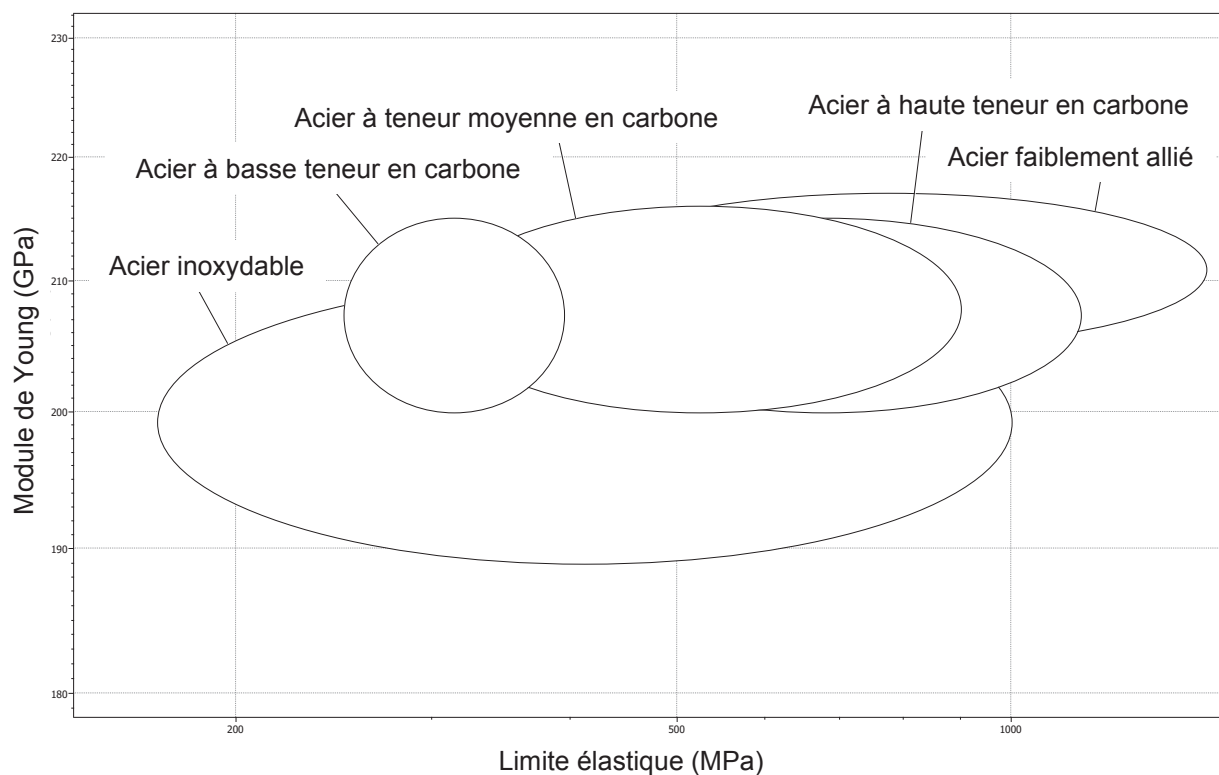
de 1 à 10 mm				de 10 à 100 mm						de 100 à 500 mm					
R		Ra		R			Ra			R			Ra		
R 10	R 20	Ra 10	Ra 20	R 10	R 20	R 40	Ra 10	Ra 20	Ra 40	R 10	R 20	R 40	Ra 10	Ra 20	Ra 40
1,00	1,00	1	1	10,0	10	10	10	10		100	100	100	100	100	100
	1,12		<u>1,1</u>		11,2	11,2		<u>11</u>			112	112		<u>110</u>	<u>110</u>
											118				<u>120</u>
1,25	1,25	<u>1,2</u>	<u>1,2</u>	12,5	12,5	12,5	<u>12</u>	<u>12</u>	<u>12</u>	125	125	125	125	125	125
						13,2			<u>13</u>			132			<u>130</u>
	1,40		1,4		14,0	14,0		14	14		140	140		140	140
						15,0			15			150			150
1,60	1,60	1,6	1,6	16,0	16,0	16,0	16	16	16	160	160	160	160	160	160
						17,0			17			170			170
	1,80		1,8		18,0	18,0		18	18		180	180		180	180
						19,0			19			190			190
2,00	2,00	2	2	20,0	20,0	20,0	20	20	20	200	200	200	200	200	200
						21,2			<u>21</u>			212			<u>210</u>
	2,24		<u>2,2</u>		22,4	22,4		<u>22</u>	<u>22</u>		224	224		<u>220</u>	<u>220</u>
						23,6			<u>24</u>			236			<u>240</u>
2,50	2,50	2,5	2,5	25,0	25,0	25,0	25	25	25	250	250	250	250	250	250
						26,5			<u>26</u>			265			<u>260</u>
	2,80		2,8		28,0	28,0		28	28		280	280		280	280
						30,0			30			300			300
3,15	3,15	<u>3</u>	<u>3</u>	31,5	31,5	31,5	<u>32</u>	<u>32</u>	<u>32</u>	315	315	315	<u>320</u>	<u>320</u>	<u>320</u>
						33,5			<u>34</u>			335			<u>340</u>
	3,55		<u>3,5</u>		35,5	35,5		<u>36</u>	<u>36</u>		355	355		<u>360</u>	<u>360</u>
						37,5			<u>38</u>			375			<u>380</u>
4,00	4,00	4	4	40,0	40,0	40,0	40	40	40	400	400	400	400	400	400
						42,5			<u>42</u>			425			<u>420</u>
	4,50		4,5		45,0	45,0		45	45		450	450		450	450
						47,5			<u>48</u>			475			<u>480</u>
5,00	5,00	5	5	50,0	50,0	50,0	50	50	50	500	500	500	500	500	500
						53,0			53						
	5,60		<u>5,5</u>		56,0	56,0		56	56						
						60,0			60						
6,30	6,30	<u>6</u>	<u>6</u>	63,0	63,0	63,0	63	63	63						
						67,0			67						
	7,10		<u>7</u>		71,0	71,0		71	71						
						75,0			75						
8,00	8,00	8	8	80,0	80,0	80,0	80	80	80						
						85,0			85						
	9,00		9		90,0	90,0		90	90						
						95,0			95						
10,00	10,00	10	10	100,0	100,0	100,0	100	100	100						

Les termes soulignés sont les termes Ra qui diffèrent, en raison de l'arrondissement, des termes R correspondants.

Annexe L1 – Résultats de la simulation par éléments finis du coulisseau

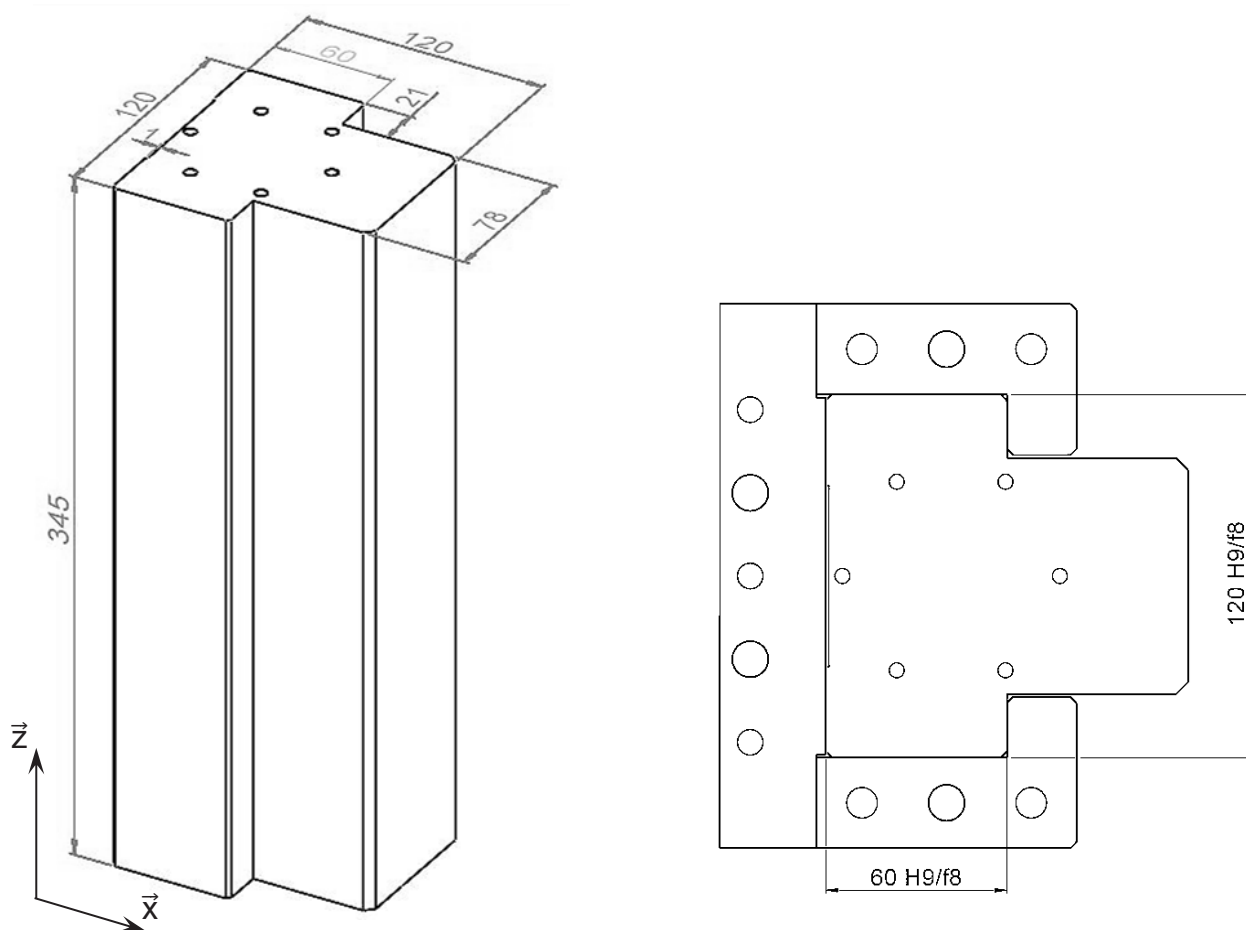


Annexe L2 – Cartes de choix produit-procédés-matériaux



Annexe M1 – Spécification fonctionnelle du coulisseau

Dimensions nominales du coulisseau et ajustement coulisseau-guide



Ajustements : écarts des tolérances normalisées en micromètres (extrait)

Arbre	≤ 3	3 à 6 inclus	6 à 10	10 à 18	18 à 30	30 à 50	50 à 80	80 à 120	120 à 180	180 à 250	250 à 315	315 à 400
f8	- 6 - 20	- 10 - 28	- 13 - 35	- 16 - 43	- 20 - 53	- 25 - 64	- 30 - 76	- 36 - 90	- 43 - 106	- 50 - 122	- 56 - 137	- 62 - 151

Alésage	≤ 3	3 à 6 inclus	6 à 10	10 à 18	18 à 30	30 à 50	50 à 80	80 à 120	120 à 180	180 à 250	250 à 315	315 à 400
H9	+ 25 0	+ 30 0	+ 36 0	+ 43 0	+ 52 0	+ 62 0	+ 74 0	+ 87 0	+ 100 0	+ 115 0	+ 130 0	+ 140 0

Annexe M2 – Tolérances géométriques et générales (norme ISO 2768)

Tolérances géométriques (extrait)

Forme		Orientation		Position	
		Éléments associés à une référence			
					
Profil d'une surface	Planéité	Parallélisme	Perpendicularité	Localisation	Symétrie

Écarts des tolérances générales en millimètres (extrait)

Classe de précision	Dimensions linéaires			
	0,5 à 6 inclus	6 à 30	30 à 120	120 à 400
m (moyen)	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5

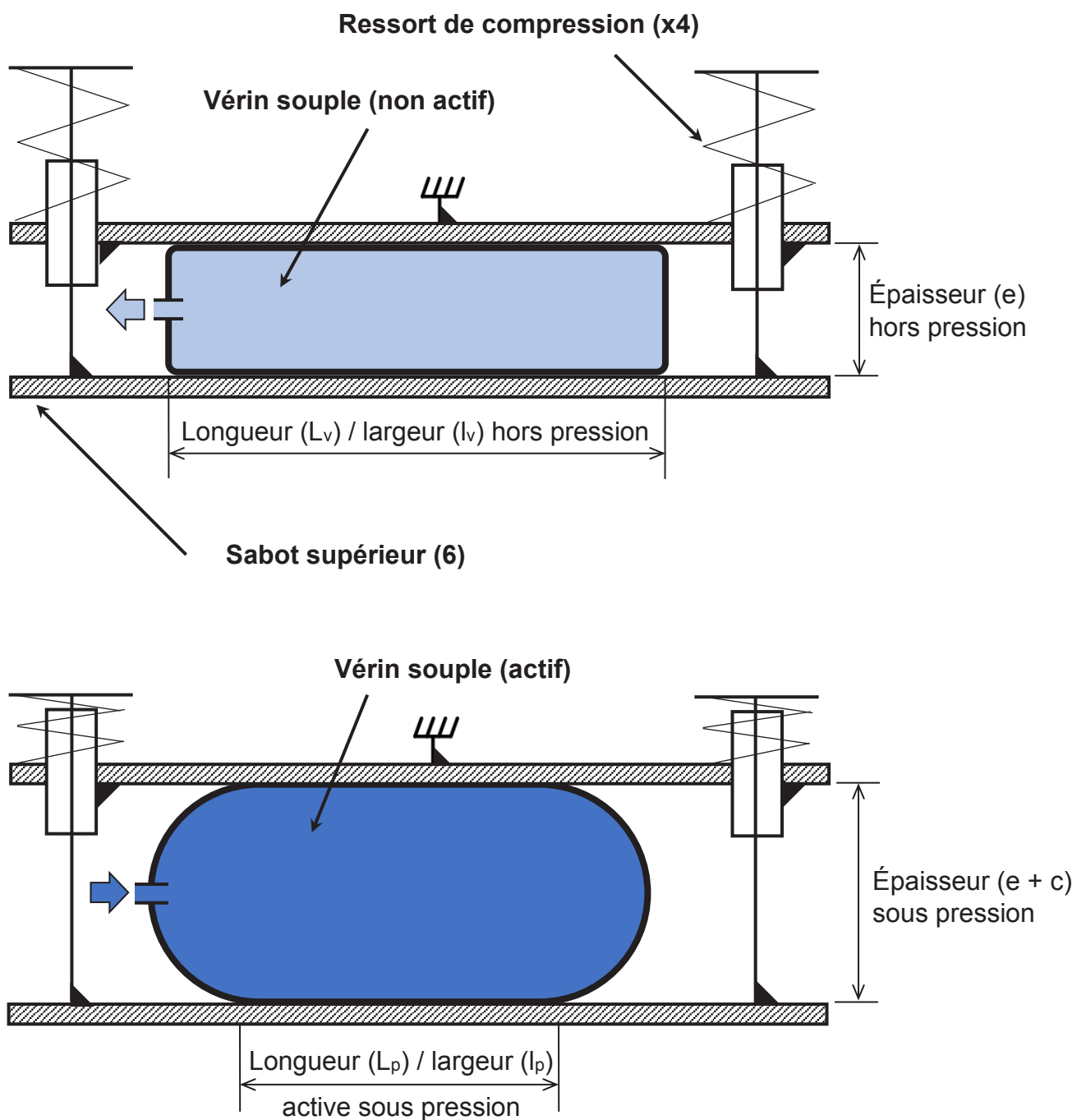
Classe de précision	Tolérances géométriques									
	Planéité 					Perpendicularité 			Symétrie 	
	≤ 10	10 à 30 inclus	30 à 100	100 à 300	300 à 1000	≤ 100	100 à 300 inclus	300 à 1000	≤ 300	300 à 1000 inclus
K (moyen)	0,05	0,1	0,2	0,4	0,6	0,4	0,6	0,8	0,6	0,8

Parallélisme : // même valeur que la tolérance dimensionnelle ou de rectitude ou de planéité si elles sont supérieures.

Annexe N1 – Vérins souples implantés dans les têtes de compression



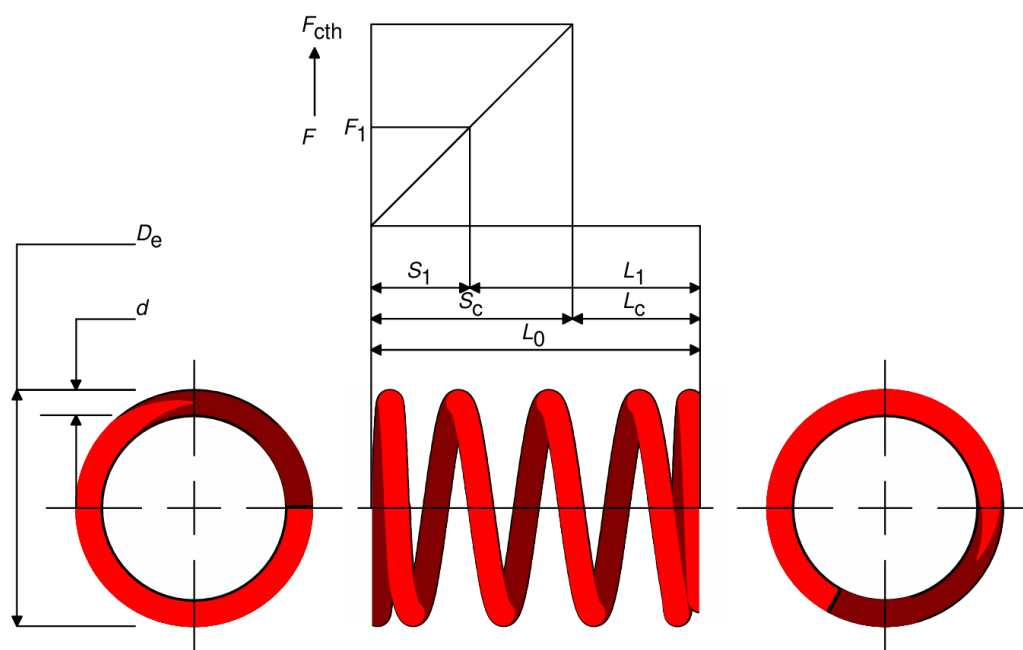
Source PRONAL®



Annexe N2 – Ressorts de compression

Caractéristiques	Enroulement à droite	
Matière	EN 10270-1 Fil patenté	
Diamètre de fil	d	4,5 mm
Diamètre externe	D_e	42 mm
Nb. total de spires	n_t	5,17
Raideur	k	$25 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$
Longueur libre	L_0	60 mm
Longueur à bloc	L_c	23,26 mm
Charge à bloc	F_{cth}	918,52 N

Point de fonctionnement		
Longueur	L_1	42 mm
Charge	F_1	450 N



Source VIT-RESSORT®

DOCUMENTS RÉPONSES

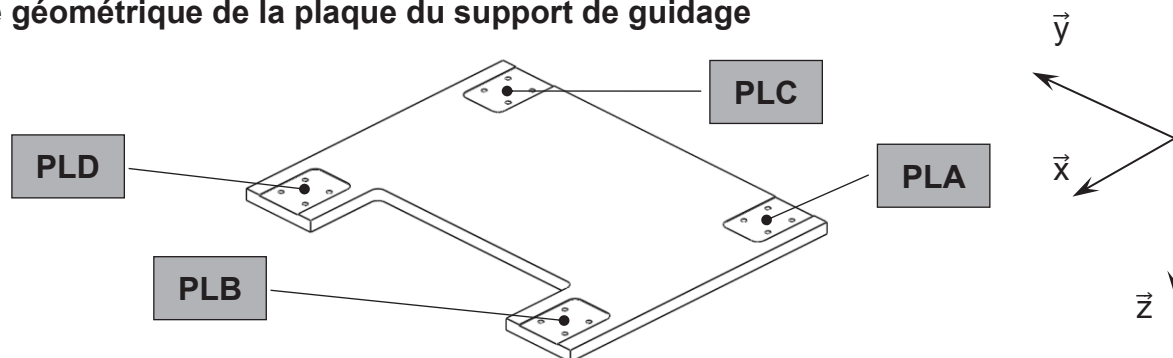
**Tous les documents réponses sont à rendre avec la ou les copies,
mêmes non complétés**

DR1	Document réponses DR1 question A.11
DR2	Document réponses DR2 question C.1
DR3	Document réponses DR3 questions C.5 et C.6
DR4	Document réponses DR4 question D.1

NE RIEN ECRIRE DANS CE CADRE

Document réponses DR1 question A.11

Modèle géométrique de la plaque du support de guidage



Gamme de mesure à compléter sur machine à mesurer tridimensionnelle (MMT)

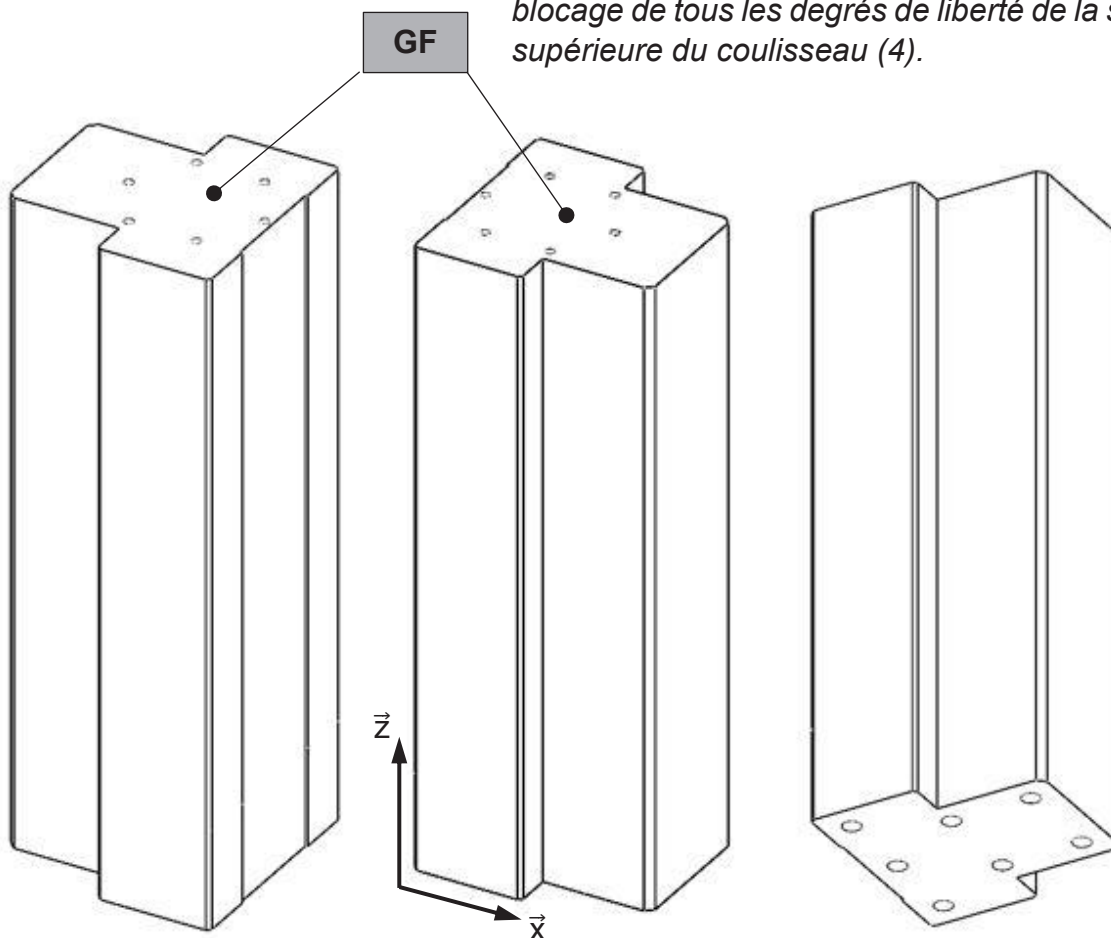
Spécifications à mesurer	Commandes du logiciel et contraintes associées	Éléments géométriques à palper ou à construire
 0,010	Palper une surface réelle : mesure d'un plan.	Palper points sur PLA Palper points sur PLB Palper points sur PLC Palper points sur PLD
$S_2 = 0 \pm 0,567$	Calcul de positions relatives : cote entre deux plans.	Palper points sur PLA Palper points sur PLC
		Palper points sur PLB Palper points sur PLD
$S_3 =$		
 0,010 A	Calcul de positions relatives. Parallélisme plan / plan de référence.	Palper points sur PLA Palper points sur PLC

Document réponses DR2 question C.1

Déplacements imposés		
	Géométrie fixe (GF)	Bloque tous les degrés de liberté des nœuds de la surface spécifiée.
	Appui plan (AP)	Indique qu'une face plane peut se déplacer librement dans son plan, mais ne peut pas se déplacer dans la direction normale à son plan.
	Pivot fixe (PF)	Indique qu'une face cylindrique peut uniquement pivoter autour de son propre axe. Le rayon et la longueur de la face cylindrique restent constants sous l'effet d'un chargement.

Chargements externes		
	Force ()	Les forces présentent une distribution uniforme sur les faces, arêtes ou sommets dans toute direction.
	Couple ()	Les couples (moments) présentent une distribution uniforme sur les faces, arêtes ou sommets dans toute direction.

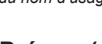
Exemple de cas de déplacement imposé :
blocage de tous les degrés de liberté de la surface supérieure du coulisseau (4).



Modèle CMEN v3

Nom de famille :

(Suivi, s'il y a lieu, du nom d'usage)

 **Prénom(s) :**

Numéro Candidat : **Né(e) le :** / /

Cadre réservé aux candidats de concours de recrutement et examens professionnels

Concours : **Option / Section :** **N° d'inscription :**

Cocher une seule case parmi les six types de concours suivants :

☐ externe ☐ 3^e externe ☐ externe spécial ☐ interne ou 1^{er} interne ☐ 2nd interne ☐ 2nd interne spécial

Examen professionnel pour l'avancement au grade de :

Cadre réservé aux candidats d'examens et du concours général

Examen : **Série / Spécialité :**

Epreuve - Matière : **Session :**

LDE MEC 2

DR3 - DR4

**Tous les documents réponses sont à rendre,
même non complétés.**

NE RIEN ECRIRE DANS CE CADRE

Échelle 1 : 3

