



MINISTÈRE
DE L'ÉDUCATION
NATIONALE, DE
L'ENSEIGNEMENT
SUPÉRIEUR ET DE
LA RECHERCHE

EAE SIM 3

SESSION 2016

AGRÉGATION CONCOURS EXTERNE

Section : SCIENCES INDUSTRIELLES DE L'INGÉNIEUR

Option : SCIENCES INDUSTRIELLES DE L'INGÉNIEUR
ET INGÉNIERIE MÉCANIQUE

CONCEPTION PRÉLIMINAIRE D'UN SYSTÈME,
D'UN PROCÉDÉ OU D'UNE ORGANISATION

Durée : 6 heures

Calculatrice électronique de poche - y compris calculatrice programmable, alphanumérique ou à écran graphique – à fonctionnement autonome, non imprimante, autorisée conformément à la circulaire n° 99-186 du 16 novembre 1999.

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

Dans le cas où un(e) candidat(e) repère ce qui lui semble être une erreur d'énoncé, il (elle) le signale très lisiblement sur sa copie, propose la correction et poursuit l'épreuve en conséquence.

De même, si cela vous conduit à formuler une ou plusieurs hypothèses, il vous est demandé de la (ou les) mentionner explicitement.

NB : *La copie que vous rendrez ne devra, conformément au principe d'anonymat, comporter aucun signe distinctif, tel que nom, signature, origine, etc. Si le travail qui vous est demandé comporte notamment la rédaction d'un projet ou d'une note, vous devrez impérativement vous abstenir de signer ou de l'identifier.*

Tournez la page S.V.P.

A

Ce sujet comporte 3 parties :

- présentation et travail demandé pages 2 à 26 ;
- documents techniques pages 27 à 40 ;
- documents réponses pages 41 à 44.

UNITÉ AUTONOME DE PRODUCTION : PRODUITS COSMÉTIQUES

Le site de production de l'entreprise Dior (groupe LVMH), situé à Saint-Jean-de-Braye (France), dispose de nombreuses lignes de conditionnement pour les produits cosmétiques qu'elle commercialise.

La fonction principale de l'unité autonome de production (UAP) faisant l'objet de cette étude, est de remplir des tubes de crème vides et de les introduire dans un étui cartonné avec leur notice d'utilisation.

La figure 1 montre les différents produits entrant sur la ligne de conditionnement, ainsi que le produit final prêt à être livré.



Figure 1. Produits entrants et produit fini

Quatre machines en ligne sont nécessaires pour atteindre cet objectif, en total autonomie :

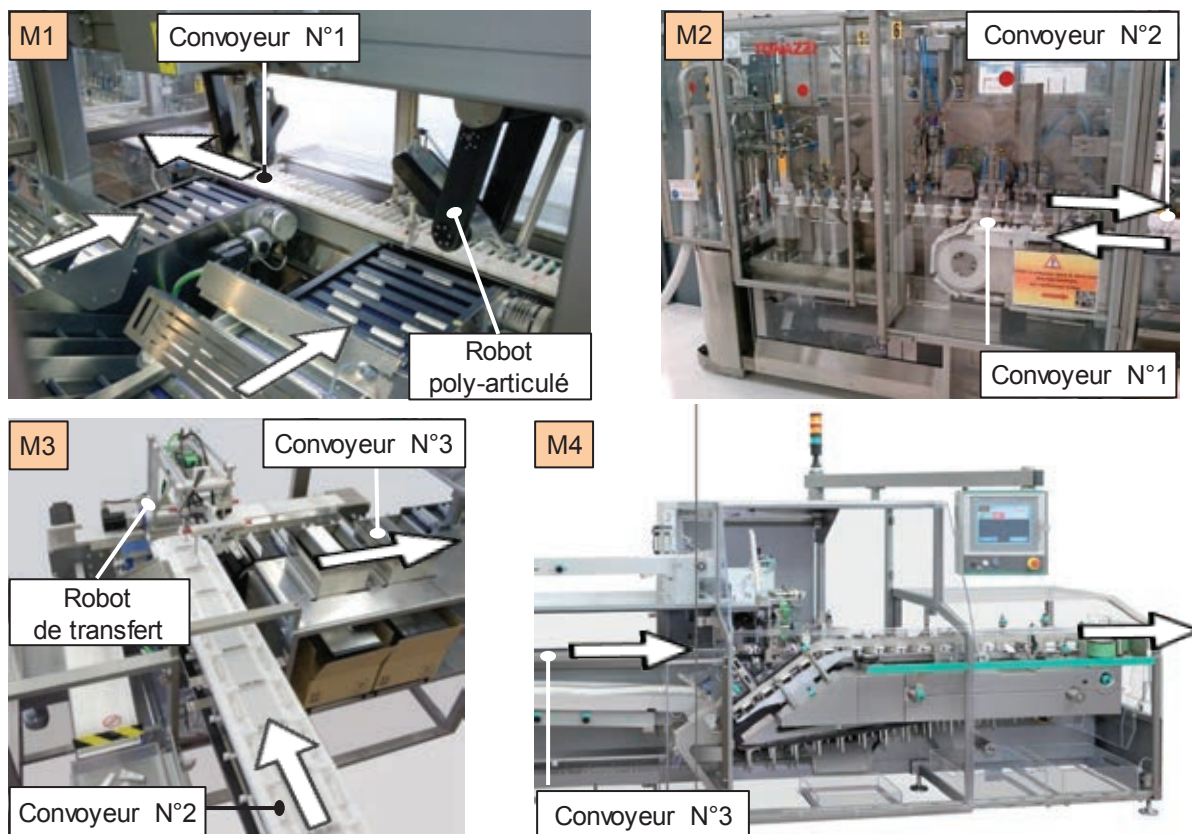


Figure 2. Moyens de production de l'UAP

- M1 ; cette machine de chargement est constituée de deux robots poly-articulés équipés de système de vision, qui prennent les tubes vides en vrac et les positionnent sur le convoyeur n°1 ;
- M2 ; la remplisseuse qui récupère les tubes sur le premier convoyeur, les remplit de crème et les évacue sur un second convoyeur ;
- M3 ; le robot de transfert qui transporte les tubes du convoyeur n°2 vers le convoyeur n°3 à la bonne cadence (alimentation de l'étuyeuse) ;
- M4 ; l'étuyeuse qui met en forme les étuis cartonnés, y insère les tubes et leur notice.

La figure 2 montre les flux entrants et les flux sortants sur ces différentes machines.

Objectif de l'étude

Au vu de la quantité de tubes à conditionner et de la diversité des produits continuellement mis sur le marché par la maison Dior, l'objectif principal de l'étude consiste à vérifier que la ligne de production proposée permet de respecter les exigences de cadence (Id 1.6) et de flexibilité (Id 1.5.1) imposées par le cahier des charges, et traduit sur le diagramme des exigences (figure 3).

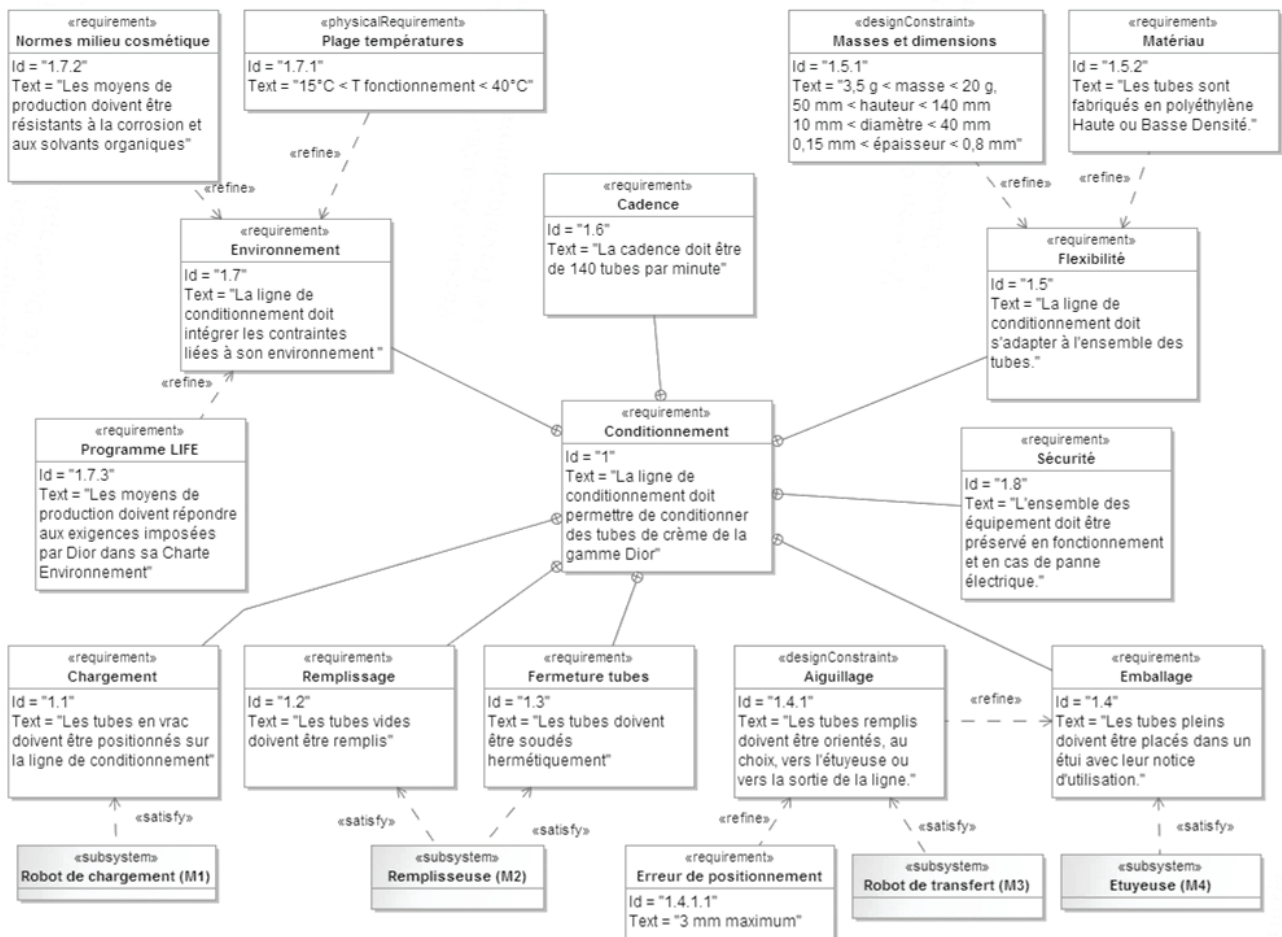


Figure 3. Diagramme des exigences de la ligne de conditionnement

Le sujet se focalise essentiellement sur la machine de remplissage (M2) et sur le robot de transfert (M3) de cette ligne de conditionnement. Le questionnement qui suit consiste à évaluer, au regard du cahier des charges, les solutions constructives et technologiques mises en place, puis à étudier l'industrialisation d'une partie des pièces de ce système dans une optique d'optimisation de performances (environnementales et budgétaires).

PARTIE A – ÉTUDE DE LA REMPLISSEUSE (M2)

L'objectif de cette étude consiste à valider ou non les solutions constructives et technologiques retenues par le constructeur pour cette remplisseuse, au vu de sa capacité à répondre aux exigences de cadence et de flexibilité imposées par le cahier des charges.

La remplisseuse (M2) est constituée d'un carrousel comportant 8 postes de travail, comme l'illustrent les figures 4a et 4b.

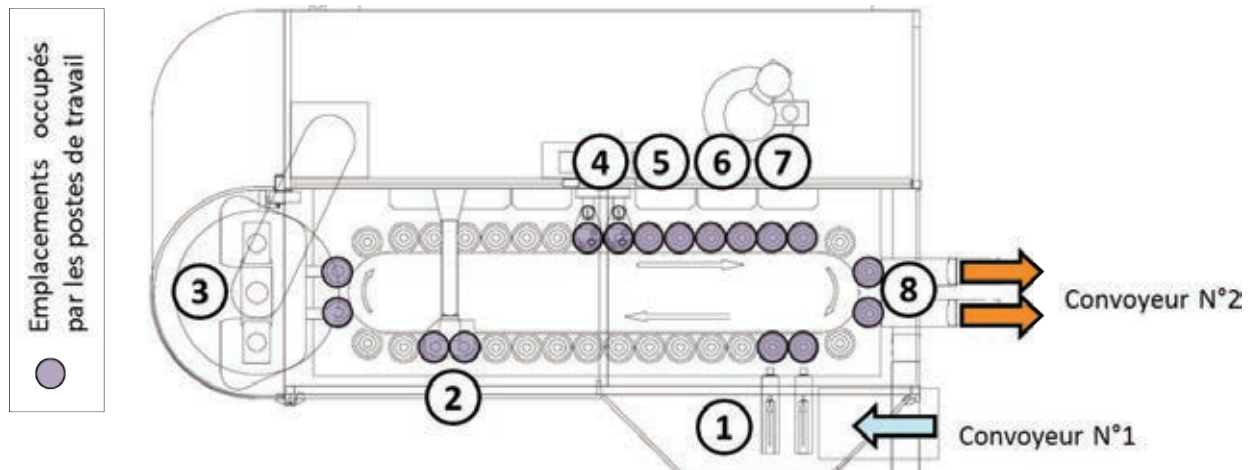


Figure 4a. Organisation des postes sur le carrousel de la remplisseuse – Vue de dessus

Ces huit postes effectuent les tâches suivantes :

- ①, chargement des tubes vides dans les supports du carrousel ;
- ②, indexation en rotation du système {tube vide + support} ;
- ③, remplissage des tubes de crème ;
- ④, chauffage de la partie supérieure du tube ;
- ⑤, soudure par effort presseur et codage de la zone supérieure du tube ;
- ⑥, éjection des rebus ;
- ⑦, découpe de la partie supérieure du tube (au-dessus de la soudure) ;
- ⑧, évacuation des tubes remplis.

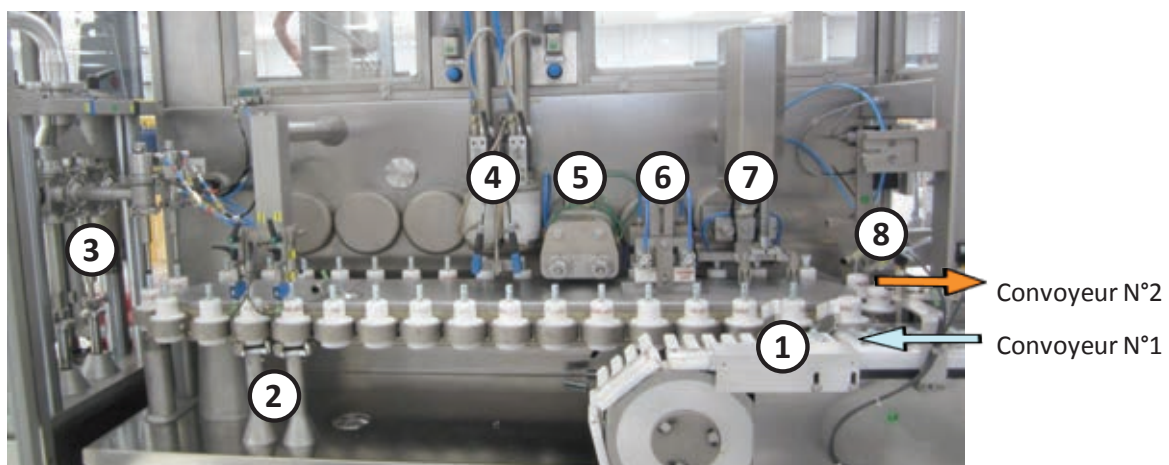


Figure 4b. Organisation des postes sur le carrousel de la remplisseuse – Vue de face

La ligne comporte au total trente-six emplacements. Seize sont occupés par les huit postes de travail, les autres étant simplement des postes de transfert. En effet, chaque poste de travail est dédoublé et permet donc de traiter simultanément deux tubes (figure 4a). À chaque pas de temps, la chaîne est donc translatée de deux emplacements. Le temps de déplacement est évalué à 0,3 s.

PARTIE A1. Dimensionnement du poste de chargement des tubes vides (Poste n°1)

Ce poste de travail permet de positionner les tubes vides dans les supports du carrousel, bouchon orienté vers le bas, comme l'illustre la figure 5. Les enfonceurs de tube sont donc animés d'un mouvement de translation de direction $\vec{z}_0$, définie par l'axe des tubes.

Ce mouvement de translation verticale est obtenu par le biais d'un dispositif bielle-manivelle, présent sur la partie frontale de la remplisseuse (figure 6). La translation du piston (3) lié à l'enfonceur de tube est provoquée par la rotation de la manivelle (1) et par l'intermédiaire de la bielle (2).

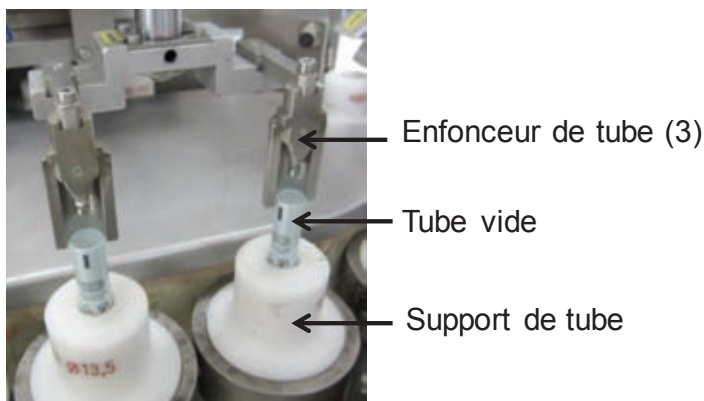
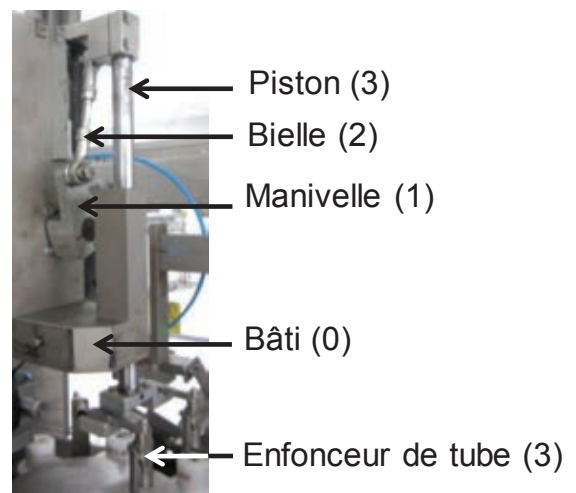


Figure 5. Positionnement des tubes dans leur support



*Figure 6. Face avant du poste n°1
Dispositif bielle-manivelle*

La manivelle (1) est solidaire d'un pignon (1) se trouvant sur la face arrière de la remplisseuse. Comme l'indique la figure 7, ce dernier est entraîné en rotation par l'intermédiaire d'un secteur denté (4), d'un vérin taré en pression (5) et d'un bras de levier (6).

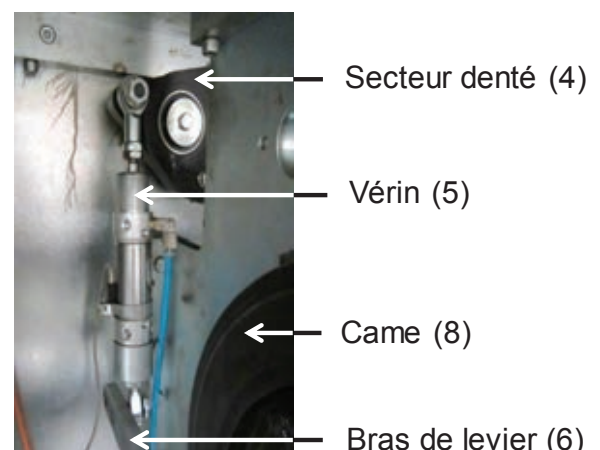
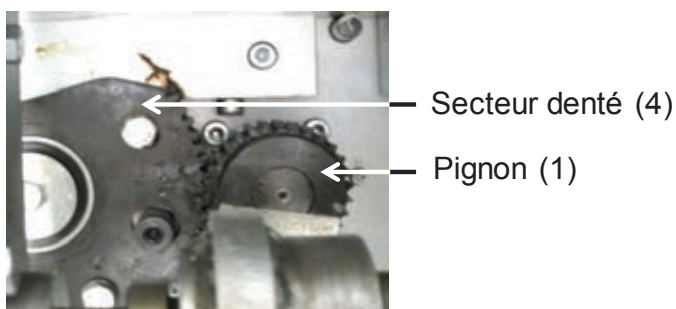


Figure 7. Face arrière du poste de travail n°1

Le bras de levier (6) est quant à lui actionné par la came (8) par l'intermédiaire d'un galet (7) (voir figure 10). Afin que le poste n°1 soit synchronisé avec les autres postes de travail, la came (8) est solidaire d'un arbre à cames (figure 8). Un système {moteur brushless + courroie crantée} entraîne cet arbre en rotation. La vitesse de rotation maximale du moteur est de 150 tr/min et le rapport de la transmission par la courroie est de 8/11.

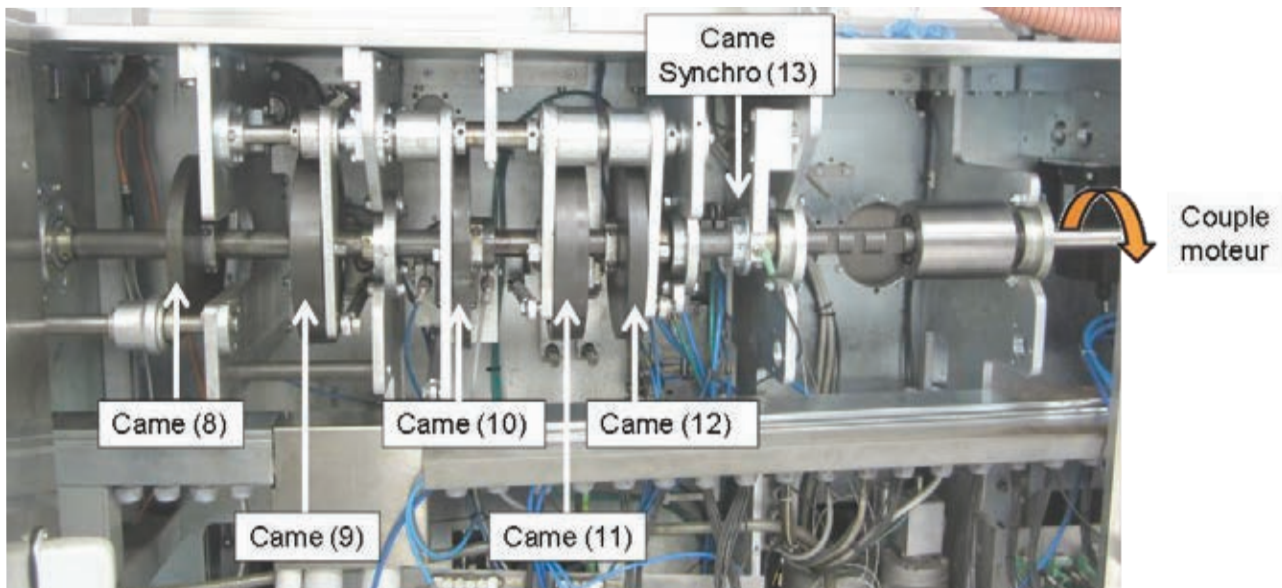


Figure 8. Arbre à cames – Face arrière de la remplisseuse

A1.1. Validation de la solution constructive au vu de la cinématique souhaitée

L'objectif de cette partie consiste à valider ou invalider le système mécanique proposé au vu des exigences :

- de flexibilité, au regard des variations dimensionnelles des tubes devant être conditionnés sur cette ligne (Id 1.5.1) ;
- de cadence (Id 1.6), en étudiant notamment la géométrie de la came utilisée.

Le paramétrage du dispositif bielle-manivelle présent sur la face avant de la remplisseuse (figure 6) est fourni sur la figure 9. Le problème est ramené dans le plan $(O, \vec{y}_0, \vec{z}_0)$.

Le repère $R_0 = (O, \vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)$ est associé au bâti (0).

La manivelle (1) est en liaison pivot d'axe $(O, \vec{x}_0)$ avec le bâti. On lui associe le repère $R_1 = (O, \vec{x}_0, \vec{y}_1, \vec{z}_1)$. Sa position angulaire est repérée par l'angle $\theta = (\vec{y}_0, \vec{y}_1) = (\vec{z}_0, \vec{z}_1)$.

La bielle (2) est en liaison pivot d'axe $(A, \vec{x}_0)$ avec la manivelle (1) et en liaison pivot d'axe $(B, \vec{x}_0)$ avec le piston (3). On lui associe le repère $R_2 = (O, \vec{x}_0, \vec{y}_2, \vec{z}_2)$. Sa position angulaire est repérée par l'angle $\alpha = (\vec{y}_0, \vec{y}_2) = (\vec{z}_0, \vec{z}_2)$.

Le piston (3) est en liaison glissière de direction $\vec{z}_0$ avec le bâti. On lui associe le repère $R_3 = (B, \vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)$. Sa position est donnée par $\overline{OB} = z \cdot \vec{z}_0$.

Le point mort haut du piston (3) est considéré comme la position de référence du dispositif bielle-manivelle ($\theta = 0^\circ$).

Sur la face arrière de la remplisseuse (figure 7) :

- le pignon (1) de rayon primitif $r_1 = 30$ mm est en contact avec le secteur angulaire de 80° et de rayon primitif $r_4 = 75$ mm ;
- le secteur denté (4) est en liaison pivot d'axe $(O_4, \vec{x}_0)$ avec le bâti. On lui associe le repère $R_4 = (O_4, \vec{x}_0, \vec{y}_4, \vec{z}_4)$. Sa position angulaire est repérée par l'angle $\beta = (\vec{y}_0, \vec{y}_4) = (\vec{z}_0, \vec{z}_4)$. Les positions extrêmes de 4 seront définies par $\pm \beta_{\max}$. Sur la figure 9, le système est représenté en position $\beta = 0^\circ$.

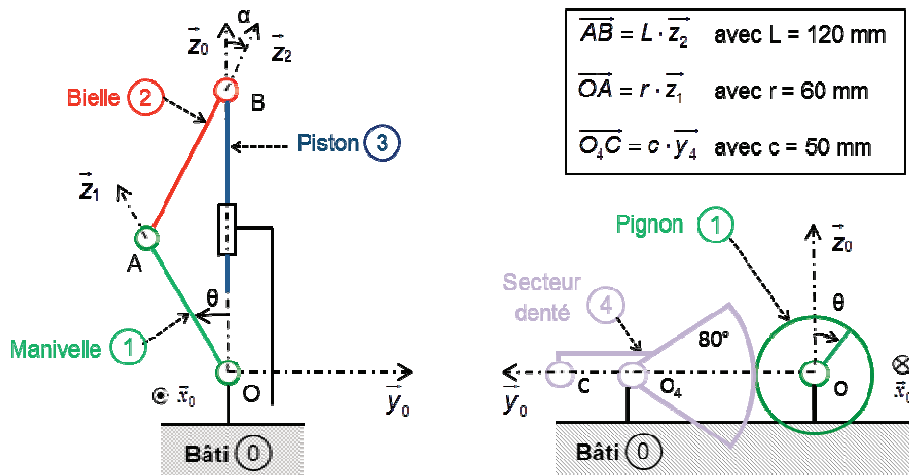


Figure 9. Paramétrage des mécanismes de la face avant (à gauche) et de la face arrière (à droite)

Le paramétrage du mécanisme permettant d'actionner la rotation du secteur denté (4) est fourni sur la figure 10 :

- le secteur denté (4) et le vérin (5) sont en liaison rotule de centre C ;
- le vérin (5) est taré en pression servant ainsi de limiteur d'effort en cas de blocage de tube. En fonctionnement normal, nous supposons qu'il se comporte comme un solide indéformable et qu'il reste vertical (direction $\vec{z}_0$) ;
- à son autre extrémité, le vérin (5) est lié au bras de levier (6) par l'intermédiaire d'une rotule de centre D ;
- le bras de levier (6) est en liaison pivot d'axe $(O_6, \vec{y}_0)$ avec le bâti (0). On lui associe le repère $R_6 = (O_6, \vec{x}_6, \vec{y}_0, \vec{z}_6)$. Sa position angulaire est repérée par l'angle $\varphi = (\vec{x}_0, \vec{x}_6) = (\vec{z}_0, \vec{z}_6)$;
- le galet (7), de rayon $r_7 = 8 \text{ mm}$, est en liaison pivot d'axe $(E, \vec{y}_0)$ avec le bras de levier (6) ;
- le galet (7) est également en contact avec la came (8). Cette came disque à rainure comporte une rainure en creux sur un de ses flancs (document technique DT1) dans laquelle est guidé le galet. Il est alternativement en contact avec la piste intérieure de la came, puis avec la piste extérieure au point F.
- le repère $R_8 = (O_8, \vec{x}_8, \vec{y}_0, \vec{z}_8)$ est associé à la came (8). Sa position angulaire est repérée par l'angle $\psi = (\vec{x}_0, \vec{x}_8) = (\vec{z}_0, \vec{z}_8)$.

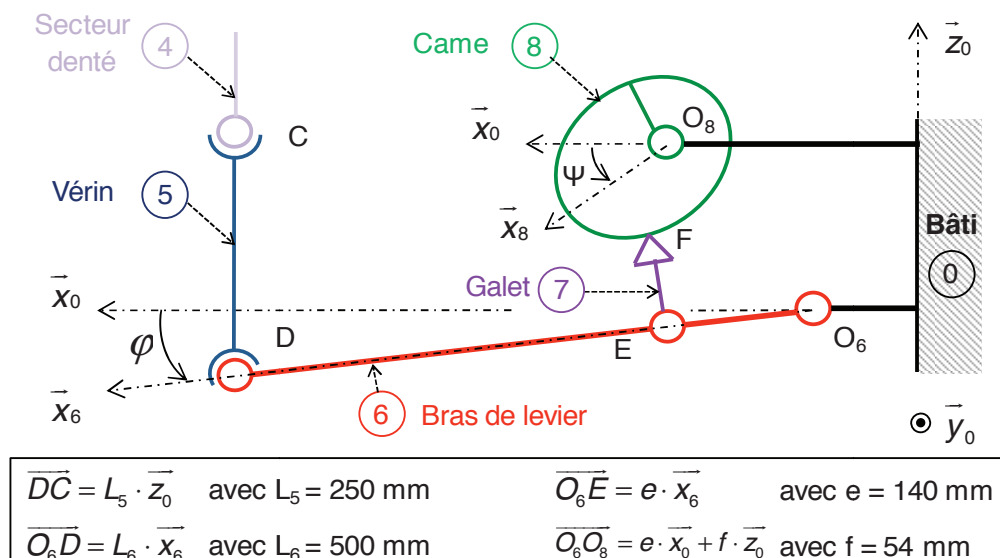


Figure 10. Paramétrage du système au niveau de la came

Les tubes sont apportés sous le système d'enfoncement (3) par un système annexe, non étudié dans ce sujet. Afin d'éviter les collisions lors de cette phase de chargement, une distance de 20 mm au-dessus des tubes doit être conservée lorsque le piston (3) est à son point mort haut.

Question 1 : au regard de la diversité dimensionnelle des tubes à conditionner (Id 1.5.1), vérifier que le dispositif bielle-manivelle utilisé permet un dégagement suffisant du système d'enfoncement lors de cette phase de chargement.

Question 2 : déterminer la loi reliant la position angulaire β du secteur denté (4) à la position z du point B appartenant au piston (3). Conclure sur la pertinence du dimensionnement géométrique du secteur angulaire (4).

Question 3 : au vu notamment du profil de came fourni dans le document technique DT1, la solution constructive proposée permet-elle de satisfaire la cadence imposée par le cahier des charges ?

A1.2. Choix de matériau pour la came

L'objectif de cette partie consiste à déterminer la nuance d'acier à utiliser pour la fabrication de la came disque à rainure (document technique DT1), et à définir les éventuels traitements à réaliser. La première étape consiste donc à estimer les efforts mis en jeu au niveau des différents contacts du mécanisme.

Dans la suite de l'étude, les masses suivantes seront considérées :

- piston (3) de masse $m_3 = 2475$ g ;
- vérin (5) de masse $m_5 = 500$ g, répartie équitablement entre la tige et le corps ;
- masses de la bielle (2), du secteur denté (4) et du galet (7) négligées.

Le bras de levier (6) sera considéré comme étant une barre homogène en acier de :

- longueur $L_6 = 500$ mm ;
- hauteur $h_6 = 50$ mm ;
- épaisseur $e_6 = 10$ mm.

Le champ de pesanteur est défini par $\vec{g} = -g \cdot \vec{z}_0$ avec $g = 9,81 \text{ m.s}^{-2}$. Soit $J_1 = 630 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$, l'inertie de la manivelle (1) autour de l'axe $(O, \vec{x}_0)$. Toutes les liaisons sont supposées parfaites.

Question 4 : déterminer l'inertie équivalente notée $J_\Sigma(\theta)$ du système $\Sigma\{1, 2, 3\}$ ramenée à l'axe $(O, \vec{x}_0)$ en fonction de la rotation θ et des dimensions, masses et inerties des différentes pièces du système. Calculer la valeur maximale de $J_\Sigma(\theta)$, notée $J_{\Sigma\max}$.

Pour la suite de l'étude, le cas le plus préjudiciable est retenu : $J_\Sigma(\theta) = J_{\Sigma\max} = \text{cte}$.

Question 5 : Sans mener l'ensemble des calculs, donner la démarche de résolution (systèmes isolés, théorèmes utilisés, résultats escomptés) afin de déterminer l'expression littérale de la projection sur $\vec{z}_6$ de l'effort de la came (8) sur le galet (7) au point d'application F : $\vec{F}_{(8 \rightarrow 7)} \cdot \vec{z}_6$.

Pour la suite de l'étude, le cas le plus défavorable est considéré. Quelle que soit la position angulaire de la came, un effort maximal appliqué par le galet (7) sur la came (8) de 2 100 N est retenu en phase d'accélération du galet, et de 1 500 N lorsque ce dernier est en phase de décélération. Les vitesses et les accélérations du galet en fonction de la position angulaire de la came sont fournies dans le document technique DT1.

Afin de déterminer la pression appliquée par le galet suiveur (en acier) sur la came (en acier), la théorie de Hertz est utilisée. La longueur du contact considéré est de 10 mm.

Question 6 : préciser les hypothèses effectuées pour appliquer cette théorie au niveau des contacts entre le galet suiveur et la came.

Question 7 : à l'aide du document technique DT1, préciser les phases durant lesquelles le galet est en contact avec la came sur la piste intérieure et les phases durant lesquelles le contact s'effectue sur la piste extérieure (en fonction de la position angulaire de la came). En s'appuyant sur le document technique DT2, calculer ensuite la pression appliquée par le galet suiveur sur la came dans le cas le plus critique.

Question 8 : à l'aide du document technique DT2, déterminer la résistance élastique minimale de la came en utilisant le critère de plasticité de Von Mises.

La came est réalisée dans un acier faiblement allié AISI 4125 (18CrMo4) ayant subi un recuit de normalisation.

Question 9 : à l'aide du document technique DT3, expliquer la raison pour laquelle les caractéristiques mécaniques souhaitées de cet alliage sont atteintes à cœur, mais insuffisantes en surface.

Afin de répondre au cahier des charges quant à la pression admissible au contact entre le galet (7) et la came (8), une gamme de traitement est mise en place :

- traitement de cémentation à 900°C, suivi d'un refroidissement lent jusqu'à la température ambiante ;
- austénitisation à 900°C suivie d'une trempe à l'eau ;
- revenu de détentionnement à 250°C.

Le point de Hertz et son voisinage ne doivent jamais se trouver à une profondeur correspondant à une discontinuité de propriétés des matériaux. C'est pourquoi nous chercherons par la suite à obtenir une dureté minimale de 400 HV à une profondeur de 1 mm afin de s'assurer que ce point critique soit inclus dans la zone traitée, et ce même après les opérations de finition.

Question 10 : à l'aide des diagrammes TRC fournis dans le document technique DT4, justifier les raisons pour lesquelles cette gamme est adaptée à la problématique. Pourquoi la trempe à l'eau n'est-elle pas directe, c'est-à-dire effectuée juste après la cémentation ?

Durant la phase de cémentation, la diffusion du carbone est régie par la seconde loi de Fick dont une solution est :

$$\frac{C_x - C_0}{C_s - C_0} = 1 - \operatorname{erf}\left(\frac{x}{2 \cdot \sqrt{D \cdot t}}\right) \quad \text{avec} \quad \operatorname{erf}(a) \approx \sqrt{1 - \exp\left(\frac{-4 \cdot a^2}{\pi}\right)}$$

Avec :

- C_x , la concentration à une distance x sous la surface ;
- C_0 , la concentration initiale de la pièce ;
- C_s , la concentration superficielle maintenue constante au cours du traitement ;
- D , le coefficient de diffusion ;
- t , la durée du traitement.

Le coefficient de diffusion s'exprime par une loi d'Arrhenius :

$$D = D_0 \cdot \exp\left(\frac{-Q}{R \cdot T}\right)$$

Avec :

- $D_0 = 2,3 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$, coefficient de diffusion de référence ;
- $Q = 148 \text{ kJ/mol}$, énergie d'activation ;
- $R = 8,314 \text{ J/mol/K}$, constante des gaz parfaits.

Question 11 : à l'aide du document technique DT4, déterminer le pourcentage minimal de carbone requis pour répondre à cette contrainte de dureté superficielle. Pour une cémentation à 900°C dans un environnement chargé à 1% massique de carbone, déterminer le temps de cémentation nécessaire pour répondre au cahier des charges.

A1.3. Choix de matériau pour le bras de levier (6)

L'objectif de cette partie consiste à choisir le matériau le mieux adapté pour la conception du bras de levier (6), permettant de relier le système {galet + came} au vérin (5). Afin de résoudre cette problématique, la démarche proposée par Ashby est mise en place pour définir un indice de performance pertinent au vu de la fonctionnalité de la pièce.

Afin de maximiser la performance du bras (6), la minimisation de sa masse est recherchée pour limiter les effets d'inertie.

L'optimisation s'effectue sous contraintes. La première contrainte (C1) concerne ainsi la tenue mécanique du bras, sollicité essentiellement en flexion, et dont le comportement doit impérativement rester élastique lors du fonctionnement. D'autres critères limitants interviennent également :

- ténacité minimale de $4 \text{ Mpa} \cdot \text{m}^{0,5}$ (C2) ;
- plage de température conforme au cahier des charges (C3) ;
- respect des normes imposées dans le domaine de la cosmétique (résistance à la corrosion : C4).

Le bras de levier (6) est modélisé, en première approche, par une poutre de longueur L_6 . L'effort appliqué par le galet (7) sur la came (8) sera considéré comme constant et maximal, soit : $\|\vec{F}_{7 \rightarrow 8}\| = 2\,100 \text{ N}$ comme le stipulent les calculs effectués dans les parties précédentes.

La section rectangulaire S de la poutre est considérée comme une variable libre. Cela signifie qu'il est possible de minimiser la masse du bras en modifiant sa section initiale S_0 par une homothétie de facteur α , appelée variable de conception, tel que :

$$S = \alpha^2 \cdot S_0$$

L'aire de la section doit cependant rester suffisante pour répondre à l'ensemble des contraintes définies précédemment.

Question 12 : après avoir effectué des hypothèses sur la nature des appuis et des sollicitations mécaniques appliquées aux points O_6 , E et D, déterminer l'expression de la contrainte normale maximale dans le bras en fonction de l'effort maximal $\|\vec{F}_{7 \rightarrow 8}\|$ appliqué par le galet (7), du moment quadratique de la poutre I_{Gy} et de la hauteur de la poutre h .

Question 13 : établir la relation permettant de relier le moment quadratique I_{Gy} de la section ayant subi une homothétie et le moment quadratique de la section initiale I_{Gy0} . En déduire l'expression de la contrainte normale maximale dans le bras en fonction de l'effort maximal appliqué par le galet (7), du moment quadratique de la section initiale I_{Gy0} , de la hauteur de la poutre h_0 et de la variable de conception α .

Afin de répondre à la contrainte C1 du cahier des charges tout en intégrant une marge de sécurité, la contrainte maximale admissible dans le bras (6) est définie comme étant égale à 80 % de la résistance élastique du matériau σ_e .

Question 14 : à partir de la réponse obtenue à la question précédente, établir l'expression littérale de la fonction suivante : $\alpha = fct(\|\vec{F}_{7 \rightarrow 8}\|, I_{Gy0}, h_0, \sigma_e)$.

Comme stipulé précédemment, le choix de matériau est conditionné par la minimisation de la masse m du bras. Ainsi, la masse m doit être exprimée de la façon suivante :

$$m = k \cdot f_1(\text{géométrie}) \cdot f_2(\text{matériau}) \cdot f_3(\text{effort})$$

Les fonctions f_i sont indépendantes et font intervenir respectivement des paramètres associés à la géométrie du bras, au matériau qui le compose et aux sollicitations mécaniques auxquelles il est soumis. k est une constante.

Question 15 : en s'appuyant d'une part sur l'expression de la masse du bras en fonction de L_6 , S_0 , α et ρ , et d'autre part sur le résultat obtenu à la question précédente, identifier les expressions littérales des fonctions f_1 , f_2 et f_3 , indépendamment de α .

Dans la démarche d'Ashby, la fonction f_2 est appelée « indice de performance du matériau ». Les paramètres de cet indice servent de repère pour le tracé d'un graphique permettant de hiérarchiser la performance de différents matériaux (figure 11). Tous les matériaux ne respectant pas les critères C2 à C4 ont été masqués.

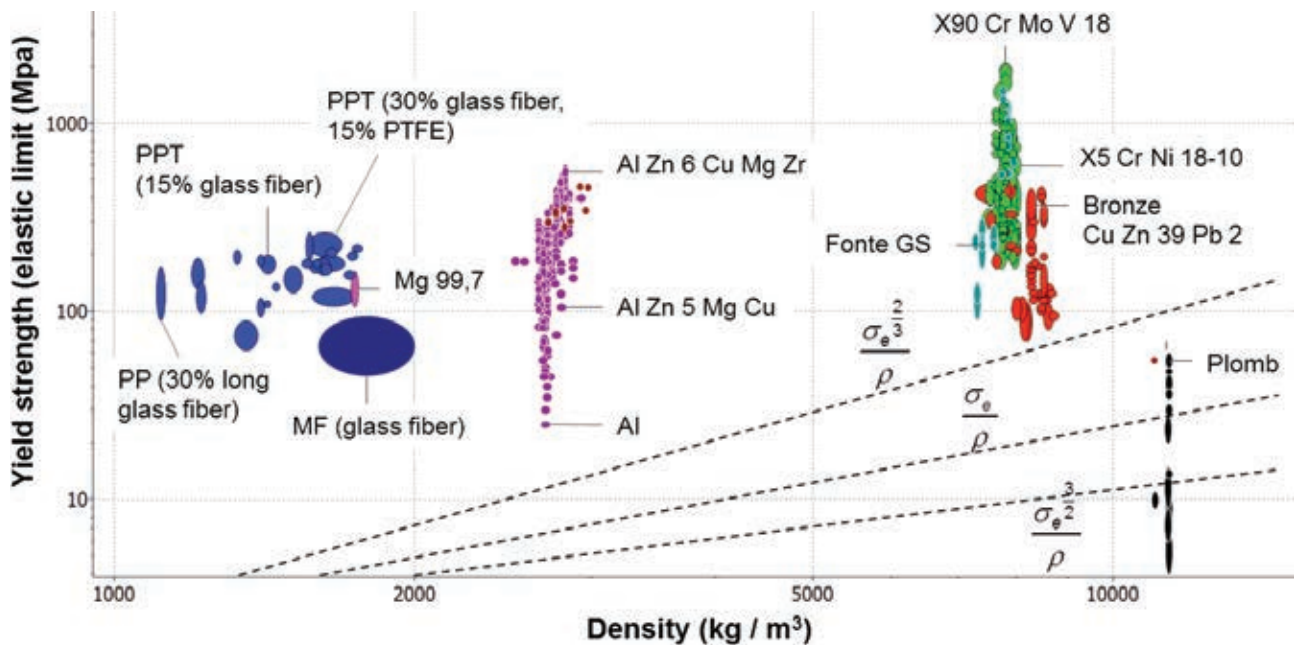


Figure 11. Évolution de la résistance élastique σ_e en fonction de la masse volumique ρ

Question 16 : conclure sur le matériau le plus adapté à la fabrication du bras (6).

PARTIE A2. Étude du poste d'indexation en rotation des tubes (Poste n°2)

Une fois les tubes enfoncés dans leur support, l'ensemble {tube + support} doit être positionné angulairement afin que la soudure du tube soit parfaitement orientée par rapport aux impressions. C'est pourquoi un repère, détecté par un capteur optique lors de la mise en rotation de l'ensemble, est présent sur la partie supérieure de chaque tube (figure 12). Une fois que le capteur a détecté la marque noire, le tube effectue un tour complet pour obtenir un arrêt du repère face au capteur optique. Un codeur incrémental couplé au moteur permet de déterminer en continu la position angulaire du tube dans son support.



Figure 12. Position du repère

Lorsque l'ensemble {tube + support} arrive face au poste d'indexation, il est soulevé de sorte à être libéré de l'anneau de transfert (figure 13). Le tube entre ainsi en contact avec une butée référencée (5), libre en rotation par rapport au bâti de la machine (0). La rotation de l'ensemble {tube + support} peut avoir lieu. Une fois le tube orienté, le support est redescendu sur l'anneau de transfert et le cycle se poursuit. Le temps alloué à l'indexation (hors montée / descente) est de 0,3 s.



Figure 13. Poste d'indexation en rotation des tubes - début de phase de montée

L'objectif de cette partie consiste à vérifier que le moteur utilisé sur ce poste de travail permet d'assurer la cadence définie par le cahier des charges. De plus, différentes solutions constructives assurant l'entraînement en rotation de l'ensemble {tube + support} seront évaluées.

Afin d'atteindre ces objectifs, le schéma cinématique (figure 14) et le paramétrage du mécanisme sont fournis.

Le repère $R_0 = (O, \vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)$ est associé au bâti (0). La mise en rotation de l'ensemble {2+3+4+5} est obtenue grâce à un moteur (1), accouplé à un d'engrenage à denture droite de rapport de transmission $k=30/44$.

Les caractéristiques techniques du moteur sont précisées dans le tableau 1.

Couple maximal C_{mot} (N.m)	1
Inertie de l'arbre moteur J_{mot} (kg.m ²)	$4,4 \cdot 10^{-4}$
Vitesse de rotation maximale (tr/min)	1 500

Tableau 1. Caractéristiques techniques du moteur du poste d'indexation en rotation

L'ensemble {tige + plateau} référencé 2, est en liaison pivot glissant d'axe $(O, \vec{z}_0)$ avec le bâti. On lui associe le repère $R_2 = (O, \vec{x}_2, \vec{y}_2, \vec{z}_0)$. Sa position angulaire est repérée par l'angle $\theta = (\vec{x}_0, \vec{x}_2) = (\vec{y}_0, \vec{y}_2)$. Son moment d'inertie autour de l'axe $(O, \vec{z}_0)$ est égal à $J_2 = 700 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$. La masse du tube (3) sera négligée puisque ce dernier est vide à ce moment du cycle.

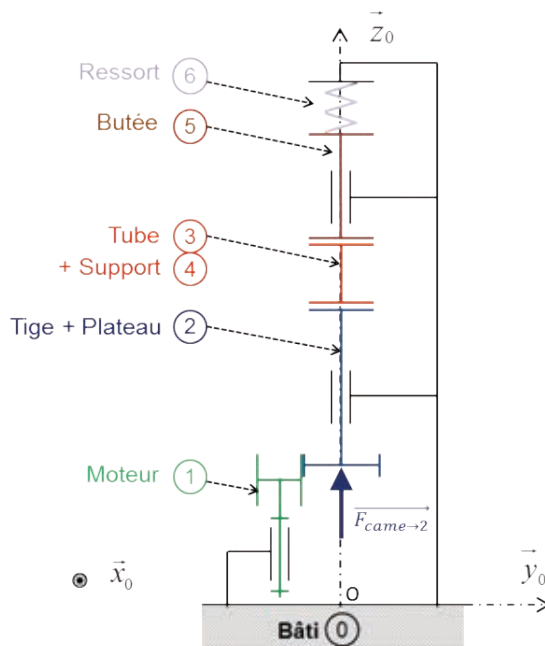


Figure 14. Schéma cinématique du mécanisme de montée et de mise en rotation (position haute)

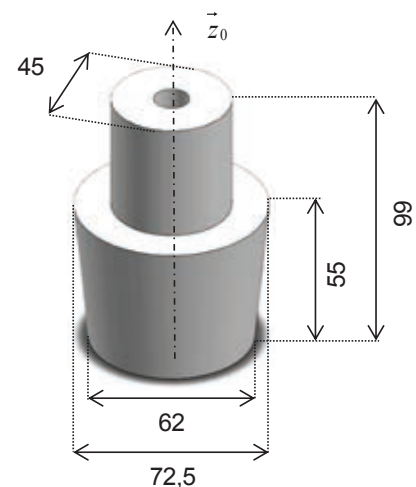


Figure 15. Dimensions (en mm) du support de tube (4)

Le tube est positionné dans un support (4) de masse volumique $\rho_4 = 1575 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$, et dont les dimensions sont définies sur la figure 15. Le moment d'inertie de cet ensemble autour de l'axe $(O, \vec{z}_0)$ est de $J_{34} = 233 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$.

La partie supérieure du tube est en appui plan de normale $\vec{z}_0$ sur la butée (5) dont le moment d'inertie autour de l'axe $(O, \vec{z}_0)$ est de $J_5 = 17 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$.

Afin d'éviter le flambement du tube, un ressort (6) est disposé entre le bâti (0) et la butée (5), limitant ainsi l'effort de compression à 5 N.

Le mouvement de translation de l'ensemble $\{2+3+4\}$ selon la direction $\vec{z}_0$ est obtenu par l'intermédiaire d'une came. Cette partie du mécanisme est exclue de la présente étude.

Question 17 : afin de respecter la cadence souhaitée, déterminer l'accélération angulaire minimale $\ddot{\theta}_{\min}$ à appliquer à la tige (2). Déterminer ensuite l'inertie équivalente ramenée à l'arbre moteur (1) de l'ensemble des pièces entraînées en rotation. Conclure sur la capacité du moteur à respecter la cadence imposée par le cahier des charges.

Durant cette phase d'accélération, aucun glissement n'est autorisé entre le plateau de la tige élévatrice (2) et le support de tube (4), ceci afin de garantir la précision du positionnement angulaire de l'ensemble. Dans un premier temps, le contact entre (2) et (4) est modélisé par un appui plan de normale $\vec{z}_0$.

Question 18 : quel doit être le coefficient d'adhérence entre ces deux corps pour que le plateau de la tige (2) réussisse à accélérer l'ensemble {3+4+5} ? Discuter de la pertinence de ce contact.

Une autre solution consiste à utiliser trois doigts coniques disposés à 120° pour réaliser la liaison entre le plateau (2) et le support de tube (4), comme le montre la figure 16. Ces doigts épousent la forme du support au niveau bas du cône sur un secteur angulaire respectif de 20° et une hauteur de 6 mm, réalisant ainsi un emmanchement conique.

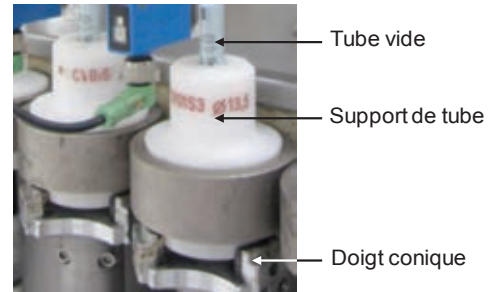


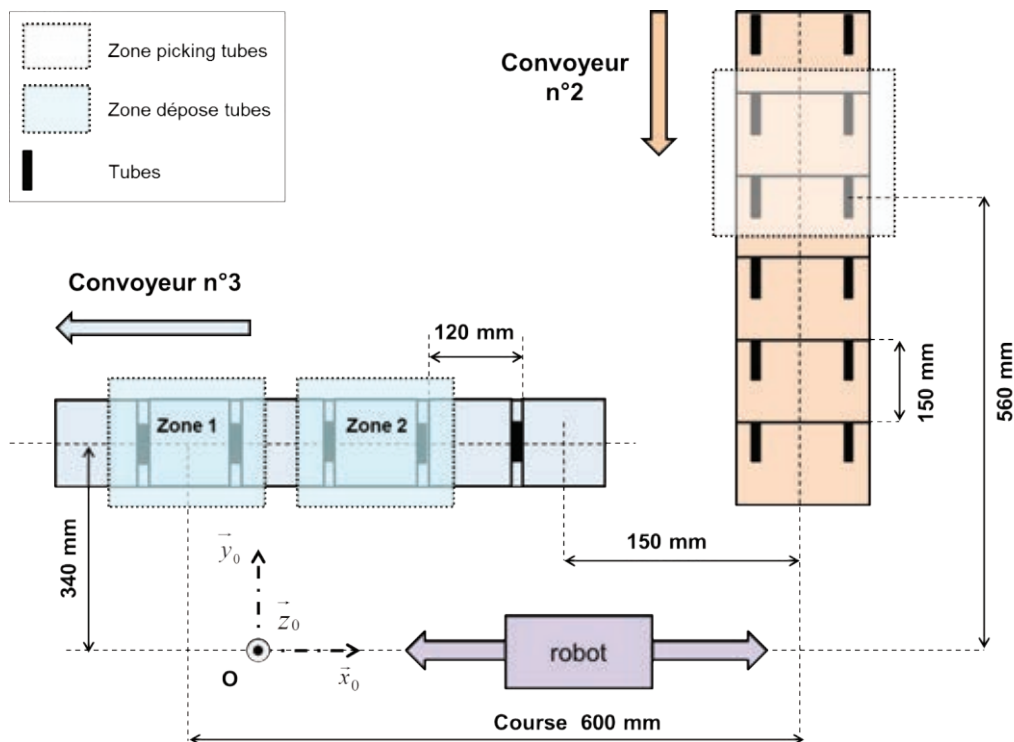
Figure 16. Liaison plateau / support de tube

Question 19 : quel doit être le coefficient d'adhérence entre les deux corps pour que le plateau de la tige (2) réussisse à accélérer l'ensemble {3+4+5} ? Conclure quant à la solution la plus pertinente pour entraîner l'ensemble en rotation.

PARTIE B – ÉTUDE DU ROBOT DE TRANSFERT (M3)

L'objectif de cette étude consiste à valider ou non les solutions constructives et technologiques retenues par le constructeur pour ce robot de transfert, tout en respectant les exigences de cadence, de flexibilité, de précision et d'impact environnemental imposées par le cahier des charges.

À la sortie de la remplisseuse (M2), les tubes pleins sont positionnés sur le convoyeur n°2 de la ligne de fabrication (figure 2). Ils sont alors transférés jusqu'au robot de transfert (M3). Son rôle consiste à transférer les tubes arrivant du convoyeur n°2 sur le convoyeur n°3, permettant ainsi d'alimenter à la bonne cadence l'étuyeuse (M4). L'architecture de ce poste de transfert est présentée sur la figure 17. Le point O du robot sert de référence pour les dimensions fournies.



À chaque cycle de transfert, le robot transporte simultanément quatre tubes de crème du convoyeur n°2 vers le convoyeur n°3. Les tubes sont saisis à l'aide d'une dépression de 0,2 bar grâce à des ventouses circulaires de diamètre 6 mm, situées au bout de la tête de prélèvement en P et Q (figures 18 et 19). La position du point P dans le plan $(O, \vec{y}_0, \vec{z}_0)$ est définie par $\vec{OP} = Y_P \cdot \vec{y}_0 + Z_P \cdot \vec{z}_0$.

Le cycle de transfert des tubes s'effectue en trois étapes successives (figure 17) :

- **étape 1** ; le robot se dirige vers la zone de picking du convoyeur n°2, où il saisit au vol quatre tubes (sans arrêt du convoyeur). La prise s'effectue en $Y_P = 560 \text{ mm}$ et $Z_P = 0 \text{ mm}$;
- **étape 2** ; le robot se dirige avec les quatre tubes vers la zone de dépôt 1 du convoyeur n°3. Les deux tubes tenus au point Q sont déposés à 600 mm de la zone de prise selon $\vec{x}_0$; c'est la première dépôt ;
- **étape 3** ; le robot se décale selon $\vec{x}_0$ et les deux tubes restants, tenus au point P, sont déposés sur la zone de dépôt 2. Le cycle repart alors à l'étape 1.

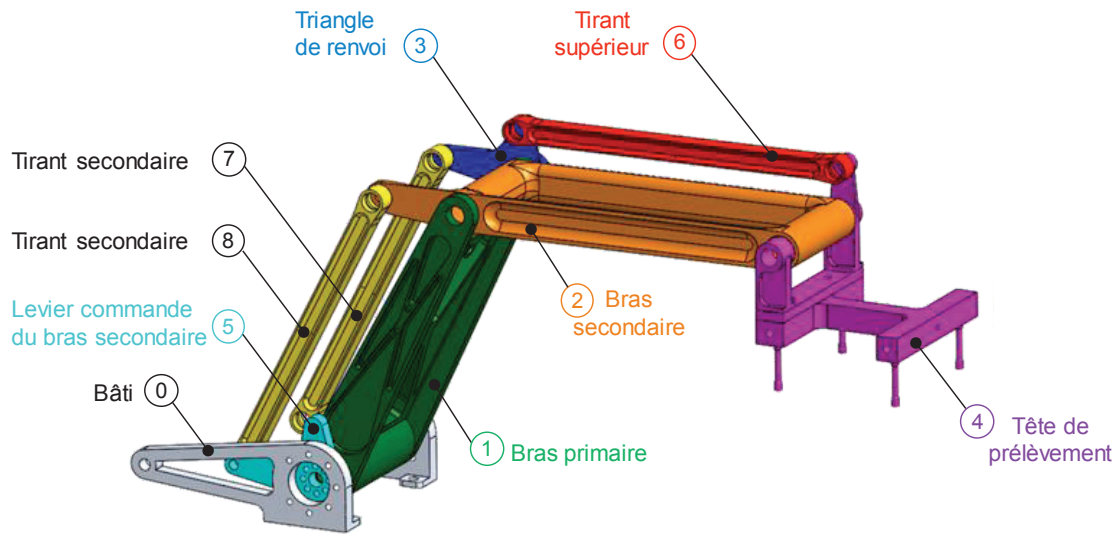


Figure 18. Architecture du robot de transfert

Le convoyeur n°2 et le convoyeur n°3 sont tous les deux situés dans le plan $(O, \vec{x}_0, \vec{y}_0)$. Le robot de transfert est monté sur un support lui assurant un mouvement de translation suivant $\vec{x}_0$. L'étude s'intéressera donc uniquement aux mouvements suivant $\vec{y}_0$ et $\vec{z}_0$: le problème est ainsi ramené dans le plan $(O, \vec{y}_0, \vec{z}_0)$.

L'architecture du robot est précisée sur la figure 18, et son paramétrage sur la figure 19. À chaque solide S_i , un repère nommé $R_i = (O, \vec{x}_0, \vec{y}_i, \vec{z}_i)$ est associé.

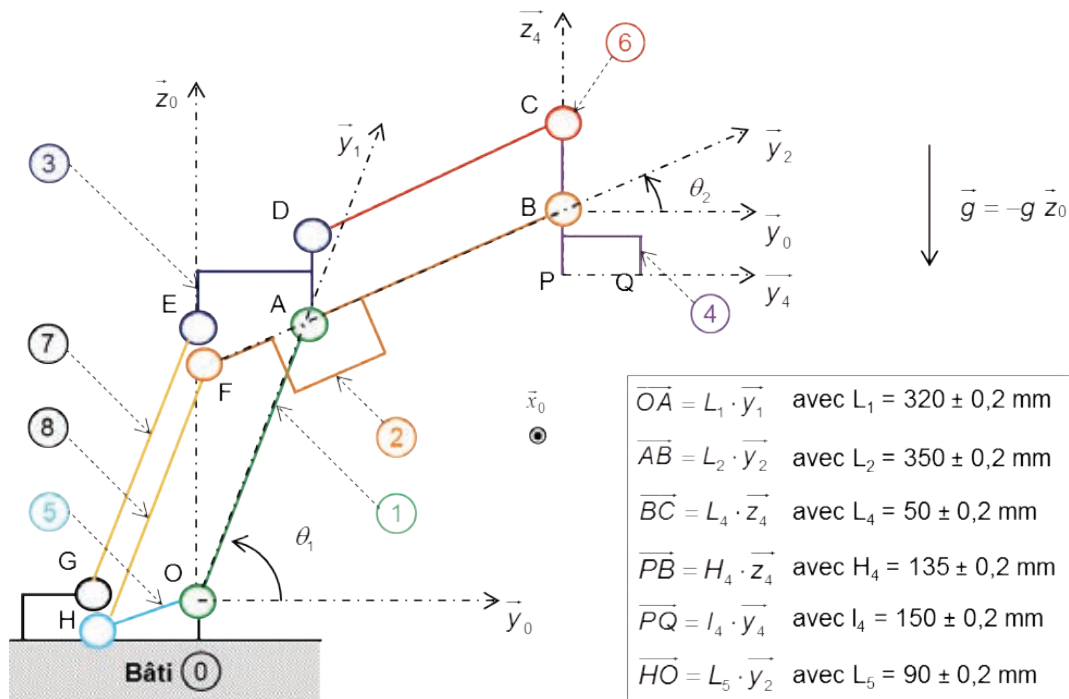


Figure 19. Paramétrage du robot de transfert

Le bras primaire (1) est en liaison pivot d'axe $(O, \vec{x}_0)$ avec le bâti (0). Sa position angulaire est repérée par l'angle $\theta_1 = (\vec{y}_0, \vec{y}_1) = (\vec{z}_0, \vec{z}_1)$. Il est également en liaison pivot d'axe $(A, \vec{x}_0)$ avec le bras secondaire (2) et avec le triangle de renvoi (3).

Le bras secondaire (2) est en liaison pivot d'axe $(B, \vec{x}_0)$ avec la tête de prélèvement (4). Sa position angulaire est repérée par l'angle $\theta_2 = (\vec{y}_0, \vec{y}_2) = (\vec{z}_0, \vec{z}_2)$.

La tête de prélèvement (4) est en liaison pivot d'axe $(C, \vec{x}_0)$ avec le tirant supérieur (6), lui-même en liaison pivot d'axe $(D, \vec{x}_0)$ avec le triangle de renvoi (3).

Le tirant secondaire (7) est en liaison pivot d'axe $(E, \overrightarrow{x_0})$ avec le triangle de renvoi (3), et en liaison pivot d'axe $(G, \overrightarrow{x_0})$ avec le bâti (0).

Le tirant secondaire (8) est en liaison pivot d'axe $(F, \overrightarrow{x_0})$ avec le bras secondaire (2), et en liaison pivot d'axe $(H, \overrightarrow{x_0})$ avec le levier de commande du bras secondaire (5). Ce dernier est lui-même en liaison pivot d'axe $(O, \overrightarrow{x_0})$ avec le bâti (0).

Afin de déployer le robot, deux moteurs brushless identiques sont utilisés : M_1 entraînant le bras primaire (1), et M_2 entraînant le levier de commande du bras secondaire (5). Chaque moteur est couplé à un réducteur de rapport 1/70. Leurs caractéristiques sont précisées dans le tableau 3.

Couple maximal $C_{\max}$ (N·m)	0,55
Puissance maximale (kW)	0,18
Inertie de l'arbre moteur (kg·m ²)	$18 \cdot 10^{-3}$
Vitesse de rotation maximale (rad/s)	524

Tableau 3. Caractéristiques techniques des moteurs du robot

Un système de butées, non représenté sur la figure 19, borne les valeurs des angles tels que :

$$\theta_1 \in [40^\circ; 115^\circ] \quad \text{et} \quad \theta_2 \in [-35^\circ; 10^\circ]$$

PARTIE B1. Dimensionnement des actionneurs

L'objectif de cette partie consiste à vérifier que les performances cinématiques et dynamiques du robot de transfert, liées aux caractéristiques techniques des moteurs, sont suffisantes pour répondre à l'exigence de cadence imposée par le cahier des charges.

Question 20 : déterminer les relations liant les coordonnées articulaires (θ_1 et θ_2), aux coordonnées cartésiennes de positionnement du point P (Y_P et Z_P). Compléter le tableau présenté ci-dessous après l'avoir reproduit. Au vu de la position des butées mécaniques, conclure sur la capacité du robot à prélever et à déposer les tubes sur les emplacements définis.

	Prise	Dépose 1	Dépose 2
Y_P (mm)	560		
θ_1 (°)			
θ_2 (°)			

Durant la phase de prise des tubes (étape 1), le robot doit suivre le mouvement du convoyeur n°2 (figure 17). Les vitesses de rotation respectives des moteurs sont alors minimales. *A contrario*, les vitesses les plus importantes, dix fois plus élevées que les vitesses de rotation minimales, sont obtenues durant les phases de transfert.

Question 21 : déterminer les vitesses de rotation à imposer aux moteurs lors de ces deux phases extrêmes. Conclure sur la capacité des moteurs choisis.

Lors d'une phase de production consistant à conditionner des tubes de masse $m = 4,5$ g, l'accélération fournie par le robot au niveau du point P a été mesurée. Le relevé expérimental obtenu est fourni sur la figure 21.

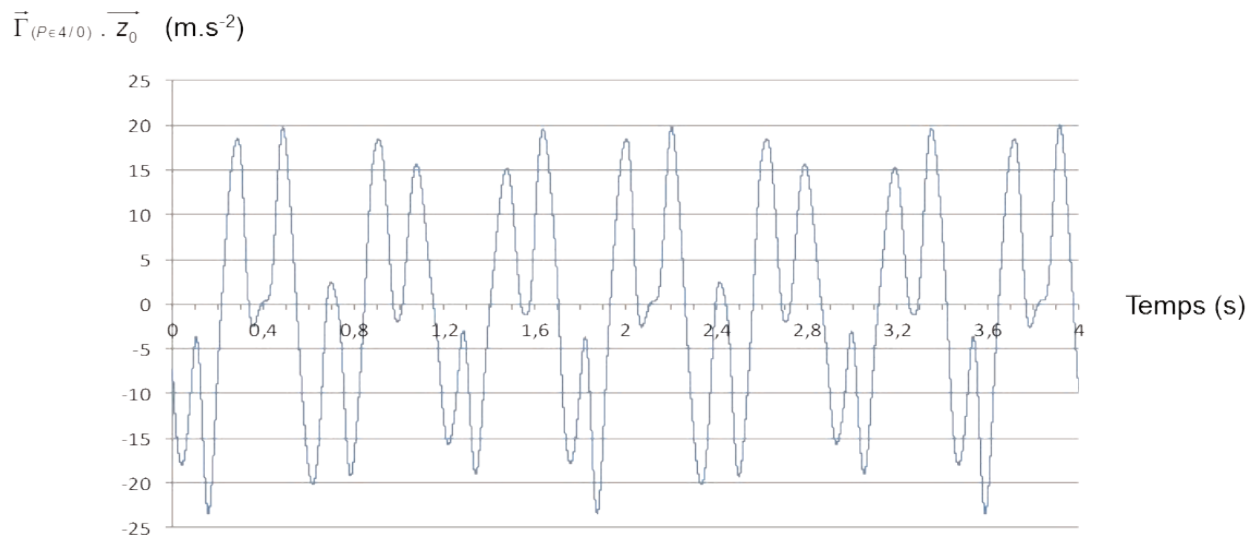


Figure 21. Accélération verticale du point P en fonction du temps

Question 22 : les performances dynamiques du robot de transfert liées aux moteurs sélectionnés sont-elles suffisantes pour répondre à la cadence imposée par le cahier des charges ?

Seule l'accélération maximale à laquelle les tubes sont soumis (afin de répondre à la cadence imposée) sera considérée dans la suite de l'étude.

Question 23 : le dispositif de préhension des tubes proposé est-il correctement dimensionné pour répondre à l'exigence de flexibilité imposée par le cahier des charges concernant la diversité des tubes à conditionner (Id 1.5.1) ? Le cas échéant, proposer des solutions technologiques.

PARTIE B2. Conformité de la cotation fonctionnelle au vu de la précision exigée sur le positionnement des tubes

L'objectif de cette partie consiste à vérifier que la cotation des pièces du robot, notamment celle du triangle de renvoi, permet de garantir la précision de positionnement des tubes sur le convoyeur n°3, imposée par le cahier des charges (Id 1.4.1.1).

Dans un premier temps, la cotation fonctionnelle du triangle de renvoi (3) est étudiée. En effet, ce triangle est une pièce clé dans l'architecture du robot de transfert puisqu'une fabrication non conforme entraîne systématiquement un défaut de positionnement des tubes sur le convoyeur n°3.

Le triangle de renvoi est relié à trois solides par le biais de liaisons pivot, comme l'illustrent les figures 19 et 22 :

- liaison pivot d'axe $(A, \vec{x_0})$ avec le bras primaire (1) ;
- liaison pivot d'axe $(D, \vec{x_0})$ avec le tirant supérieur (6) ;
- liaison pivot d'axe $(E, \vec{x_0})$ avec le tirant secondaire (7).

La liaison pivot d'axe $(A, \vec{x_0})$ est réalisée par le biais de deux roulements à billes (11 et 12) positionnés dans le triangle de renvoi (3), comme l'illustre la figure 22. La conception des liaisons pivot d'axe $(D, \vec{x_0})$ et d'axe $(E, \vec{x_0})$ est similaire. Les roulements à billes sont cependant positionnés respectivement dans le tirant supérieur (6) et secondaire (7).

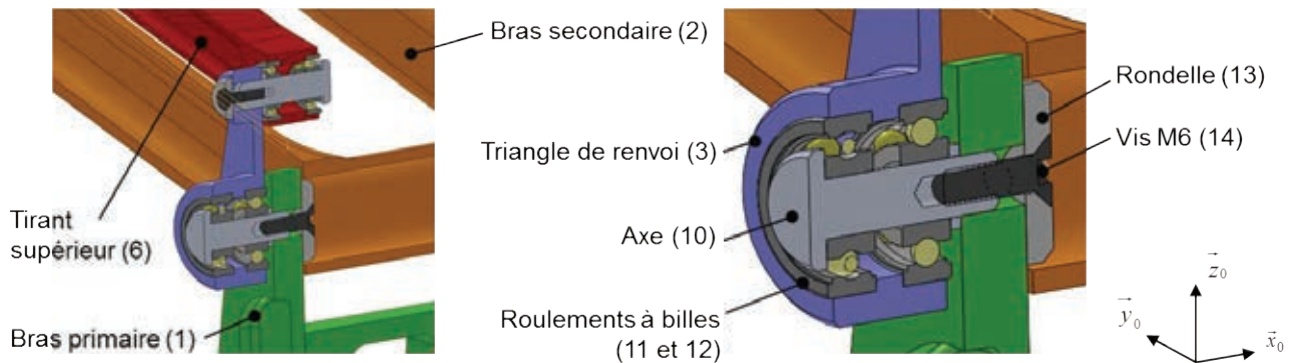


Figure 22. Liaisons entre le triangle de renvoi et les pièces environnantes - Coupe

Le dessin de définition du triangle de renvoi, fabriqué dans un alliage d'aluminium (AlSi7Mg0.3), est fourni dans le document technique DT5. La cadence de fabrication est estimée à 30 pièces/mois pendant 2 ans. Cette pièce est actuellement obtenue par usinage dans la masse sur un centre d'usinage 5 axes.

Question 24 : à partir du document technique DT5, et au vu de la fonctionnalité de l'ensemble, justifier d'un point de vue fonctionnel le choix des références A, B et C et l'utilisation de la spécification 2.

Question 25 : expliquer les spécifications 1 et 2 du dessin de définition au sens de la norme ISO 1101 (Geometrical Product Specifications). Les réponses seront apportées sur le document réponse DR1.

La distance entre les deux roulements à billes (11) et (12) est faible par rapport aux applications courantes de ces composants. Le document constructeur précise que la largeur de ces roulements est de $8^{0}_{-60} \mu\text{m}$ mm, la cote de la bague extérieure est de $\varnothing 30^{-7}_{-23} \mu\text{m}$, et l'angle de rotulage maximal est de 10 minutes d'arc.

Question 26 : vérifier que la tolérance associée à la spécification 1 est suffisante pour assurer le montage de l'axe (10).

Question 27 : rédiger la partie de la gamme de contrôle associée à la vérification des spécifications 1 et 2 sur machine à mesurer tridimensionnelle. Les éléments palpés et les éléments construits seront précisés. Réaliser un schéma permettant de référencer le nom des éléments utilisés dans la gamme.

Dans un premier temps, les longueurs des bras et des tirants constituant le robot sont considérées aux côtes nominales définies sur la figure 19, ce qui signifie qu'aucune dispersion d'usinage n'est prise en compte pour ces pièces. Seul le défaut autorisé par la spécification de localisation du point D appartenant au triangle de renvoi est pris en compte (spécification 2 - DT5). Le point réel de dépose des tubes est alors noté P'.

Dans la suite de l'étude, la seule position du robot étudiée est celle de la phase de dépose dans la zone 2 du convoyeur n°3 (figure 17). Cette configuration correspond à celle de l'étape 3 du cycle de transfert : les valeurs approchées des angles θ_1 et θ_2 sont alors respectivement de 83° et -31° .

Question 28 : dans le cas le plus défavorable, quelle est la valeur de l'angle β formé par les vecteurs $\vec{z}_0$ et $\vec{z}_4$? En déduire l'impact du défaut considéré sur l'erreur de positionnement des tubes dans la zone de dépose 2. Les coordonnées du vecteur $\overrightarrow{PP'}$ dans le repère $R_0 = (O, \vec{y}_0, \vec{z}_0)$ seront précisées (valeurs littérales et numériques).

Afin d'être plus représentatif de la configuration réelle, les tolérances dimensionnelles associées à la tête de prélèvement, aux longueurs des bras et aux longueurs des tirants, sont prises en compte (figure 19). Dans ce cas, l'inclinaison de la tête de prélèvement la plus défavorable est obtenue lorsque les dimensions L_4 et L_6 sont minimales et L_2 est maximale, ce qui correspond à une valeur β de $0,736^\circ$.

Question 29 : déterminer l'impact des défauts considérés sur l'erreur de positionnement des tubes dans la zone de dépose 2. Les dimensions de L_1 et H_4 dans le cas le plus critique seront précisées. Conclure sur la pertinence de la cotation fonctionnelle mise en place au vu de l'erreur de positionnement des tubes tolérée dans les zones de dépose.

PARTIE B3. Industrialisation du triangle de renvoi

Afin de réduire son empreinte environnementale, le groupe LVMH a récemment développé un programme nommé LIFE dans chacune de ses maisons (LVMH Initiatives For the Environment). Recherche de performance environnementale et développement de l'écoconception sont des axes majeurs définissant la stratégie du groupe. De même qu'il a fait appliquer en interne ces principes (constituant sa Charte Environnement), LVMH généralise les clauses environnementales dans ses contrats fournisseurs : respect des réglementations et des normes, utilisation de technologies respectueuses de l'environnement...

Dans cette optique, le fournisseur de la ligne de conditionnement étudiée doit proposer une étude comparative de procédés d'obtention des pièces contenues dans les systèmes vendus à la Maison Dior ; l'objectif étant de minimiser l'impact environnemental, tout en garantissant un coût et un délai de fabrication raisonnable. Actuellement, la totalité des pièces constituant le robot de transfert est usinée dans la masse.

L'objectif de cette partie consiste donc à étudier le procédé de fabrication actuel d'une des pièces du robot de transfert : le triangle de renvoi. Un autre scénario sera ensuite étudié : l'obtention d'un brut par moulage au sable suivi d'un parachèvement sur un centre d'usinage 5 axes. Afin de choisir la gamme optimale, le temps, le coût de fabrication de la pièce et l'impact environnemental seront estimés pour chacune de ces alternatives.

Dans la suite de l'étude, le temps d'occupation machine pour fabriquer une pièce comprendra le temps d'usinage, le temps de changement d'outils et de changement de posages. En première approximation, le coût total de fabrication d'une pièce sera quant à lui estimé en sommant le coût d'occupation machine, celui des outils et de la matière première.

B3.1. Étude du scénario actuel : usinage dans la masse sur un centre d'usinage 5 axes

L'entreprise ayant en charge l'usinage des triangles de renvoi possède trois centres d'usinage capables de produire ces pièces (tableau 4). Leurs caractéristiques techniques détaillées sont fournies dans le document technique DT6.

	Modèle	Nombre d'axes	Puissance broche	Fréquence rotation broche
CU1	DMC 650V	3	14,5 kW	14 000 tr/min
CU2	DMU 65	5	35 kW	14 000 tr/min
CU3	DMU 65	5	Broche de série	

Tableau 4. Caractéristiques des centres d'usinage

Au vu des disponibilités de son parc machine, l'entreprise a fait le choix d'utiliser son centre d'usinage 5 axes équipé d'une motobroche de 35 kW (modèle DMU 65 monoBLOCK®). Le brut d'usinage est un parallélépipède d'aluminium (AlSi7Mg0.3) de dimensions 100 x 160 x 23 mm.

Question 30 : décrire la gamme d'usinage nécessaire à la fabrication du triangle de renvoi. Préciser, pour chaque sous-phase, la mise en position de la pièce, son maintien en position, ainsi que les opérations d'usinage effectuées.

En raison de la faible disponibilité de ses moyens de production, l'industriel souhaite maximiser la productivité.

Question 31 : en s'appuyant sur les documents techniques DT7 à DT9, et en veillant à respecter les limites d'utilisation de la machine, déterminer pour l'ensemble des opérations participant à l'obtention finale des alésages $\varnothing 30_{0}^{+21} \mu\text{m}$:

- la référence des porte-outils et outils utilisés ;
- les conditions de coupe ;
- la puissance de coupe.

Présenter les résultats dans le document réponse DR2. Les calculs effectués seront détaillés.

L'élaboration de la gamme d'usinage a permis de sélectionner une fraise de $\varnothing 50$ mm munies de 7 plaquettes en carbure pour ébaucher les surfaces extérieures (nervures, surface cylindrique de $\varnothing 40$ mm, bossages de $\varnothing 20$ mm). La vitesse de coupe préconisée pour cet outil est de 1 350 m/min, et l'avance de 0,15 mm/dent. Au cours de cette opération, l'engagement radial maximal de la fraise est de 80 %.

Question 32 : déterminer le critère limitant la profondeur de passe maximale pour cette opération d'ébauche. La valeur maximale de cette profondeur de passe sera précisée.

Le temps d'usinage associé à chaque entité géométrique a été déterminé grâce à un logiciel de FAO. Le document technique DT10 présente séparément les deux composantes de cette variable : le temps d'usinage effectif de l'outil dans la matière et le temps passé par l'outil Hors de la Matière (HM : phase d'approche, de retrait...).

Question 33 : à partir des données fournies dans le document technique DT10 et de la gamme établie à la question 30, déterminer le temps d'occupation de la machine pour l'usinage d'un triangle de renvoi. Sachant que les préconisations concernant les conditions de coupe fournies par le fabricant d'outils sont établies pour une durée de vie nominale de 15 minutes, déterminer le coût total de fabrication de la pièce. L'ensemble des résultats sera reporté dans le document réponse DR3.

Le temps et le coût associés à la fabrication du triangle de renvoi sur les deux autres centres d'usinage disponibles dans l'entreprise (CU1 et CU3) ont été déterminés en suivant la même démarche. Les résultats obtenus sont présentés sur la figure 23.

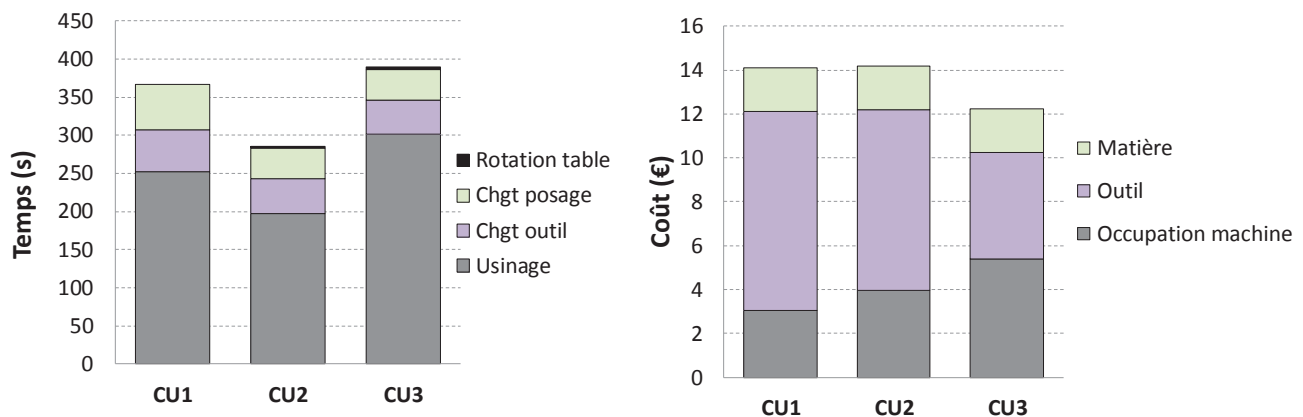


Figure 23. Temps et coût de fabrication en fonction du moyen de production

Question 34 : expliquer les écarts obtenus entre les différents centres d'usinage et conclure sur le choix le plus pertinent à effectuer pour le fabricant.

B3.2. Modification du procédé actuel : obtention du brut par moulage sable

Le procédé « moulage sable à vert - coulée gravité » est envisagé comme procédé d'obtention du brut. Suite à l'étude des surfaces fonctionnelles, des modifications géométriques, validées par le client, ont été apportées sur les nervures (figure 24a). Excepté ce cas particulier, les autres entités géométriques répondent aux mêmes exigences que celles imposées pour les pièces usinées, et définies dans le document technique DT5.

La géométrie du brut de fonderie a été définie suite à une étude de moulage : la position du plan de joint, évident dans le cas de cette pièce, est précisée sur la figure 24b. Des dépouilles de 2 % ont ainsi été appliquées, et des surépaisseurs de 2 mm ont été ajoutées sur les surfaces nécessitant une reprise d'usinage (opération de finition). Le trou de diamètre 26 mm est intégré au brut de fonderie tandis que les deux trous de diamètre 10 mm seront usinés (non intégrés dans le brut).

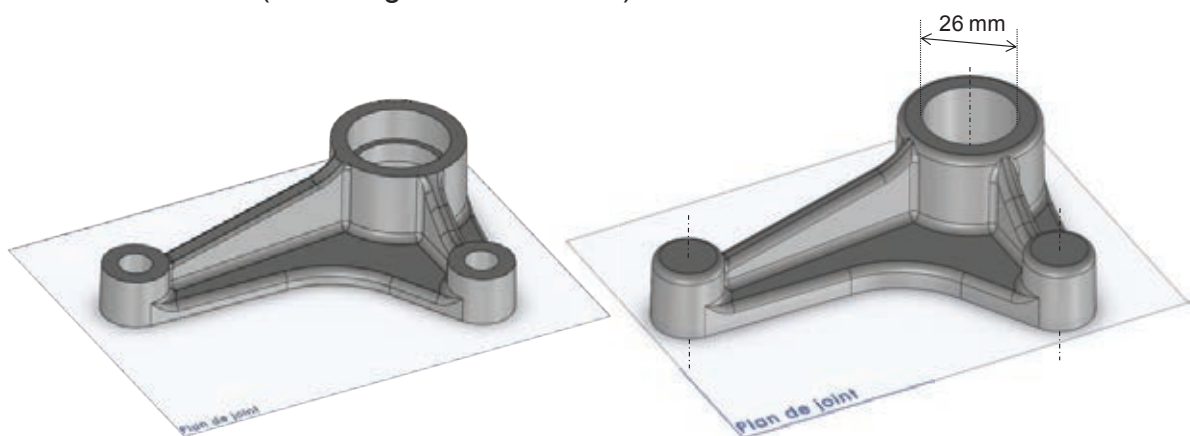


Figure 24. (a) Pièce finale obtenue suite à l'usinage du brut de fonderie (à gauche)
(b) Brut de fonderie (à droite)

Question 35 : expliquer les raisons ayant amené le fabricant de ce robot à sélectionner un procédé de fonderie, et plus spécifiquement le « moulage sable à vert - coulée gravité » pour l'obtention du brut de cette pièce. Définir, en vous appuyant sur différents schémas, la géométrie des outillages nécessaires pour la fabrication de ce brut.

Dans un premier temps, le recours à la simulation numérique a lieu afin de déterminer la position des points chauds dans la pièce : seule la phase de solidification est étudiée. Les résultats sont présentés dans le document technique DT11.

Question 36 : quel type de défaut est mis en évidence sur la figure 1 du document technique DT11 ? En vous appuyant sur la figure 2 de ce même document, expliquer la cause de l'apparition de ce défaut, et justifier sa position.

Au vu des dimensions des châssis métalliques disponibles dans l'entreprise et afin d'optimiser la productivité, la coulée de grappes constituées de 3 pièces est envisagée (figure 25). Un système de masselottage est ajouté à cette grappe afin d'éviter le défaut mis en évidence dans la question précédente. L'outil de simulation numérique est alors utilisé pour optimiser la géométrie de ce système de masselottage.

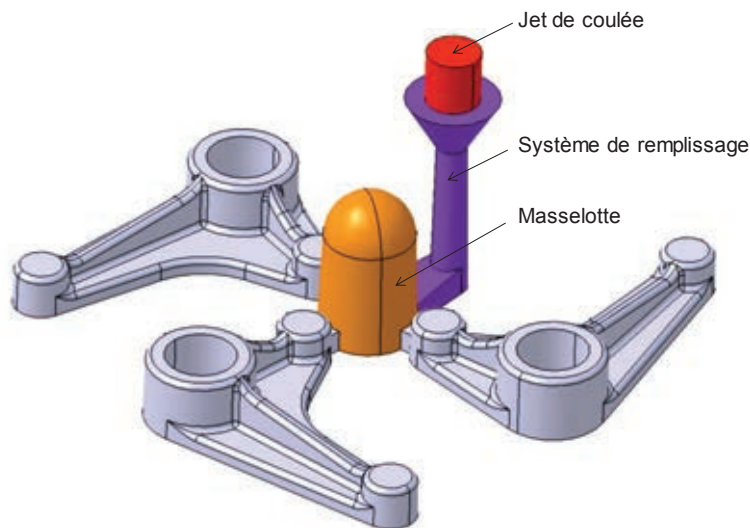


Figure 25. Définition géométrique de la grappe simulée

Question 37 : quelles sont les conditions initiales et les conditions aux limites à définir pour simuler le remplissage de l'empreinte permettant de couler la grappe présentée sur la figure 25 ? Les valeurs numériques de ces paramètres seront précisées.

Deux géométries du système de remplissage sont envisagées. Afin de choisir la plus pertinente, une simulation de la phase de remplissage de l'empreinte a été effectuée dans ces deux configurations (document technique DT11), tout en conservant des conditions initiales et des conditions aux limites identiques. La simulation est stoppée lorsque tous les points de la pièce ont atteint une température inférieure de 10°C à la température du solidus de l'alliage.

Question 38 : analyser les avantages et les inconvénients de la géométrie de chacune des grappes proposées. Déterminer laquelle d'entre elles sera retenue pour l'élaboration du brut de fonderie.

La grappe finale sélectionnée, constituée des trois pièces, du système de remplissage et du système de masselottage, a une masse totale de 600 grammes.

Question 39 : au vu du dessin de définition de la pièce, et en raison du plan de joint sélectionné, quelles surfaces issues du brut de fonderie nécessitent d'être reprises en usinage (opération de finition) ? En envisageant la phase de finition sur le centre d'usinage 5 axes étudié précédemment, déterminer le coût de fabrication du brut de fonderie pour que ce scénario soit économiquement plus intéressant que la solution actuelle (usinage 5 axes dans la masse). Les résultats seront reportés dans le document réponse DR3.

B3.3. Synthèse sur l'industrialisation du triangle de renvoi

Dans le cadre de ses engagements avec Dior, le fabricant du robot de transfert a évalué les impacts environnementaux de la fabrication du triangle de renvoi, en se basant notamment sur la norme ISO14955. Les résultats obtenus sont présentés sur la figure 26.

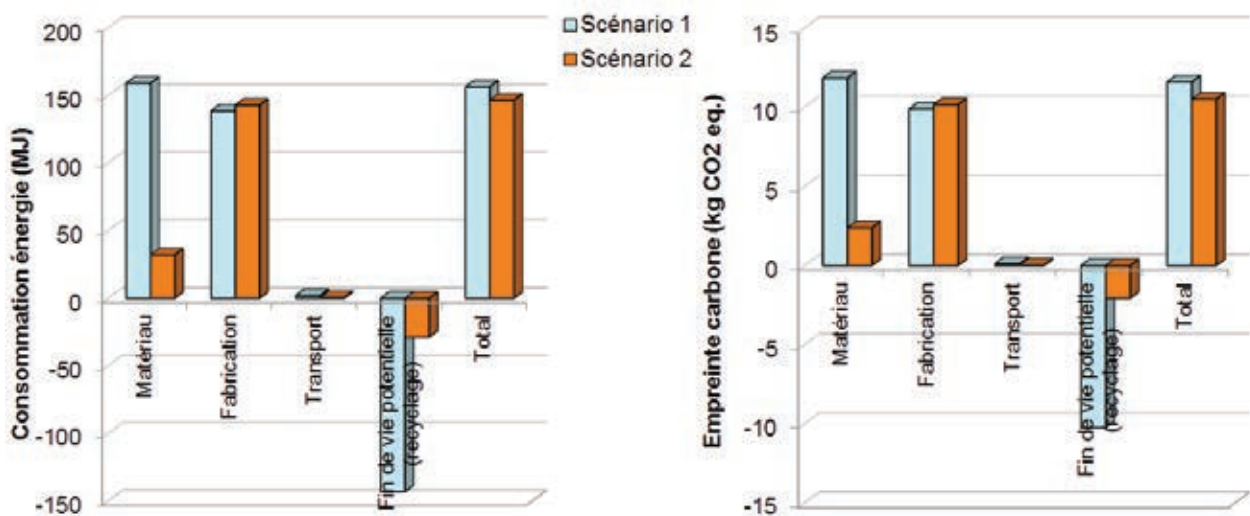


Figure 26. Impact environnemental de la fabrication d'un triangle de renvoi

Question 40 : au vu des résultats obtenus dans les parties précédentes et des nouvelles données fournies, conclure sur la gamme de fabrication à privilégier pour le triangle de renvoi. Cette conclusion est-elle généralisable à toutes les pièces constituant le robot ?

PARTIE C. Synthèse

Question 41 : lister brièvement les changements à effectuer sur le robot de transfert ainsi que sur les postes de travail n°1 et n°2 de la remplisseuse lors d'un changement de production (modification de la hauteur et/ou du diamètre des tubes). Conclure sur le respect ou non de l'exigence de flexibilité imposée par le cahier des charges concernant la diversité dimensionnelle des tubes à conditionner. Quelle méthode pourrait être mise en place afin d'aider l'opérateur dans cette phase complexe ?

Le temps de réalisation des tâches sur chaque poste de travail de la remplisseuse est maximal lorsque les tubes ont un volume important et une hauteur élevée. Le tableau suivant présente le temps nécessaire à la réalisation de ces tâches dans cette configuration.

N° poste	Durée (ms)	N° poste	Durée (ms)
Poste 1	T_1	Poste 5	T_1
Poste 2	525 ms	Poste 6	T_1
Poste 3	500 ms	Poste 7	T_1
Poste 4	475 ms	Poste 8	525 ms

Tableau 5. Durée des tâches par poste de travail

Les postes de travail n°1, n°5, n°6 et n°7 sont actionnés par le même arbre à cames ce qui explique des durées de tâches T_1 similaires.

Question 42 : conclure quant à la capacité de la remplisseuse et du robot de transfert à répondre à l'exigence de cadence imposée par le cahier des charges.

Documents techniques

DT1. Géométrie et cinématique de la came (8)

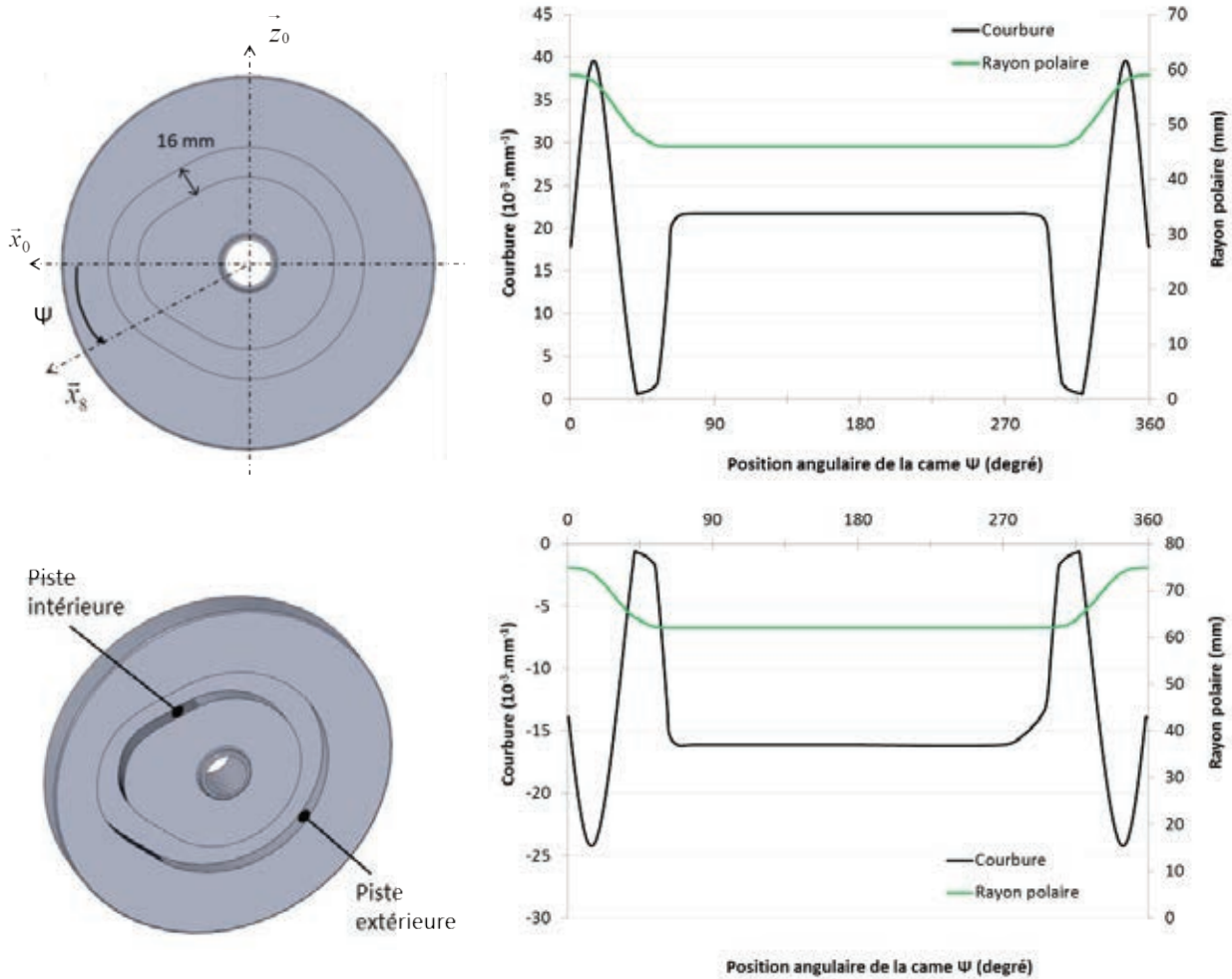


Figure 1. Courbure et rayon polaire de la came : piste intérieure (en haut) et piste extérieure (en bas)

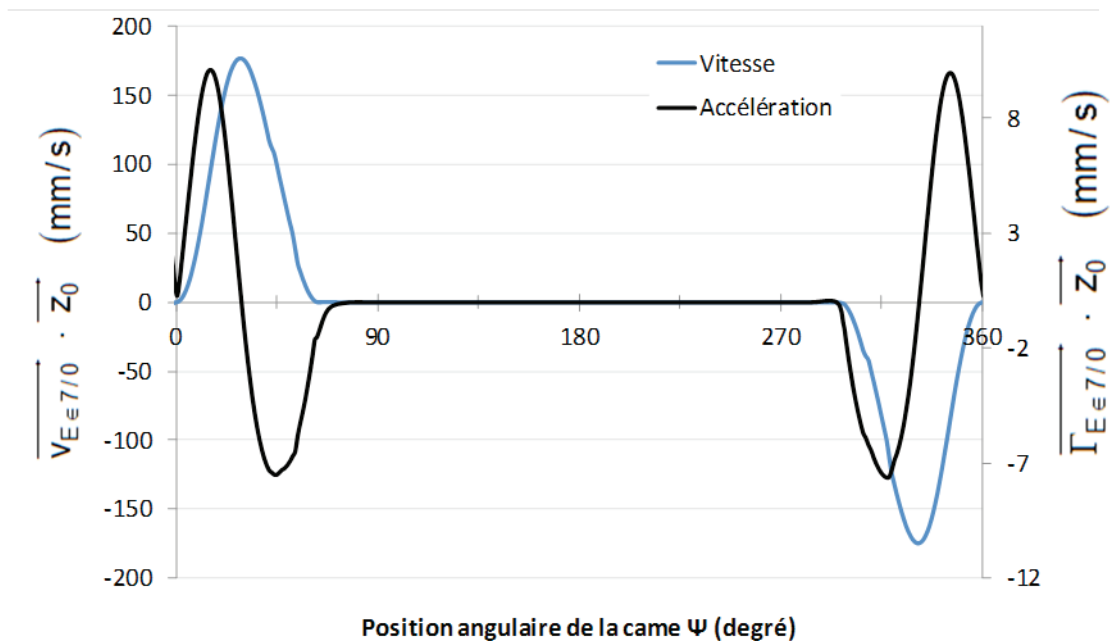


Figure 2. Vitesse et accélération du point E appartenant au galet (6), projetées suivant $\vec{z}_0$ en fonction de la position angulaire de la came

DT2. Contact de Hertz – Liaison linéique

1/ Évaluation de la pression de contact maximale

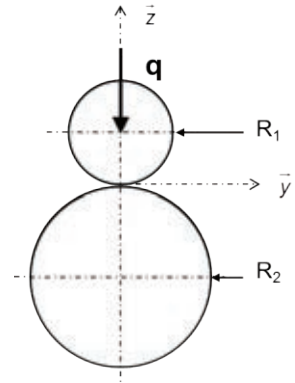
Un chargement linéique uniforme q est appliqué entre deux cylindres (1) et (2) d'axes parallèles, en contact sur leur génératrice de direction $\vec{x}$.

La surface de contact est un rectangle de longueur a (direction $\vec{x}$) et de largeur $2.b$ (direction $\vec{y}$), tel que :

$$b = 2 \cdot \sqrt{(k_1 + k_2) \cdot q \cdot \frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 + R_2}} \quad \text{Avec : } k_i = \frac{1 - \nu_i^2}{\pi \cdot E_i}$$

La pression maximale $p_{\max}$ atteinte est définie par l'expression :

$$p_{\max} = \frac{1}{\pi} \cdot \sqrt{q \cdot \frac{R_1 + R_2}{k_1 + k_2} \cdot \frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 + R_2}}$$



2/ Évaluation des contraintes dans le cas d'un contact linéique

La répartition des pressions dans la zone de contact dépend de la pression hertzienne p_o :

$$p(y) = p_o \cdot \sqrt{1 - \frac{y^2}{b^2}} \quad \text{Avec : } p_o = \frac{2 \cdot q}{\pi \cdot b}$$

Les coordonnées réduites sont introduites pour définir les contraintes principales :

$$X = \frac{x}{b}$$

$$Y = \frac{y}{b}$$

$$Z = \frac{z}{b}$$

L'évolution des contraintes principales est illustrée sur la figure 1. Elles sont définies par les expressions suivantes :

$$\frac{\sigma_{zz}}{p_o} = \frac{-1}{\sqrt{1+Z^2}} \quad \frac{\sigma_{yy}}{p_o} = \frac{-(\sqrt{1+Z^2} - Z)^2}{\sqrt{1+Z^2}} \quad \sigma_{xx} = \nu \cdot (\sigma_{yy} + \sigma_{zz})$$

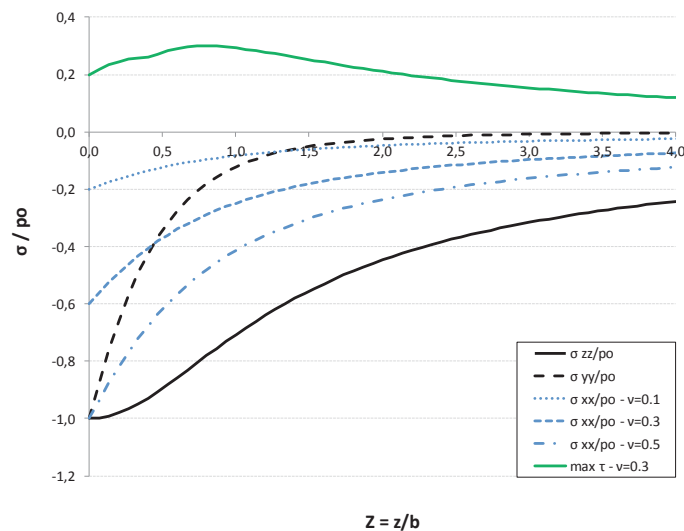


Figure 1. Évolution des contraintes normées par la pression hertzienne en fonction de la profondeur Z (coordonnées réduites), et du coefficient de poisson ν du matériau

La contrainte équivalente maximale de Von Mises est atteinte pour la profondeur $Z_{VM \max}$ (coordonnées réduites). Elle est approximée par les fonctions suivantes, fonction de ν :

$$\begin{aligned} Z_{VM \max} &= 0 & \text{pour } 0 \leq \nu \leq 0,194 \\ Z_{VM \max} &= 0 \text{ et } 0,577 & \text{pour } \nu = 0,194 \\ Z_{VM \max} &= (0,195 + 2,470 \cdot \nu - 2,576 \cdot \nu^2) & \text{pour } \nu \geq 0,194 \end{aligned}$$

DT3. Caractéristiques mécaniques des aciers de la série 4100

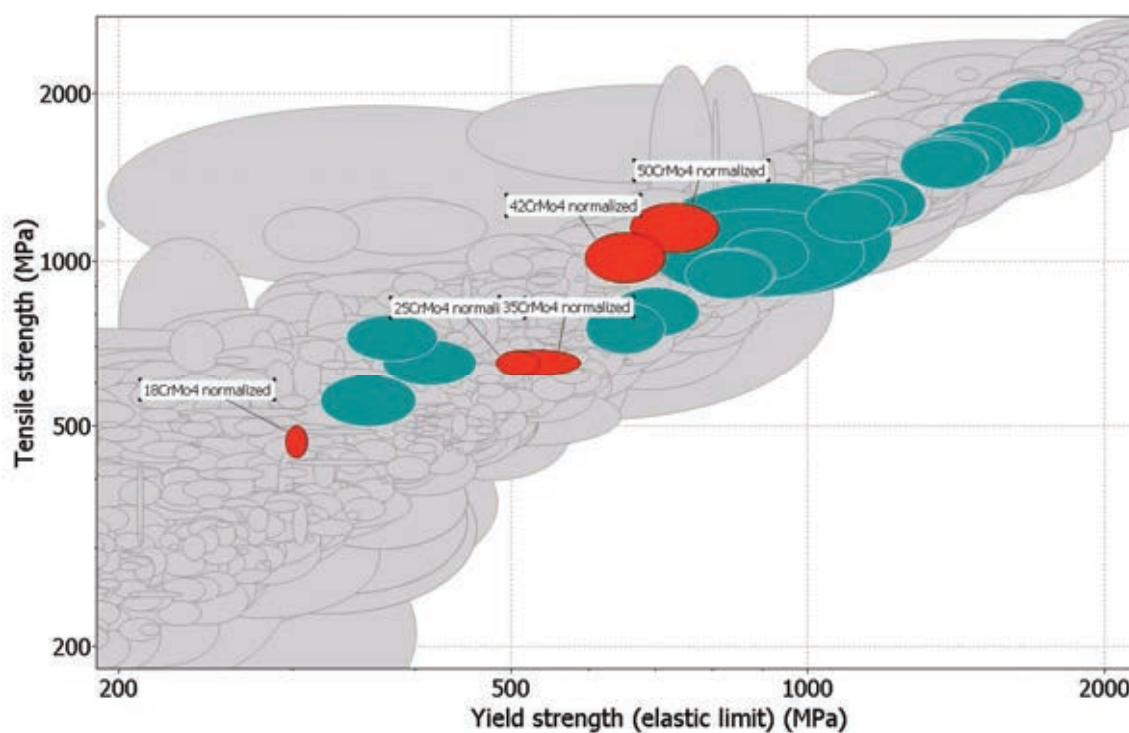


Figure 1. Évolution de la résistance mécanique en fonction de la résistance élastique

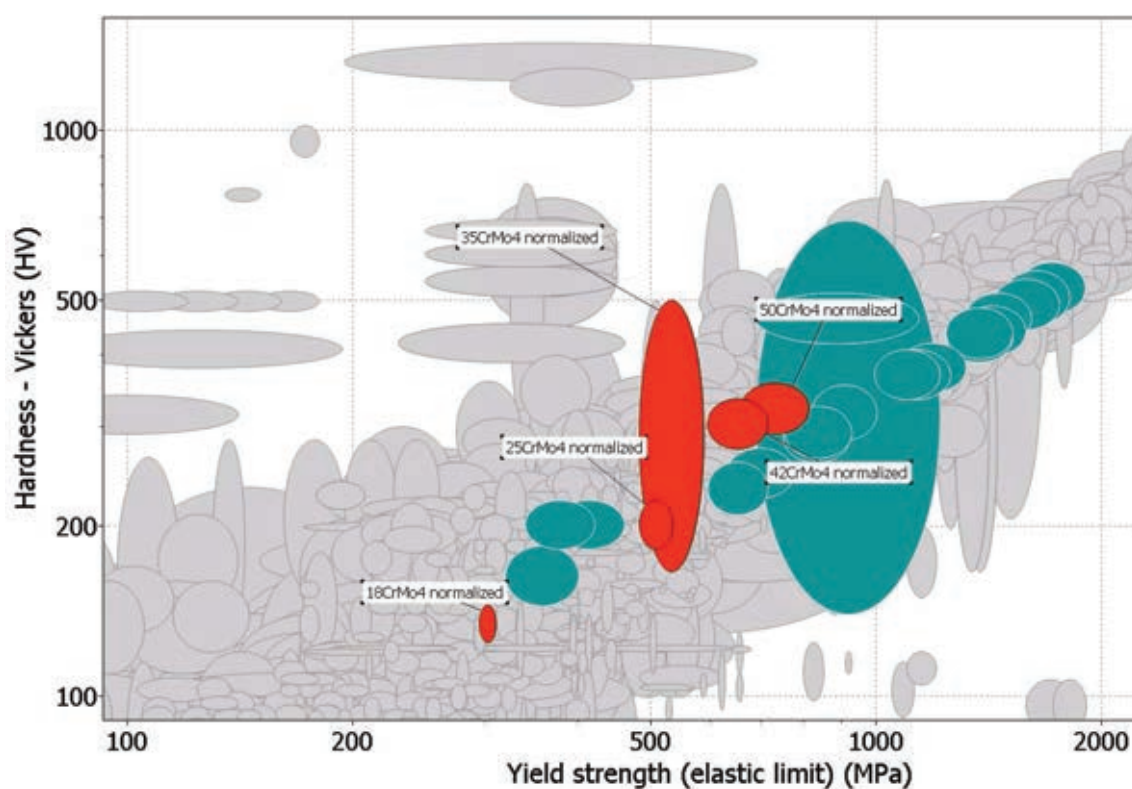


Figure 2. Évolution de la dureté Vickers en fonction de la résistance élastique

DT4. Diagrammes TRC des aciers de la série 4100

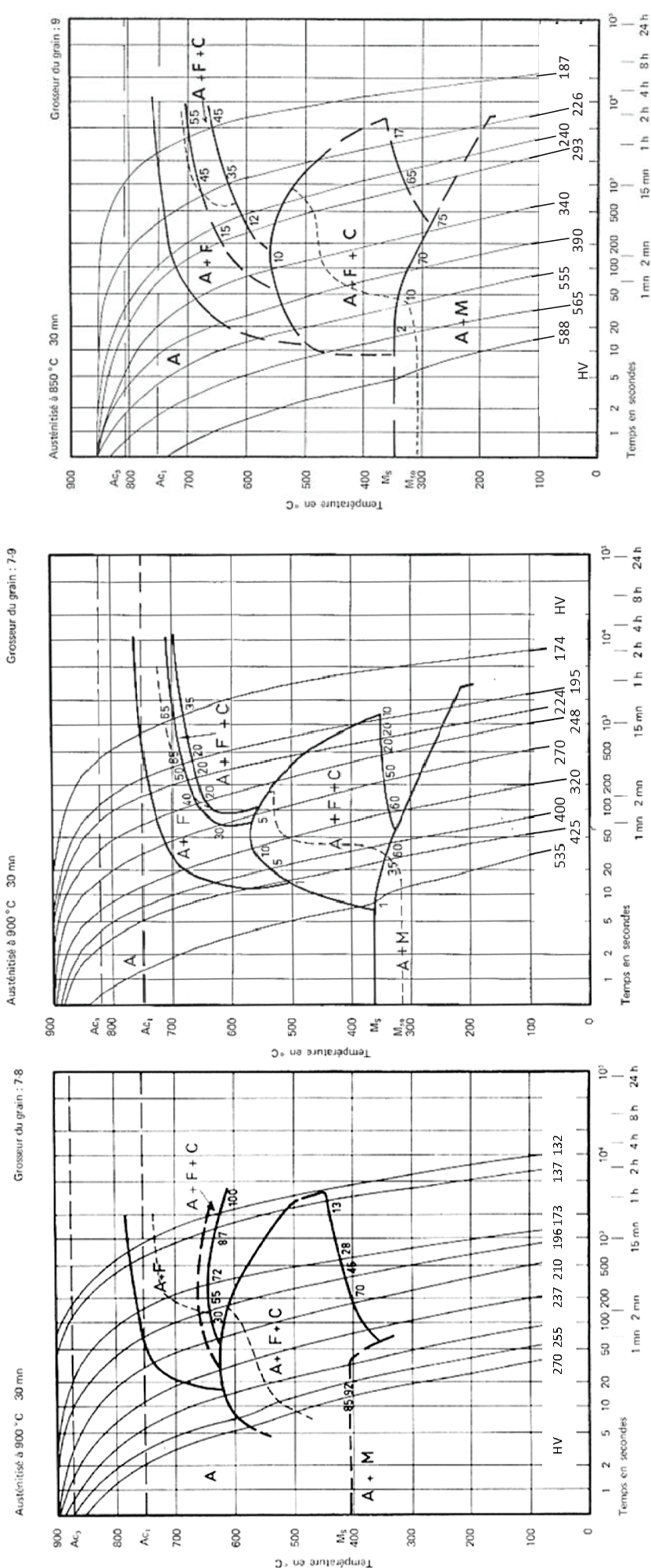


Figure 3. Diagramme TRC du 35CrMo4

Figure 2. Diagramme TRC du 25CrMo4

Figure 1. Diagramme TRC du 18CrMo4

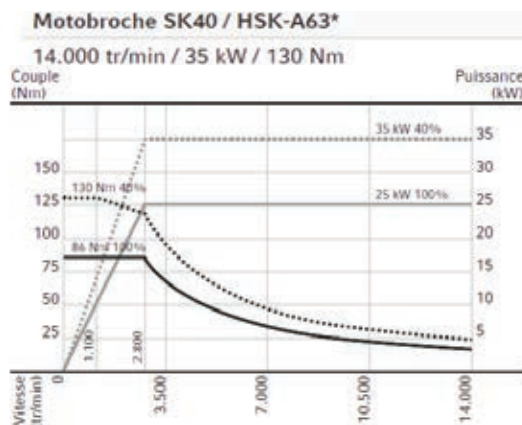
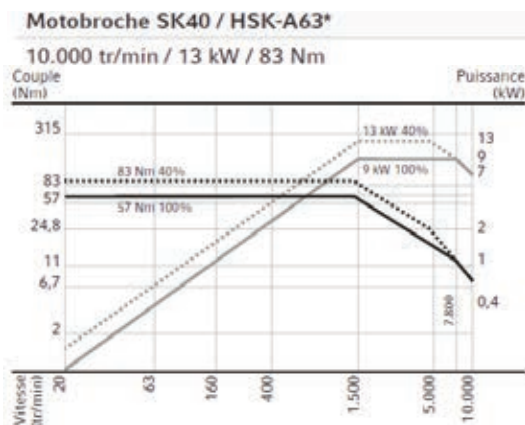
[illegible]

DT6. Caractéristiques techniques du CU DMG MORI – Série DMU monobloc©

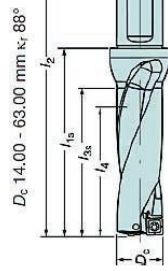


		DMU 65 monoBLOCK®	DMU 85 monoBLOCK®	DMU 105 monoBLOCK®	DMU 125 monoBLOCK®
Table fixe					
Dimensions de la table (L x l)	mm	1.000 x 650	1.200 x 850	1.400 x 1.050	1.600 x 1.250
Charge maxi	kg	3.000	4.000	5.000	6.000
Table birotative – à engrenage unilatéral					
Diamètre de la table	mm	ø 650 sur 800 x 650	ø 850 x 750 sur 1.000 x 750	ø 1.050 x 850 sur 1.200 x 850	ø 1.250 x 1.000 sur 1.400 x 1.000
Charge maxi	kg	600	1.000	1.500	2.000
Couple axe C*	Nm	2.000	3.550	7.200	6.300
Vitesse axe C	tr/min	40	30	30	30
Couple axe A*	Nm	3.400	4.900	8.300	15.800
Vitesse axe A	tr/min	20	15	15	15

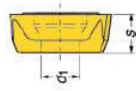
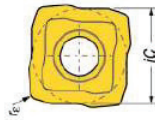
		DMU 65 monoBLOCK®	DMU 85 monoBLOCK®
Entrainement principal (standard)			
Vitesse	tr/min	10.000	10.000
Couple (S6 40 %)	Nm	83	83
Puissance (S6 40 %)	kW	13	13
Changeur d'outils			
Attachement d'outil		SK40 / HSK-A63	SK40 / HSK-A63
Magasin d'outils	postes	30 / chaîne	30 / chaîne
Diamètre (postes voisins libres)	mm	160	160
Longueur maxi	mm	315	365 / 420
Poids	kg	8	8
Temps de copeau à copeau	s	4,9*	5,9*
Axes linéaires (X / Y / Z)			
Vitesse d'avance	mm/min	40.000	40.000
Vitesse rapide	m/min	40	40
Accélération	m/s²	6	6
Poussée (X / Y / Z)	kN	7 / 13 / 10	14 / 20 / 14



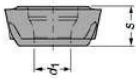
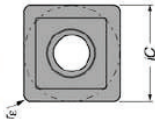
CoroDrill® 880 2 x D_c
Diamètre de foret 12.00 - 63.00 mm



Taille 02-09



Taille 02-09



	12.00 - 43.99	44.00 - 52.99	53.00 - 63.00
Diamètre de foret, mm			
Tolérances du trou, mm	0/+0.25	0/+0.28	0/+0.30
Tolérances, D_c , mm	0/+0.20	0/+0.25	0/+0.28
Profondeur d'alésage maxi. l_a	2 x D_c		

 Diam. de foret	D _c mm	Référence de commande	Dimensions, mm					
			d _m	l _h	l ₂	l _{3a}	l ₄	Δ _{ext}
04	20.0	880-D2000L25-02	25	61	117	44	40	0.3
	21.0	880-D2100L25-02	25	64	120	46	42	0.3
	22.0	880-D2200L25-02	25	66	122	48	44	0.3
	23.0	880-D2300L25-02	25	69	125	50	46	0.3
	24.0	880-D2400L25-02	25	71	127	52	48	0.4
05	25.0	880-D2500L26-02	25	74	130	54	50	0.4
	26.0	880-D2600L32-02	32	77	137	56	52	0.5
	27.0	880-D2700L32-02	32	79	139	58	54	0.5
	28.0	880-D2800L32-02	32	82	142	60	56	0.6
	29.0	880-D2900L32-02	32	84	144	62	58	0.6
06	30.0	880-D3000L32-02	32	87	147	64	60	0.6
	31.0	880-D3100L40-02	40	90	160	66	62	1.0
	32.0	880-D3200L40-02	40	92	162	68	64	1.0
	33.0	880-D3300L40-02	40	95	165	70	66	1.1
	34.0	880-D3400L40-02	40	98	168	73	68	1.1
	35.0	880-D3500L40-02	40	101	171	75	70	1.1

[illegible]

ISO	MC No. (CMC No.)	Matière	Nuance ○	Vitesse de coupe (m/min)	D _c mm	Profondeur de perçage 2-3xD			
						-LM <i>f_m</i> mm/tr.	-GM <i>f_m</i> mm/tr.	-GR <i>f_m</i> mm/tr.	-GT <i>f_m</i> mm/tr.
N	N1.2.Z.AG	Alliages d'al. Forçés ou forgés et vieillis	H13A	300-400	20,00-23,99 24,00-29,99 30,00-35,99	0,06-0,18 0,10-0,20 0,10-0,25	0,06-0,16 0,10-0,18 0,10-0,20	0,06-0,16 0,10-0,18 0,10-0,20	0,06 - 0,16 0,10 - 0,18 0,10 - 0,18
	N1.3.C.UT (30.21)	Coulé, non vieilli	H13A	300-400	20,00-23,99 24,00-29,99 30,00-35,99	0,06-0,16 0,10-0,18 0,10-0,20	0,06-0,16 0,10-0,18 0,10-0,22	0,06-0,16 0,10-0,18 0,10-0,20	0,06 - 0,16 0,10 - 0,18 0,10 - 0,18
	N1.3.C.AG (30.22)	Coulé, ou coulé et vieilli	H13A	250-350	20,00-23,99 24,00-29,99 30,00-35,99	0,06-0,16 0,10-0,18 0,10-0,20	0,06-0,16 0,10-0,20 0,10-0,22	0,06-0,16 0,10-0,18 0,10-0,20	0,06 - 0,16 0,10 - 0,18 0,10 - 0,18

Puissance nette requise (kW)

$$P_c = \frac{f_z \cdot V_c \cdot D_c \cdot k_c}{240 \cdot 10^3}$$

**Pression de coupe spécifique
(N/mm²)**

$$k_c = k_{c0,4} \cdot \left(\frac{0,4}{f_z \cdot \sin r} \right)^{0.29}$$

DT8. Documentation technique sur les porte-outils, outils et plaquettes d'alésage

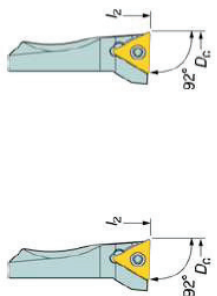
CoroBore® 825

Plage d'alésage 19 - 36 mm (.748 - 1.417 pouces)



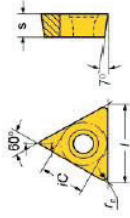
Plage d'alésage
Tolérance du trou
Réglage du diamètre
Profondeur du trou
Liquide de coupe
Vitesse de coupe, Vc max : à 200 m/min (3937 pieds/min)

92° (-2°) CoroTurn® 107 92° (-2°) CoroTurn® 111
R825A-AFxxSTUC R825A-AFxxSTUP



Plage d'alésage ⁽¹⁾		Type de plaquette ⁽²⁾		Cartouche	
mm (pouces)	D ₂ ⁽³⁾ min.-max.	Angle d'attaque κ _r	Angle d'attaque ISO	ANSI	IC
19-23 (.748-.906)	25-29 (.984-1.142)	92°	TP...06	TP...1.2	5/32 R825A-AF11STUP06T1A
23-29 (.906-1.142)	29-35 (1.142-1.378)	92°	TP...06	TP...1.2	5/32 R825A-AF11STUP06T1A
28-36 (1.102-1.417)	34-42 (1.339-1.654)	92°	TP...06	TP...1.2	5/32 R825A-AF11STUP06T1A
		92°	TC...06	TC...1.2	5/32 R825A-AF11STUC06T1A

Plaquettes CoroTurn® 107 de forme de base positive
Plaquettes triangulaires



		P		M		K		N	
		IC	IC	IC	IC	IC	IC	IC	IC
Ebauche	ISO	11 1/4	11 1/4	11 1/4	11 1/4	11 1/4	11 1/4	11 1/4	11 1/4
	TCMT 11 03 08-MR	16 3/8	16 3/8	16 3/8	16 3/8	16 3/8	16 3/8	16 3/8	16 3/8
	TCMT 16 T3 08-MR								
	TCMT 16 T3 12-MR								
Aluminium	TCMT 11 03 08-KR	11 1/4	11 1/4	11 1/4	11 1/4	11 1/4	11 1/4	11 1/4	11 1/4
	TCMT 11 03 12-KR	16 3/8	16 3/8	16 3/8	16 3/8	16 3/8	16 3/8	16 3/8	16 3/8
	TCMT 16 T3 08-KR								
	TCMT 16 T3 12-KR								
Aluminium	TCGX 06 T1 04-AL	06 5/32	06 5/32	06 5/32	06 5/32	06 5/32	06 5/32	06 5/32	06 5/32
	TCGX 09 02 02-AL	09 7/32	09 7/32	09 7/32	09 7/32	09 7/32	09 7/32	09 7/32	09 7/32
	TCGX 09 02 04-AL	11 1/4	11 1/4	11 1/4	11 1/4	11 1/4	11 1/4	11 1/4	11 1/4
	TCGX 11 02 04-AL								
Aluminium	TCGX 11 02 08-AL								
	TCGX 11 02 08-AL								
	TCGX 11 02 08-AL								
	TCGX 11 02 08-AL								

Vitesses de coupe recommandées, valeurs métriques

ISO N	Métaux non-ferreux	Force de coupe spécifique $k_{c0.4}$	<<<< RÉSISTANCE À L'USURE	
CMC No.			CD10	CD1810
			H10	
			h_{ex3} , mm	avance f_m , mm/tr à κ_r 90°-95°
MC No.	Matière	N/mm ²	0.05-0.4	0.15-0.8
			Vitesse de coupe (V_c), m/min	
N1.2.Z.UT	Alliages d'aluminium Forgés ou forgés et travaillés à froid, non vieillissants	500	2 000 (2500-250) ⁽¹⁾	2 000 (2500-250) ⁽¹⁾
N1.2.Z.AG	Forgé, ou forgé et vieilli	800	2 000 (2500-250) ⁽¹⁾	2 000 (2500-250) ⁽¹⁾
N1.3.C.UT	Alliages d'aluminium	750	2 000 (2500-250) ⁽¹⁾	2 000 (2500-250) ⁽¹⁾
N1.3.C.AG	Coulés, inaptes au vieillissement Coulé, ou coulé et vieilli	900	2 000 (2500-250) ⁽¹⁾	2 000 (2500-250) ⁽¹⁾
N1.4.C.NS	Alliages d'aluminium Coulés, 13-15% Si	950	1 550 (1950-195) ⁽¹⁾	770 (960-95) ⁽¹⁾
	Coulés, 16-22% Si	950	770 (960-95) ⁽¹⁾	510 (640-65) ⁽¹⁾
				450 (560-55) ⁽¹⁾
				300 (375-38) ⁽¹⁾

Puissance nette requise (kW)

$$P_c = \frac{f_z \cdot V_c \cdot a_p \cdot k_c}{60 \cdot 10^3} \cdot \left(1 - \frac{a_p}{D_c} \right)$$

Pression de coupe spécifique (N/mm²)

$$k_c = k_{c0.4} \cdot \left(\frac{0.4}{f_z \cdot \sin(\kappa_r)} \right)^{0.29}$$

DT10. Données pour le calcul des temps et des coûts d'usinage

Temps d'usinage des entités sur le CU 5 axes DMU 650V - Broche de 35kW

	Tps Usinage effectif (s)	Tps usinage HM (s)
Plan D	14	5
Ø 26 mm	5	1,5
2 trous de Ø 10 mm	15,5	3,5
Référence A	5	4,5
Référence B	5	4,5
Ébauche surface extérieure	28,2	8
Finition surface extérieure	74	24

Remarque

Le groupe « surfaces extérieures » intègre les entités géométriques suivantes : nervures, surface cylindrique de Ø40mm, bossages de Ø20 mm.

Données diverses pour le calcul des temps d'occupation machine

Temps changement outil	5	s
Temps changement de MIP/MAP	20	s

Coût d'usinage

a. Coût outils

Les préconisations concernant les conditions de coupe fournies par le fabricant d'outils sont établies pour une durée de vie nominale de 15 minutes.

	Prix outil (€)
Plan D	12,5
Ø 26 mm	5
2 trous de Ø 10 mm ébauche	40
finition	3,3
Référence A ébauche	80
finition	3,3
Référence B ébauche	80
finition	3,3
Ébauche surface extérieure	17,5
Finition surface extérieure	80

b. Coût machine

Coût horaire CU 3 axes	30 €/h
Coût horaire CU 5 axes	50€/h

c. Coût matière

Coût AlSi7Mg03	2 000 €/tonne
----------------	---------------

DT11. Simulation numérique de l'opération de solidification

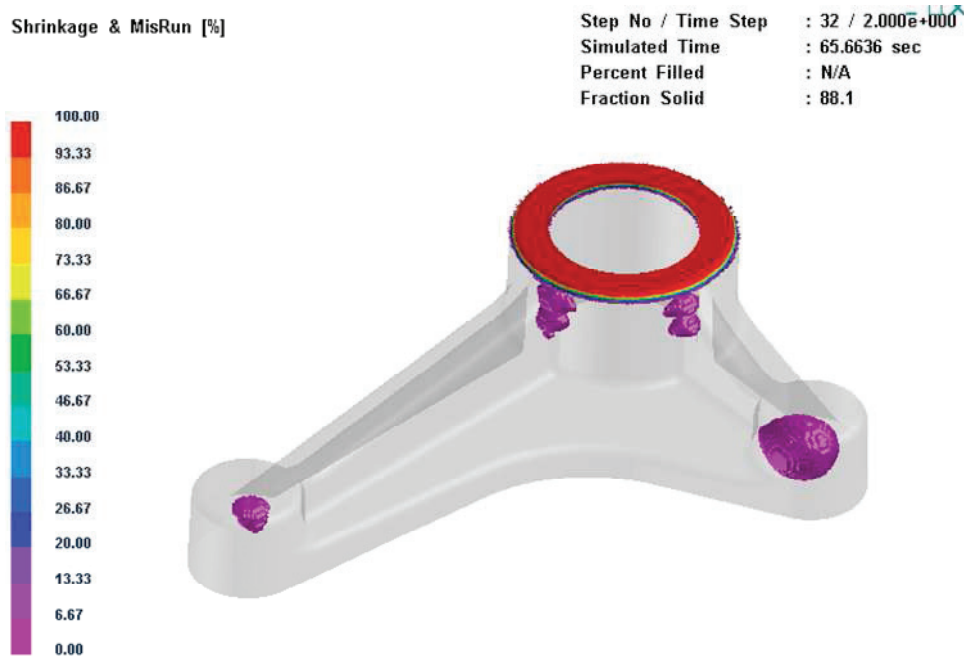


Figure 1. Shrinkage

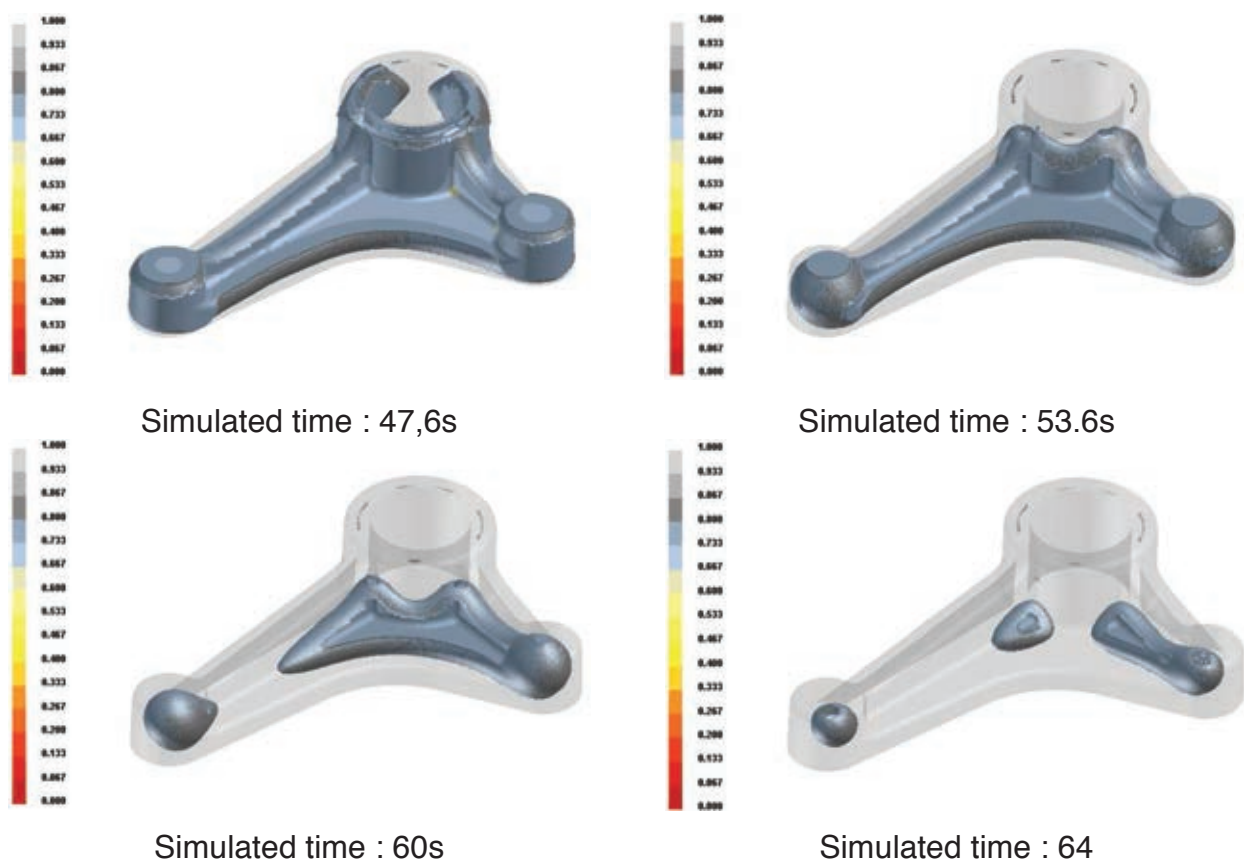


Figure 2. Évolution de la fraction solide au cours du temps (cut-off à 0.8)

Remarque : si la fraction solide est supérieure au cut-off, l'élément considéré est transparent (afin de faciliter la lecture des graphiques).

DT12. Simulation numérique de l'opération de remplissage

Grappe n°1 : 6 masselottes de rapport d'élancement $H/d= 1,3$
Mise au mille = 1,6

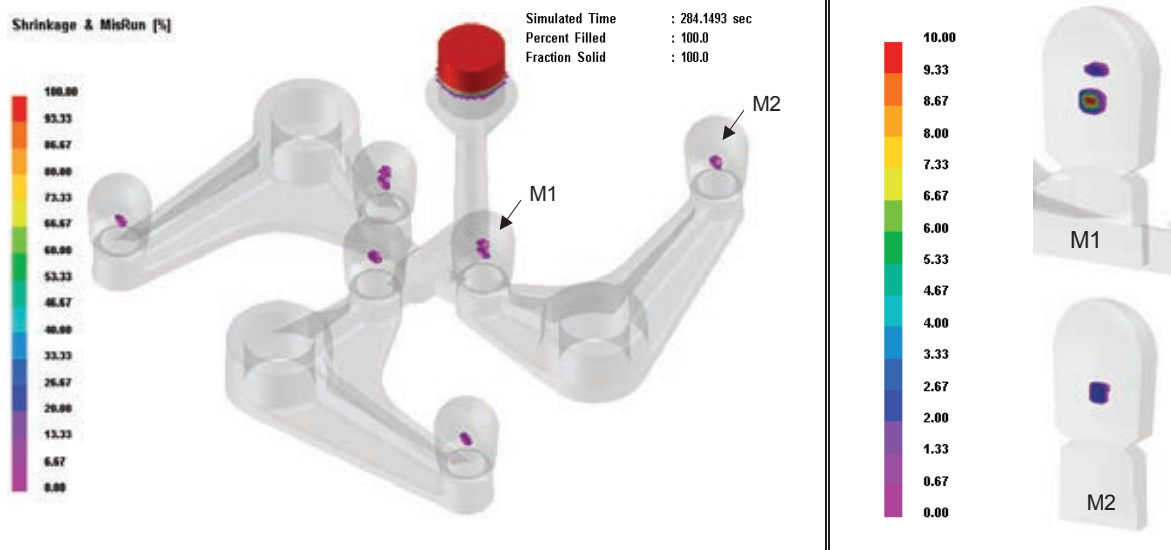


Figure 1. Shrinkage and Misrun - tps=284s à gauche (critère d'arrêt atteint)
Zoom et coupe au niveau des masselottes à droite

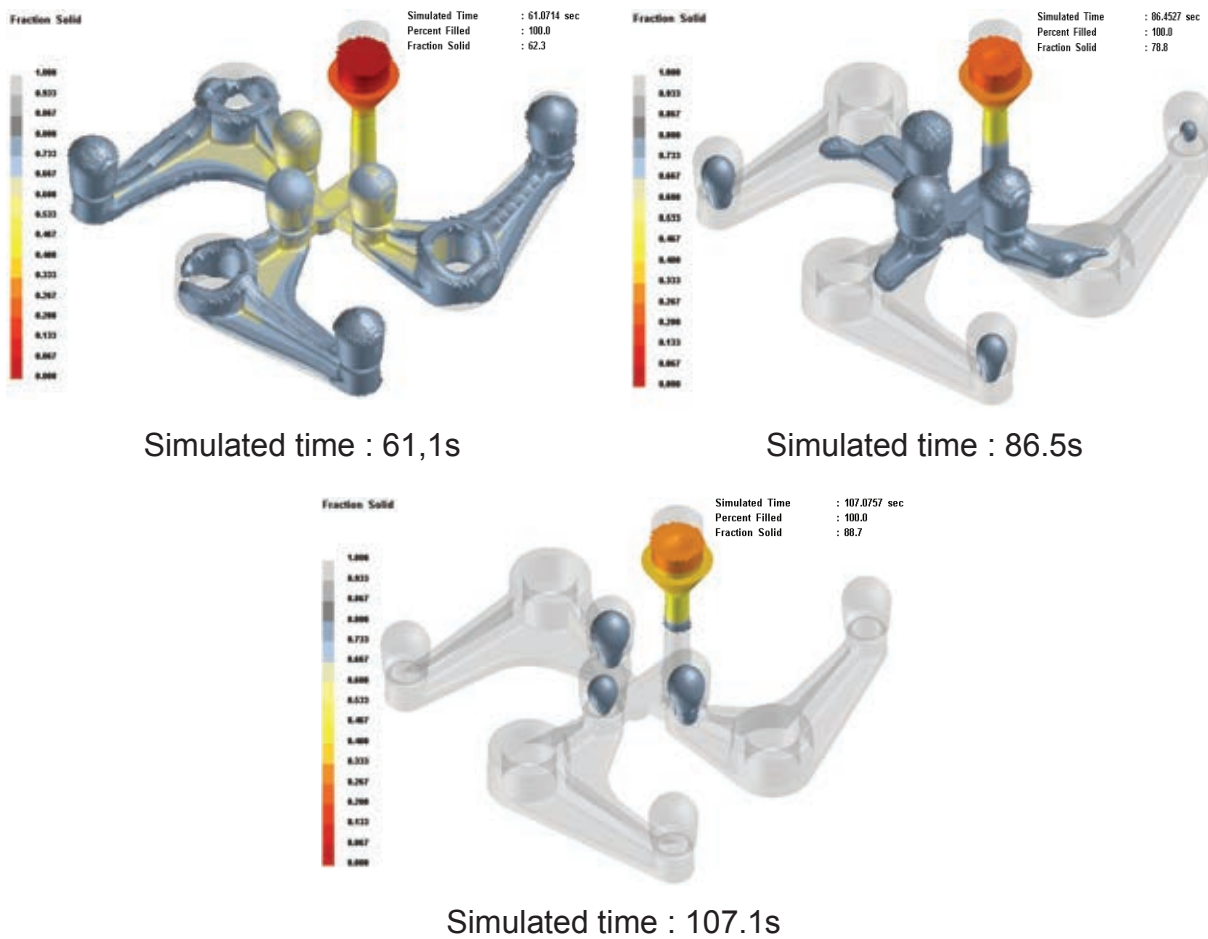


Figure 2. Évolution de la fraction solide au cours du temps (cut-off à 0.8)

Remarque : si la fraction solide est supérieure au cut-off, l'élément considéré est transparent (afin de faciliter la lecture des graphiques).

DT12. Simulation numérique de l'opération de remplissage

Grappe n°2 : masselotte centrale de rapport d'élancement $H/d = 1,5$
Mise au mille = 1,45

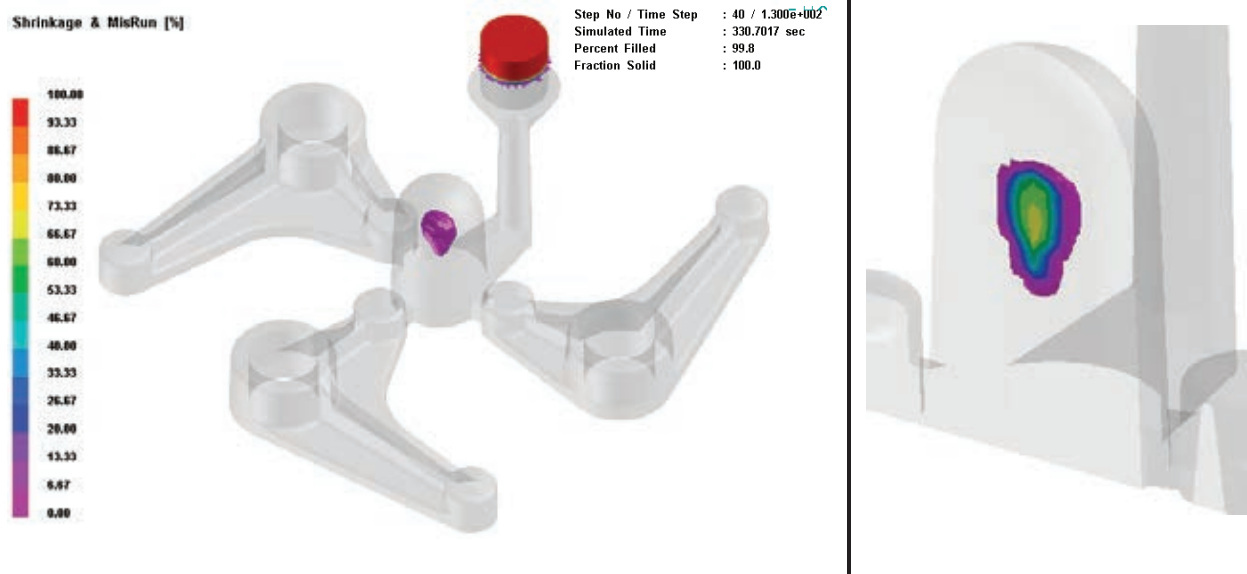


Figure 3. Shrinkage and Misrun - tps=330s à gauche (critère d'arrêt atteint)
Zoom et coupe au niveau de la masselotte à droite

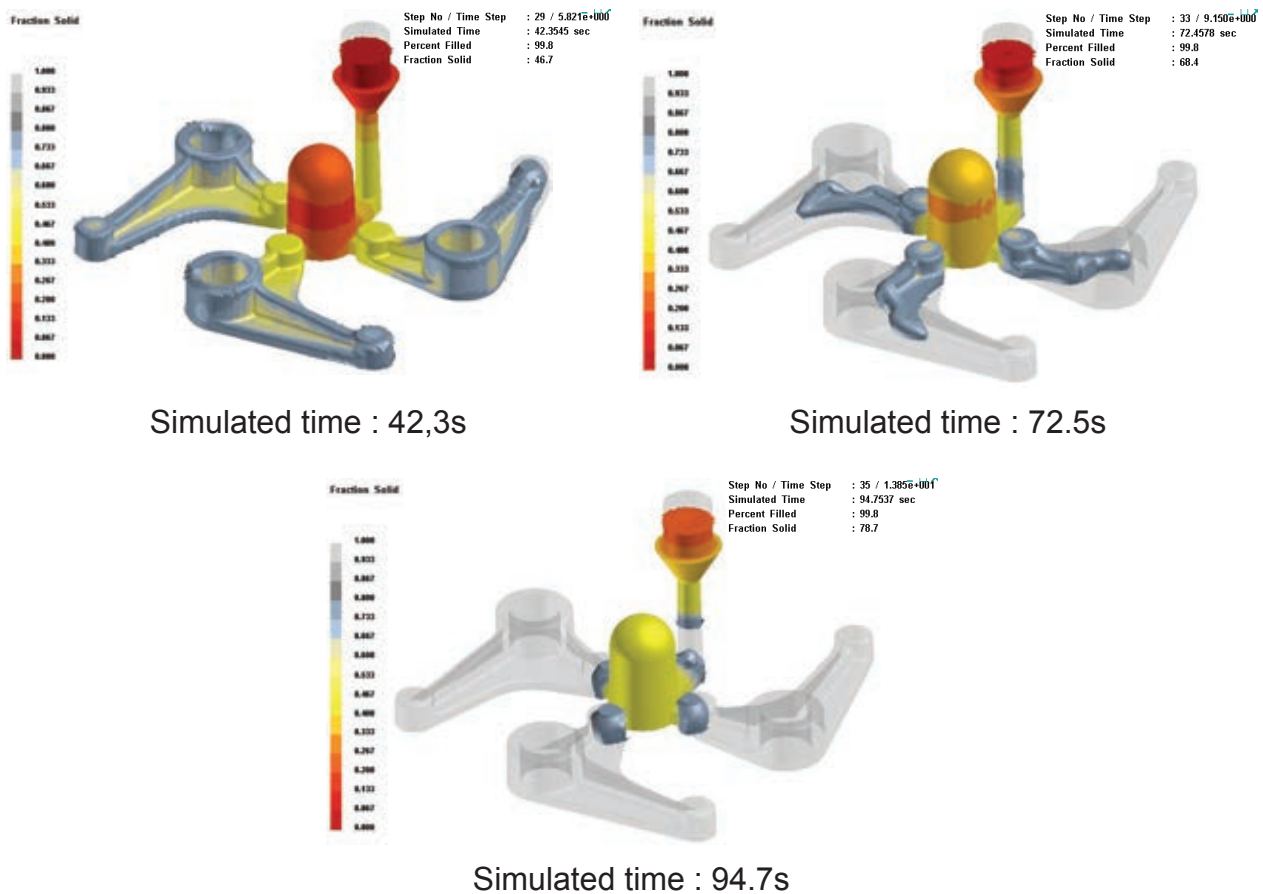


Figure 4. Évolution de la fraction solide au cours du temps (cut-off à 0.8)

Remarque : si la fraction solide est supérieure au cut-off, l'élément considéré est transparent (afin de faciliter la lecture des graphiques).

Modèle ENSD ©NEOPTEC

Nom :
(Suivi, s'il y a lieu, du nom d'épouse)

Prénom :

N° d'inscription :

Né(e) le :

/

/

(Le numéro est celui qui figure sur la convocation ou la feuille d'émargement)

Concours

Section/Option

Epreuve

Matière

EAE SIM 3

Documents réponses

Tournez la page S.V.P.

E

DR1. Spécifications géométriques

Type de spécification		Élément(s) tolérancé(s)	Élément(s) de référence	Référence(s) spécifiée(s)	Zone de tolérance et condition de conformité
Forme	Orientation	Unique Groupe	Unique Multiples	Simple Système	Simple Composé
Position	Battement				
Spécification 1 :					
⊙ ⌀ 0.05 A					

Type de spécification		Élément(s) tolérancé(s)	Élément(s) de référence	Référence(s) spécifiée(s)	Zone de tolérance et condition de conformité
Forme	Orientation	Unique Groupe	Unique Multiples	Simple Système	Simple Composé
Position	Battement				
Spécification 2 :					
⊕ ⌀ 0.1 Ⓟ A - B C					

DR2. Contrat de phase

Phase	Sous-phase	Machine DMU 65	Désignation pièce Triangle de renvoi		Matière AlSi7	Cadence 30 pièces /mois			
Désignation des opérations		Vc m/min	fz mm/dt	Z dt	Vf mm/min	ap mm	ae mm	N tr/min	P kW

DR3. Temps et coût de fabrication

CU 5 axes DMU 65 - Broche de 35kW - N=14 000 tr/min

	Tps Usinage effectif (s)	Tps usinage HM (s)	Coût outil (€)
Plan D	14	5	
Ø 26 mm	5	1,5	
2 trous de Ø 10 mm ébauche	4,5	1,5	
2 trous de Ø 10 mm finition	11	2	
Référence A ébauche	3,5	3,5	
Référence A finition	1,5	1	
Référence B ébauche	3,5	3,5	
Référence B finition	1,5	1	
Ebauche surface extérieure	28,2	8	
Finition surface extérieure	74	24	

N° Phase	Nombre Chgt outil	Nombre Chgt posage	Nombre rotation table

	Temps occupation machine (s)		Coût de fabrication (€)
Usinage		Occupation machine	
Chgt outil		Outil	
Chgt posage		Matière	
Rotation table		TOTAL	
TOTAL			

Finition du brut de fonderie - CU 5 axes DMU 65 - Broche de 35kW - N=14 000 tr/min

	Tps Usinage effectif (s)	Tps usinage HM (s)	Coût outil (€)
Plan D			
Ø 26 mm			
2 trous de Ø 10 mm ébauche			
2 trous de Ø 10 mm finition			
Référence A ébauche			
Référence A finition			
Référence B ébauche			
Référence B finition			
Ebauche surface extérieure			
Finition surface extérieure	15	9	

N° Phase	Nombre Chgt outil	Nombre Chgt posage	Nombre rotation table

	Temps occupation machine (s)		Coût de fabrication (€)
Usinage		Occupation machine	
Chgt outil		Outil	
Chgt posage		Matière	
Rotation table		TOTAL	
TOTAL			