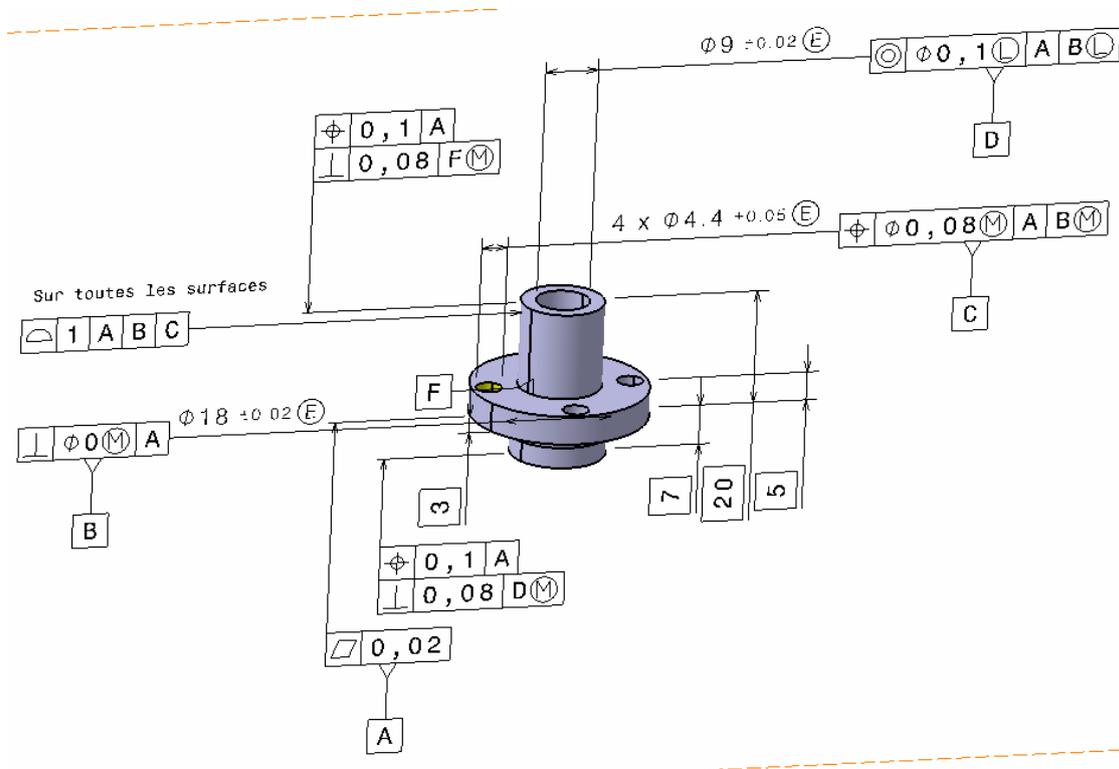


ANALYSE DES SPECIFICATIONS DE COTATION ISO



1. Bases du langage
2. Compléments usuels
3. Approfondissement
4. Exercices

PARTIE 1 : BASES DU LANGAGE

1.	OBJECTIFS ET PRINCIPE	3
1 - 1	Géométrie avec défaut	3
1 - 2	Cotation fonctionnelle	3
2 -	TOLERANCEMENT DIMENSIONNEL	5
2 - 1	Cotes d'épaisseur de matière	5
2 - 2	Tolérancement dimensionnel dans un assemblage cylindre/cylindre	6
2 - 3	Tolérancement dimensionnel dans un assemblage tenon/rainure	8
2 - 4	Utilisation interdite des cotes	9
2 - 5	Synthèse	9
3 -	TOLERANCEMENT PAR ZONE DE TOLERANCE	11
3 - 1	Principe d'association	11
3 - 2	Maitrise des défauts	13
3 - 3	Bon emploi des modificateurs	14
4 -	ASSOCIATION D'UNE SURFACE NOMINALE A UNE SURFACE REELLE	14
4 - 1	Détermination du système de références	14
4 - 2	Principe d'association du modèle nominal à la pièce	15
4 - 3	Objectif des critères d'association et des modificateurs	15
4 - 4	Assemblage de deux pièces	16
4 - 5	Choix du critère d'association	18
5 -	LECTURES DES SPECIFICATIONS GEOMETRIQUES	20
5 - 1	Démarche de lecture	20
5 - 2	Système de références	21
5 - 3	Nom du symbole	25
5 - 4	Surface nominale spécifiée	26
5 - 5	Élément réel tolérancé	26
5 - 6	Zones de tolérance	27
5 - 7	Critère de validation	29
6 -	DEFINITION DETAILLEE DES PRINCIPALES SPECIFICATIONS	29
6 - 1	Spécifications de position	29
6 - 2	Spécifications d'orientation	31
6 - 3	Spécifications de forme	33
6 - 4	Spécifications au maxi/mini matière	34
6 - 5	Battement	36
6 - 6	Congé et chanfrein	38
7 -	COTES CONVENTIONNELLES	39
7 - 1	Longueur filetée	39
7 - 2	Profondeur d'un trou borgne	39
8 -	APPLICATIONS	40
8 - 1	Diamètre avec enveloppe	40
8 - 2	Défaut de forme	40
8 - 3	Localisation	41
8 - 4	Orientation	41

1. OBJECTIFS ET PRINCIPE

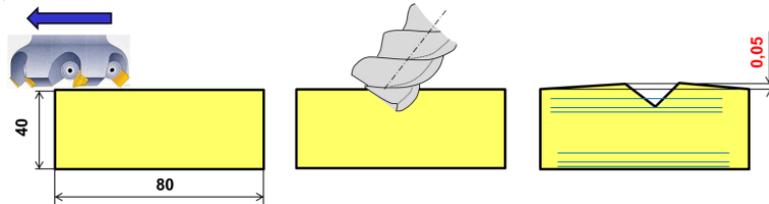
1 - 1 Géométrie avec défaut

1 - 1 - 1 Défaut de fabrication des pièces

En fabrication, il est impossible de réaliser des pièces sans défaut :

- Les machines et les outils ont des défauts et se dilatent,
- Les outils s'usent,
- Les réglages sont réalisés avec une incertitude de mesure,
- Les pièces et les outils se déforment pendant l'usinage.

L'exemple suivant correspond à un surfacage donnant une bonne planéité, suivi du fraisage d'une encoche. Cette opération casse les fibres de matière sur un côté de la pièce. La dissymétrie déforme la pièce et peut donner un écart de planéité de l'ordre de 0,05.

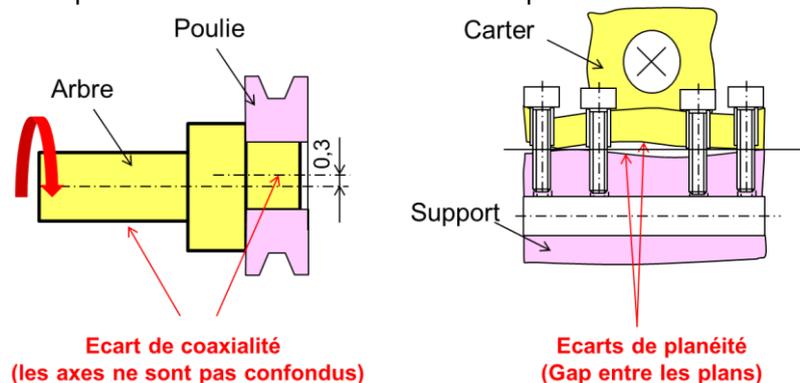


1 - 1 - 2 Influence des défauts sur le fonctionnement

Le concepteur doit s'assurer que les défauts géométriques ne vont pas perturber le bon fonctionnement du mécanisme. Pour cela, il doit se poser des questions du type suivant :

- Quelle est l'influence d'un écart de coaxialité de 0,3 mm sur le comportement de la courroie ?
- Quelle est l'influence du serrage sur la qualité de l'alésage du carter s'il y a un écart de planéité de 0,3 mm ?

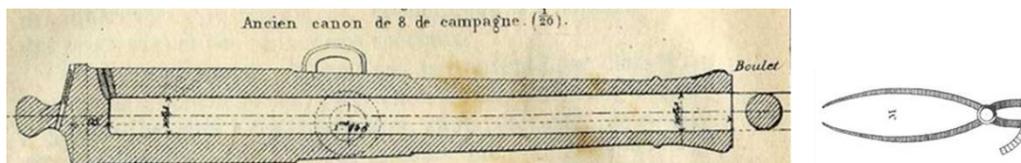
S'il y a effectivement une défaillance, une perte de performance ou si le montage risque d'être impossible, le concepteur doit imposer des spécifications de cotation fonctionnelle pour limiter les défauts admissibles.



1 - 2 Cotation fonctionnelle

1 - 2 - 1 Historique

Le besoin de définir des tolérances est apparu de manière empirique pour la fabrication des boulets de canon (XVII^{ème}).



Si le boulet est trop grand, il ne rentre pas. S'il est trop petit, il y a une perte de pression et une baisse de performance du canon. Il faut également que le boulet puisse fonctionner avec tous les canons de même calibre.

Le principe de cotation s'est amélioré lors de la guerre de sécession (1861), pour permettre la réparation de fusils, ce qui imposait l'interchangeabilité des pièces.



1 - 2 - 2 Normes ISO de cotation

La cotation ISO est un langage graphique international qui permet aux concepteurs de décrire les tolérances admissibles sur les surfaces fonctionnelles. Ces normes ISO ont été mises en place dans les années 1970. Le déploiement industriel date des années 90 en particulier chez Boeing, puis par exemple en 1998 chez Renault.

Une dizaine de normes concernent la mécanique de précision (1000 pages environ). Les principales sont les normes ISO 1101 : 2017. Spécification (160 pages), 5459 : 2011 Système de références (92 pages), 2692 : 2014 Maxi/mini matière (62 pages), 1660 : 2017 Tolérancement des profils (46 pages)

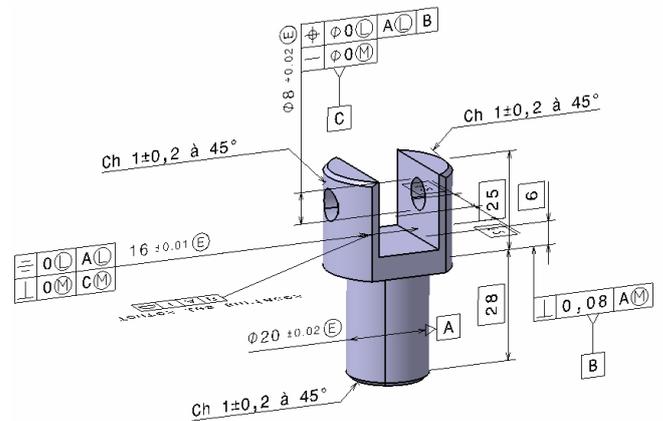
Les normes ont changé considérablement en 2017. Il faut donc lire les dessins créés avant 2017 avec les anciennes normes et utiliser les nouvelles normes pour les nouveaux dessins.

De très nombreuses entreprises de mécanique de précision ont adopté la cotation ISO (automobile, aviation, mécanique de précision, horlogerie...).

La cotation est aujourd'hui réalisée directement en 3D.

(Ex : Atelier Functional Tolerancing Annotations de CATIA).

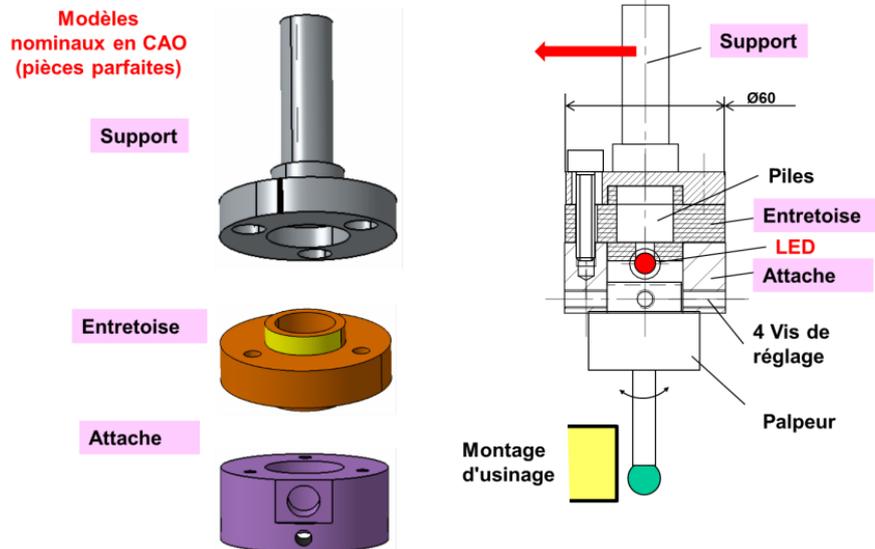
Le dessin de définition spécifié avec les normes ISO est un contrat entre le client et le fournisseur.



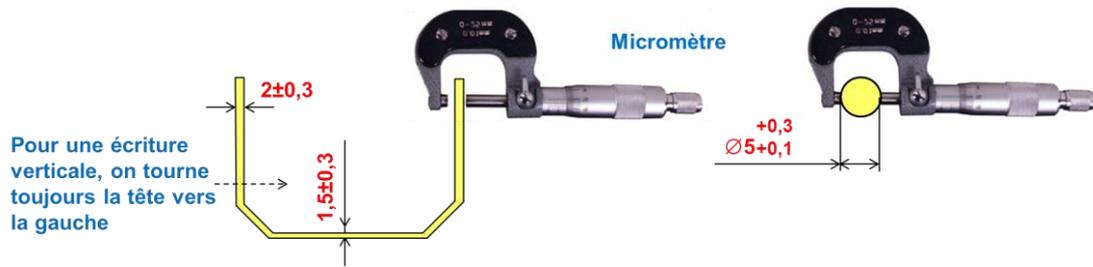
Les entreprises qui n'emploient pas ce principe de cotation s'exposent à des dysfonctionnements ou à des litiges lors de la réception des pièces dans le cadre d'un passage de marché avec un fournisseur. Cela impose que ces bureaux d'études travaillent avec des ateliers internes à l'entreprise ou en partenariat avec les fabricants de proximité. Faute de cotation, il n'est ainsi pas rare que ce soit le fabricant qui fasse l'analyse fonctionnelle du produit pour choisir un processus de fabrication capable de réaliser la pièce avec la précision requise.

1 - 2 - 3 Exemple

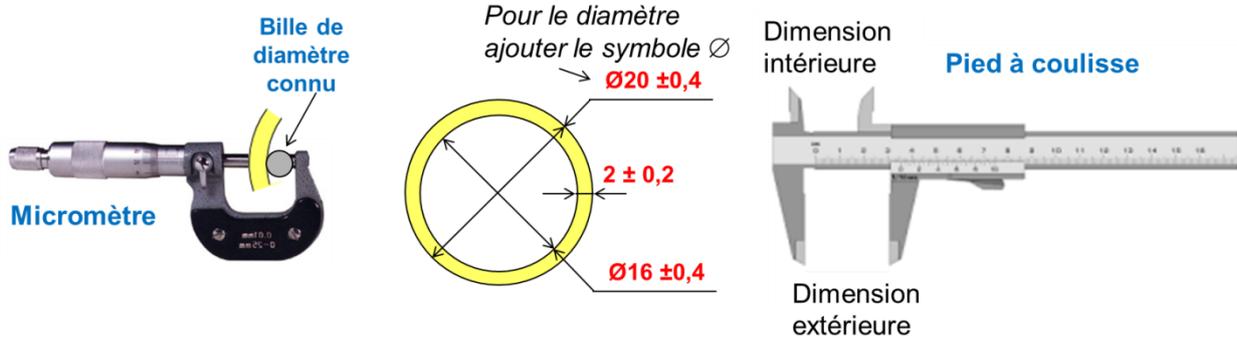
Ce cours sera illustré sur un support de palpeur constitué de trois pièces. Ce palpeur est utilisé sur machine-outil pour identifier la position des faces d'appui des montages d'usinage. La LED s'allume lorsque la touche du palpeur entre en contact avec le montage.



La cotation partielle du support est définie sur le dessin ci-dessous. Le modèle CAO représente la pièce nominale. Les spécifications déterminent les défauts admissibles pour chaque surface.

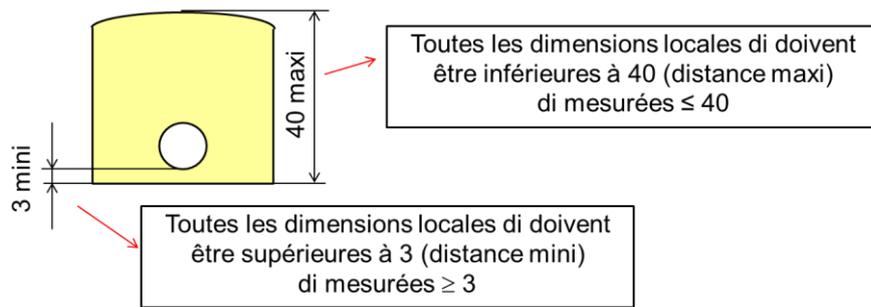


Exemple : Diamètres et épaisseur d'un tube



La cote peut être unilimite avec l'indication mini ou maxi.

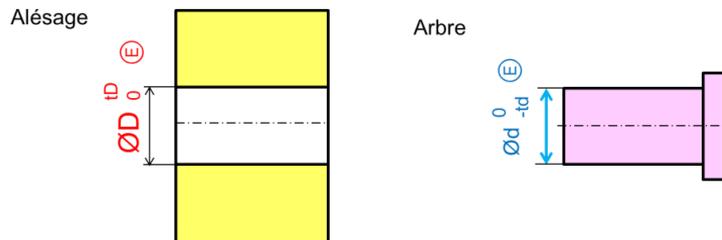
Condition unilimite



2 - 2 Tolérancement dimensionnel dans un assemblage cylindre/cylindre

2 - 2 - 1 Spécification des diamètres

La figure ci-dessous représente un arbre qui doit rentrer dans un alésage. L'assemblage impose de spécifier les diamètres de chaque pièce.



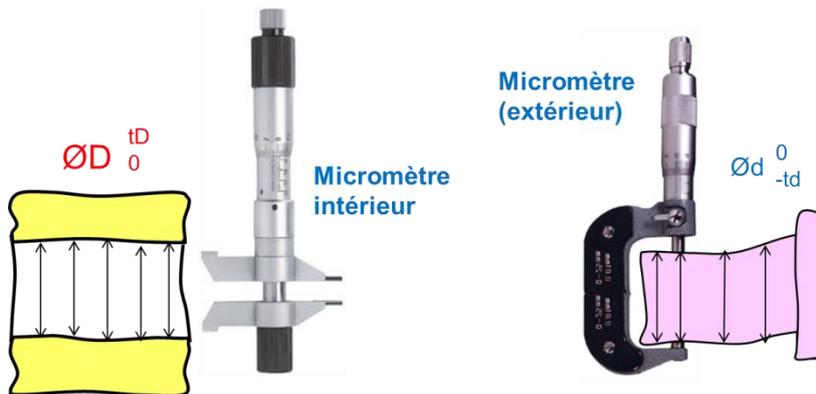
- Le symbole Ø indique que la surface est un cylindre.
- Le modificateur E impose l'exigence de l'enveloppe.

L'intervalle de tolérance est :
 Diamètre maxi : $D + \text{écart supérieur} = D + td$
 Diamètre mini : $D + \text{écart inférieur} = D + 0 = D$

2 - 2 - 2 Vérification des dimensions locales

Condition à respecter pour une cote :
 Toutes les dimensions locales mesurées di sont dans l'intervalle de tolérance :
 Diamètre mini $\leq di$ mesurées \leq Diamètre maxi

Les dimensions locales sont mesurables entre deux points face à face, par exemple à l'aide d'un micromètre.

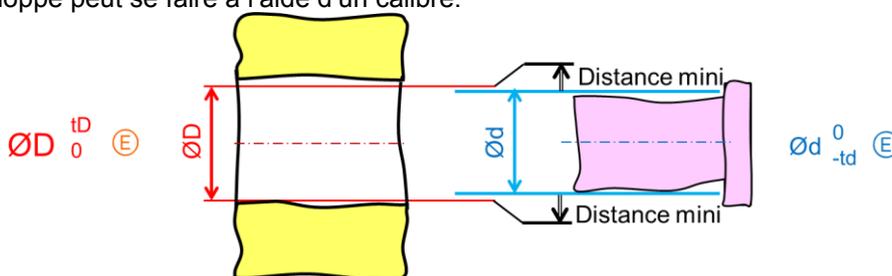


2 - 2 - 3 Vérification de l'exigence de l'enveloppe

L'exigence de l'enveloppe (E) impose les conditions suivantes :

- **Arbre** : la surface réelle doit pouvoir être contenue dans un cylindre de diamètre égal au diamètre maxi
- **Alésage** : la surface réelle doit pouvoir contenir un cylindre de diamètre égal au diamètre mini

Le contrôle de l'enveloppe peut se faire à l'aide d'un calibre.



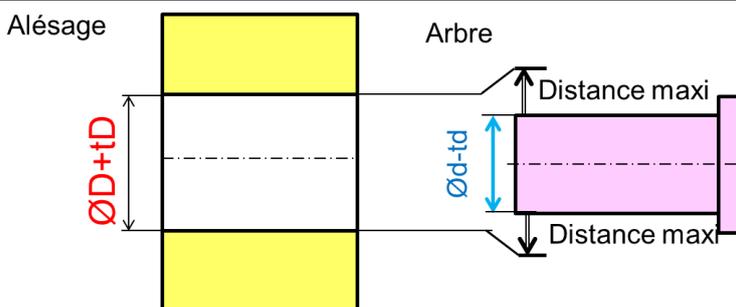
L'exigence de l'enveloppe garantit la montabilité des deux pièces avec un jeu mini

Définition : Jeu mini = double de la distance mini entre les surfaces
 jeu mini = $D-d$ (différence des enveloppes)

2 - 2 - 4 Jeu maxi

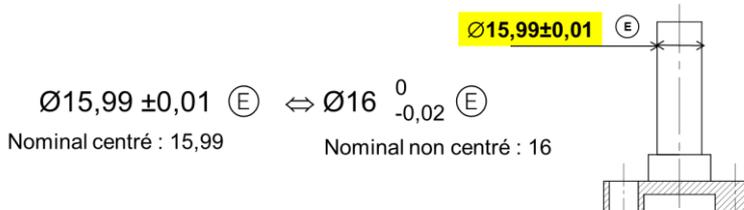
Le jeu est maxi lorsque les pièces sont parfaitement cylindriques :

$$\begin{aligned} \text{Jeu maxi} &= (D+tD) - (d-td) \\ &= \text{jeu mini} + (tD+td) = \text{jeu mini} + \text{somme des tolérances} \end{aligned}$$



2 - 2 - 5 Ecritures équivalentes

Les deux écritures suivantes sont équivalentes en termes de tolérancement et de contrôle.



- Diamètre maxi : 16
 - Diamètre mini : 15,98
 - Tolérance 0,02
- Exigence de l'enveloppe 16

La différence porte sur la valeur du diamètre nominal qui correspond au diamètre du cylindre en CAO.

Sur machine à commande numérique, l'outil se déplace selon le modèle nominal. Il est donc préférable de choisir la cotation en nominal centré pour que l'outil passe au milieu de l'intervalle de tolérance. (Ce mode de cotation est très souvent imposé par les industriels).

Les ajustements type H7 ou g6 contiennent implicitement l'exigence de l'enveloppe. Cependant, comme cela est très peu connu, il est recommandé de laisser le \ominus .

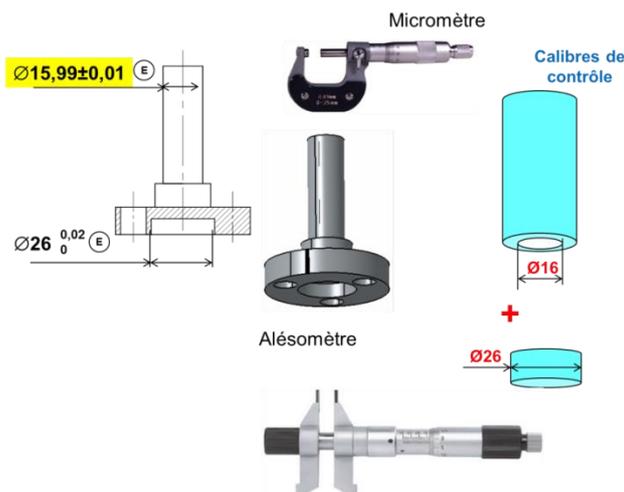
$$\varnothing 16 \text{ H7} \Leftrightarrow \varnothing 16 \text{ H7 } \ominus \Leftrightarrow \varnothing 16 \begin{matrix} 0 \\ -0,018 \end{matrix} \ominus \Leftrightarrow \varnothing 15,991 \pm 0,009 \ominus$$

↑
Ecritures recommandées

2 - 2 - 6 Application

Sur le support, les dimensions locales $\varnothing 15,99 \pm 0,01$ sont vérifiées avec le micromètre. L'exigence de l'enveloppe est testée avec un calibre $\varnothing 16$.

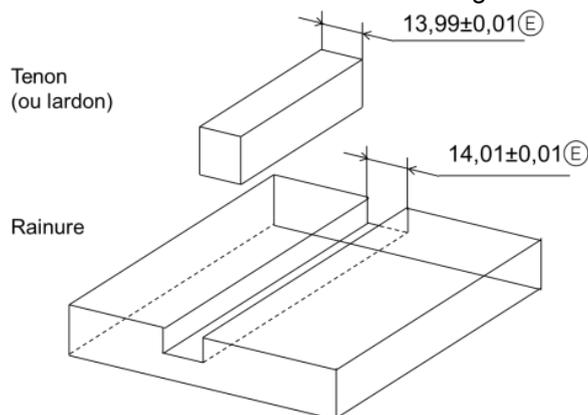
Pour l'alésage, les dimensions locales sont mesurables avec un micromètre d'intérieur (ou alésomètre). L'exigence de l'enveloppe est testée avec un calibre $\varnothing 26$.



2 - 3 Tolérancement dimensionnel dans un assemblage tenon/rainure

2 - 3 - 1 Cotation d'un assemblage tenon/rainure

La spécification porte sur la largeur du tenon et de la rainure avec une exigence de l'enveloppe.

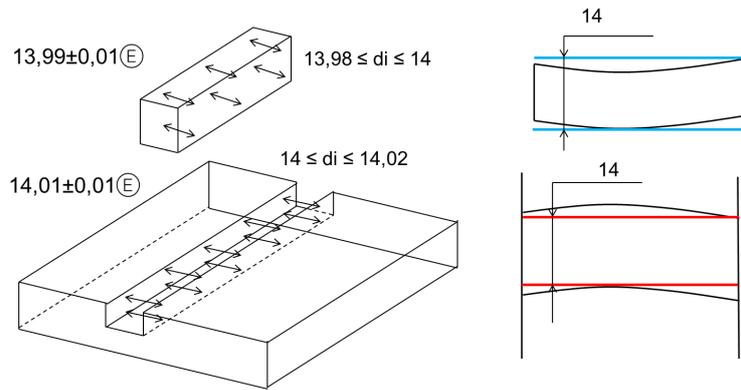


2 - 3 - 2 Vérification des spécifications

Les pièces sont conformes si toutes les dimensions locales di sont dans l'intervalle de tolérance.

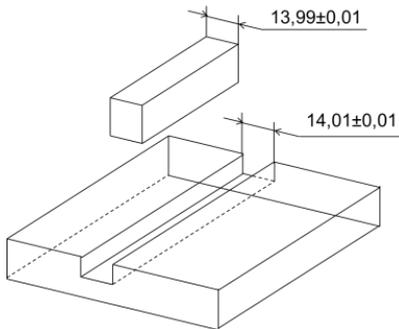
Les exigences de l'enveloppe sont respectées si :

- **Tenon** : les 2 surfaces réelles doivent pouvoir être placées entre deux plans distants de la cote maxi
- **Rainure** : les 2 surfaces réelles doivent pouvoir contenir deux plans distants de la cote mini.



2 - 3 - 3 Question

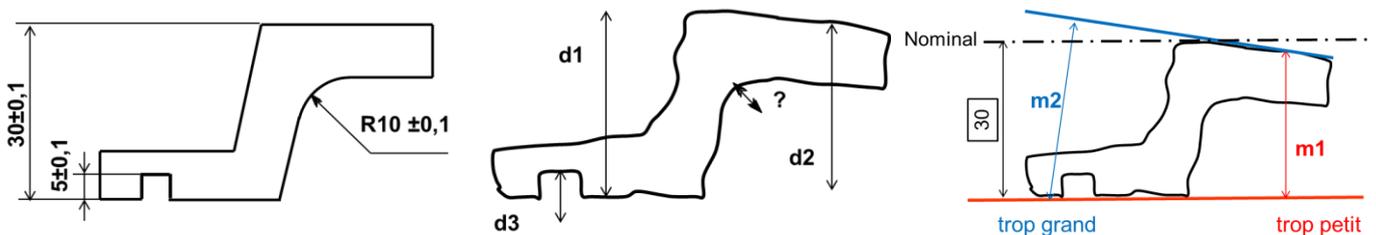
La montabilité est-elle assurée sans l'exigence d'enveloppe ?



2 - 4 Utilisation interdite des cotes

Les cotes ne peuvent pas être utilisées entre des surfaces qui ne sont pas face à face (cotes entre plans décalés, profondeur d'une rainure, rayon, ...). Cette interdiction évite des ambiguïtés de mesure. Dans la figure, les deux plans ne sont pas face à face. Il est impossible de mesurer directement des dimensions locales d1 ou d2.

- La mesure m1 est définie en prolongeant le plan inférieur. La valeur étant inférieure à 30, on peut conclure que la pièce est trop petite.
- Inversement, la mesure m2 est obtenue en prolongeant le plan supérieur. La valeur étant supérieure à 30, on peut conclure que la pièce est trop haute.



Pour éviter l'ambiguïté due au choix du plan à prolonger, la norme interdit l'usage d'une simple cote si les plans ne sont pas face à face, mais propose de définir une référence sur l'un des deux plans et de localiser l'autre surface par rapport à cette référence.

Concrètement, les cotes tolérancées ne doivent être utilisées que pour les ajustements et les épaisseurs de matière. Remarque : avec l'évolution de la norme ISO 2692, l'usage des cotes pour les ajustements devrait disparaître au profit des indications du type [ØD] M ou [Ød] L.

2 - 5 Synthèse

2 - 5 - 1 Fiche de lecture des dimensions locales

La fiche de lecture des spécifications ISO récapitule les principales définitions : Toutes les dimensions locales di (distance entre des points face à face) doivent être comprises dans *l'intervalle de tolérance*.

$$d_{mini} \leq d_i \leq d_{maxi}$$

$$\overleftrightarrow{\text{Ø}30 \pm 0,2 \text{ (E)}}$$

Enveloppe :

Arbre : la surface réelle doit pouvoir être contenue dans un cylindre de diamètre dmaxi = ..

Alésage : la surface réelle doit pouvoir contenir un cylindre de diamètre dmini = ..

Tenon : les 2 surfaces réelles doivent pouvoir être contenues entre 2 plans distants de $d_{maxi} = ..$

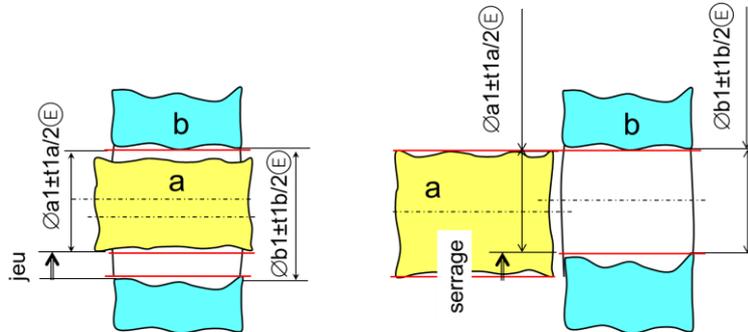
Rainure : les 2 surfaces réelles doivent pouvoir contenir 2 plans distants de $d_{mini} = ..$

2 - 5 - 2 Relations de synthèse

Dans une liaison cylindre/cylindre, la cotation est du type suivant :

Si l'arbre est plus petit que l'alésage, il y a du jeu.

Si l'arbre est plus gros que l'alésage, il y a du serrage.

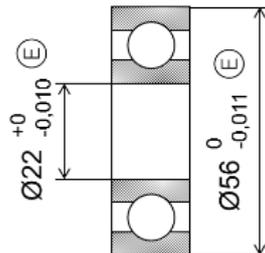


$$\begin{aligned} \text{jeu maxi} &= b_{\text{maxi}} - a_{\text{mini}} = b_1 - a_1 + (t_1a + t_1b)/2 \\ \text{jeu mini} &= b_{\text{mini}} - a_{\text{maxi}} = b_1 - a_1 - (t_1a + t_1b)/2 \end{aligned}$$

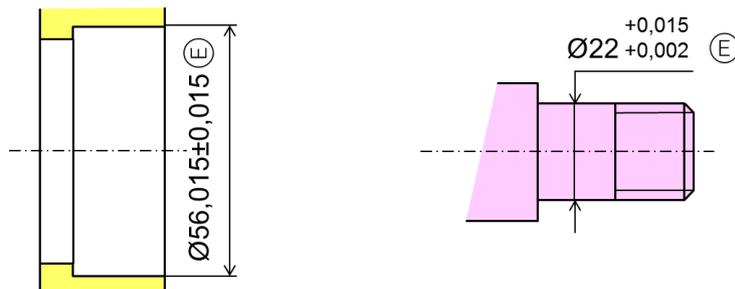
$$\begin{aligned} \text{serrage maxi} &= a_{\text{maxi}} - b_{\text{mini}} = a_1 - b_1 + (t_1a + t_1b)/2 \\ \text{serrage mini} &= a_{\text{mini}} - b_{\text{maxi}} = a_1 - b_1 - (t_1a + t_1b)/2 \end{aligned}$$

2 - 5 - 3 Exercice d'application

On désire faire une liaison avec un roulement. Le fournisseur garantit le roulement avec les tolérances suivantes :



Ce roulement doit être monté dans le carter ci-dessous pour guider l'arbre. Le concepteur a choisi les spécifications suivantes :



1. Déterminer le jeu entre la bague extérieure du roulement et l'alésage :

- Jeu mini
- Jeu maxi

2. Déterminer le serrage entre la bague intérieure du roulement et l'arbre :

- serrage mini
- serrage maxi

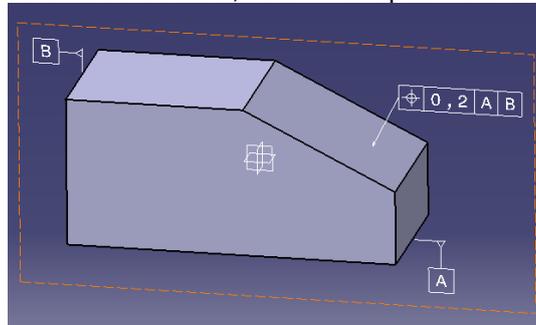
3. Convertir la cote de diamètre de l'arbre pour avoir un diamètre nominal centré

3 - TOLERANCEMENT PAR ZONE DE TOLERANCE

3 - 1 Principe d'association

3 - 1 - 1 Représentation numérique de la cotation

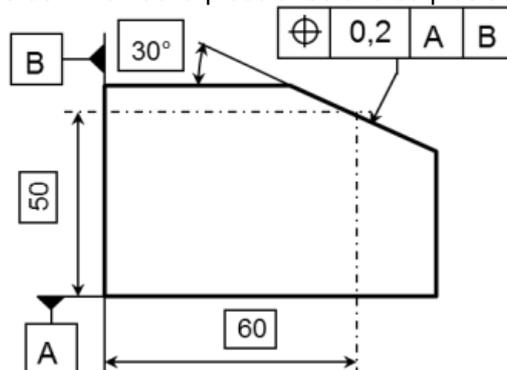
Aujourd'hui, la cotation est directement représentée sur le modèle CAO 3D. Les dimensions nominales et les angles sont définis par le modèle nominal. Les valeurs peuvent être mesurées directement sur le modèle CAO. Il n'est pas nécessaire de mettre les cotes encadrées et les angles dans le 3D. Par contre, ces cotes encadrées seront éditées sur les documents papier pour les différents utilisateurs, notamment pour l'atelier.



Certains logiciels de métrologie peuvent lire les spécifications définies dans le modèle 3D et générer automatiquement la gamme de mesure des pièces pour établir la conformité de chaque spécification en se basant sur les dimensions du modèle nominal.

3 - 1 - 2 Représentation 2D de la cotation

La cotation est décrite sur le dessin de définition de la pièce avec une ou plusieurs vues.



Toutes les dimensions et les angles nominaux sont indiqués sous forme encadrée.

3 - 1 - 3 Vocabulaire de cotation

Il faut impérativement distinguer les surfaces « idéales » du modèle nominal et les surfaces « avec défaut » de la pièce réelle.

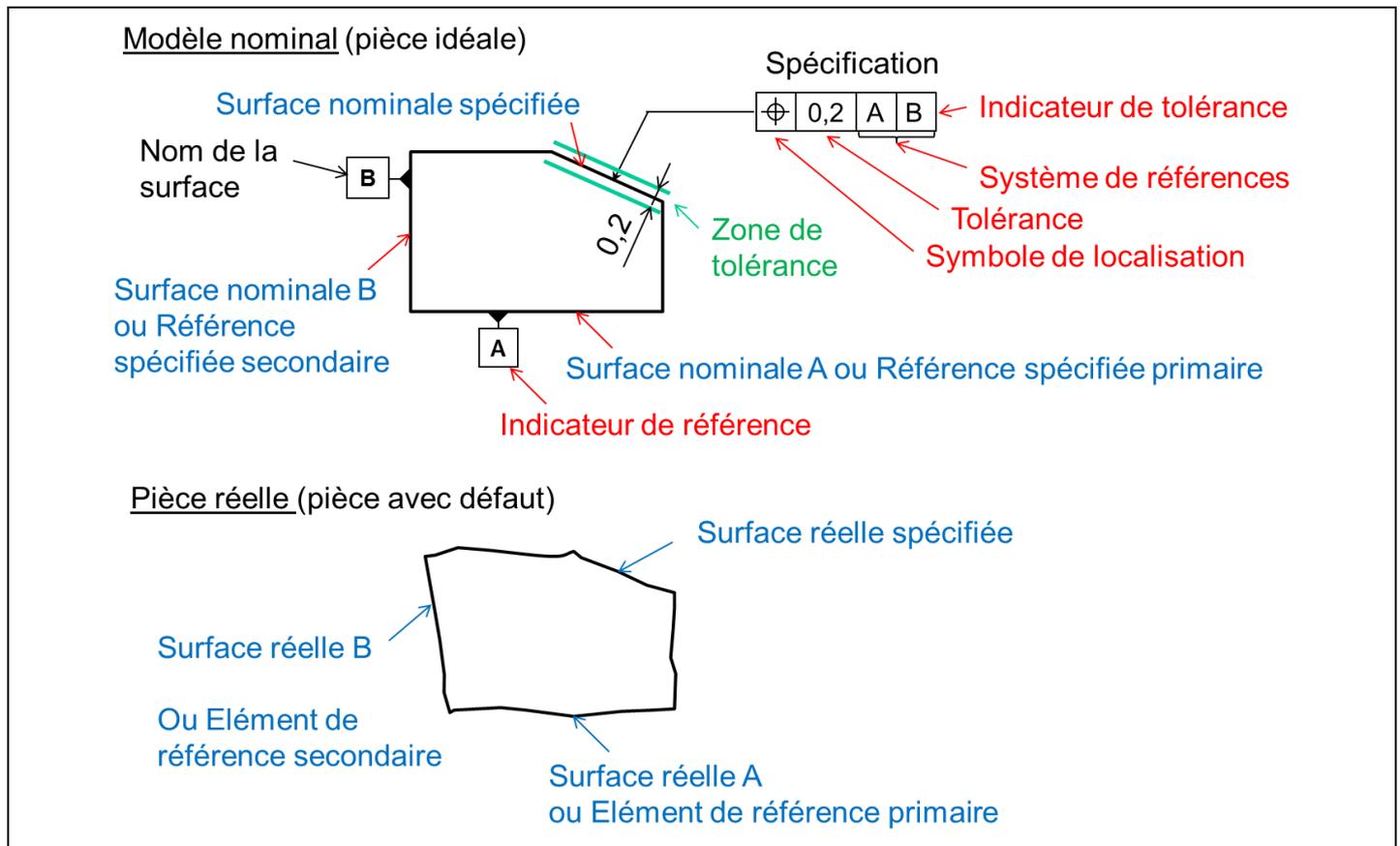
Le dessin de définition indique les différentes spécifications. Chaque spécification porte sur une surface nominale spécifiée à laquelle correspond la surface réelle spécifiée.

L'élément tolérancé doit être dans la zone de tolérance. L'élément tolérancé peut être la surface réelle ou l'axe de la surface réelle ou une surface médiane de la surface réelle.

La spécification mentionne le système de références avec une référence primaire, une référence secondaire et une référence tertiaire. Les indicateurs de référence désignent ces surfaces sur le modèle nominal.

Sur la pièce, les surfaces réelles correspondantes sont aussi appelées les éléments de référence.

La spécification de la figure suivante est une localisation d'un plan. La zone de tolérance est limitée par 2 plans distants de 0,2. Cette zone est centrée sur la surface nominale spécifiée.

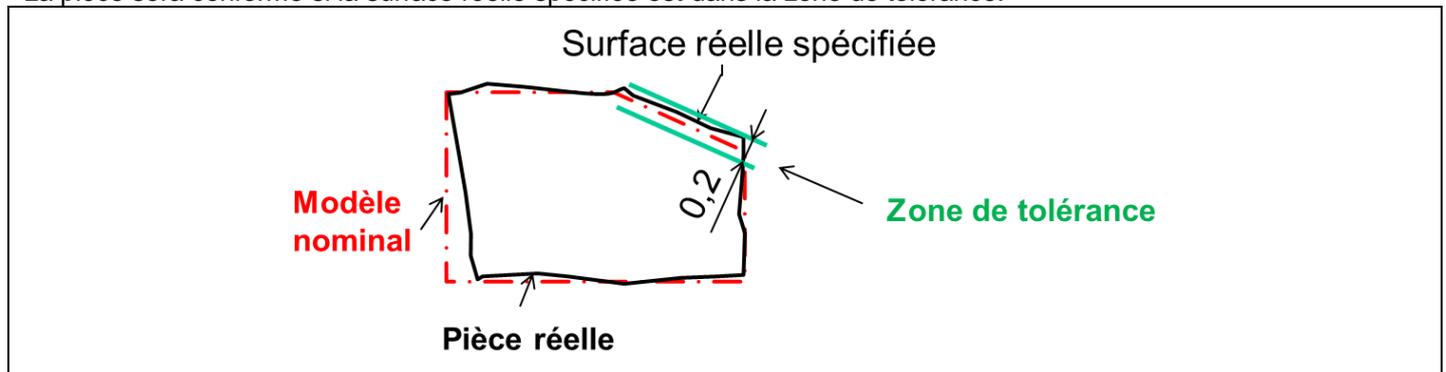


3 - 1 - 4 Principe du tolérancement

Le principe consiste à associer le modèle nominal à la pièce réelle à l'aide du système de références :

- La référence spécifiée primaire est associée à l'élément de référence primaire.
- La référence spécifiée secondaire est associée à l'élément de référence secondaire.
- La référence spécifiée tertiaire est associée à l'élément de référence tertiaire.

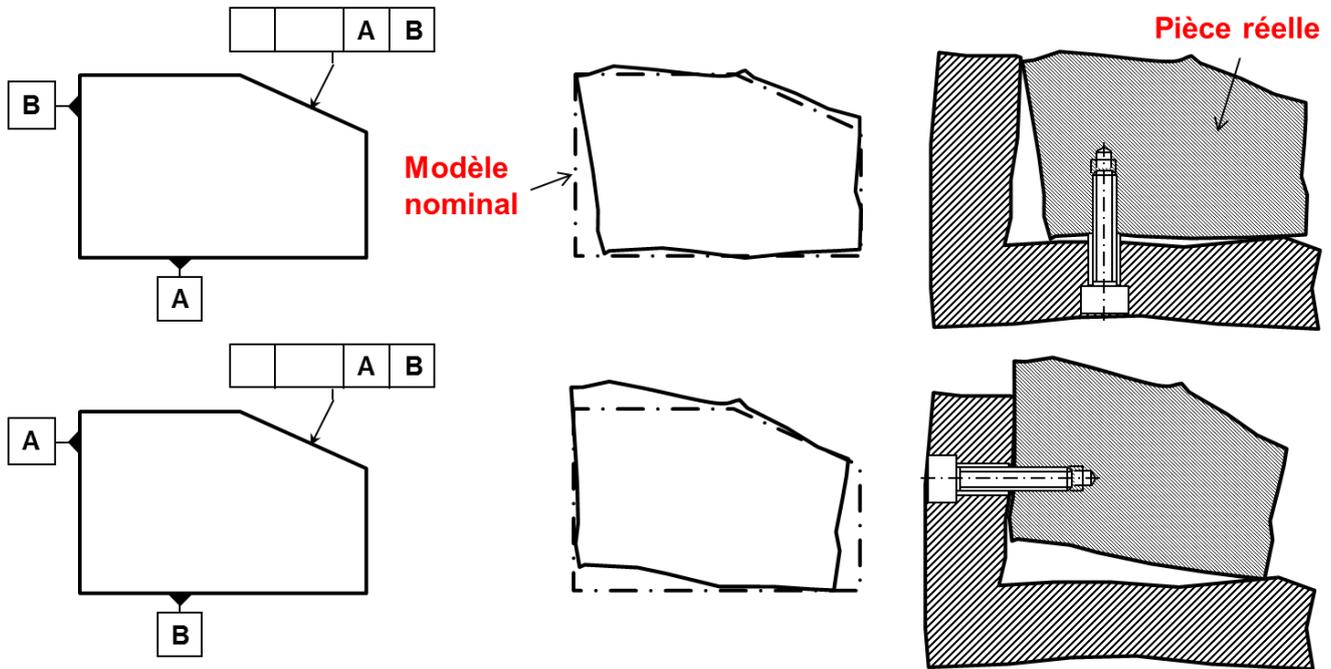
La pièce sera conforme si la surface réelle spécifiée est dans la zone de tolérance.



3 - 1 - 5 Influence de l'ordre des références

Dans cette figure du haut, la référence primaire est le plan horizontal. La référence spécifiée primaire est donc associée à l'élément de référence horizontal. Cette cotation correspond à un assemblage qui plaque les deux plans horizontaux, par exemple à l'aide d'une vis « verticale ».

En bas, la référence primaire est le plan vertical. La référence spécifiée primaire est donc associée à l'élément de référence vertical. Cette cotation correspond à un assemblage qui plaque les deux plans verticaux, par exemple à l'aide d'une vis « horizontale ».

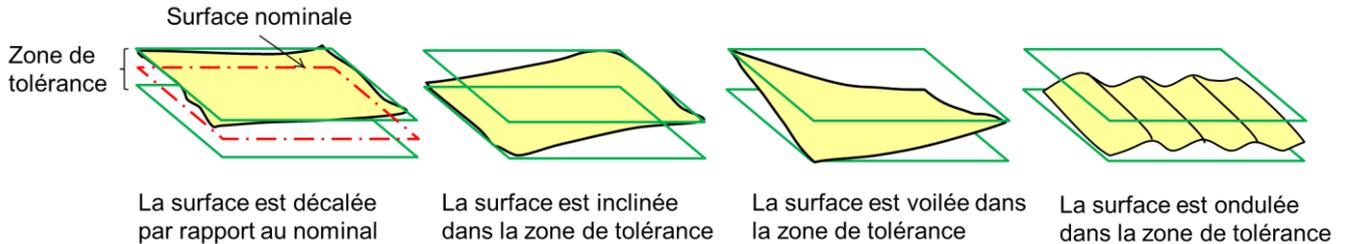


Dans une spécification, l'ordre des références est déterminé par le concepteur en fonction de l'étendue des surfaces en contact et des efforts appliqués dans la jonction. En métrologie, l'ordre des références doit être respecté et ne peut pas être permuté.

3 - 2 Maitrise des défauts

3 - 2 - 1 Défauts permis dans la zone de tolérance

La surface réelle peut occuper toute la zone de tolérance. La surface peut être décalée, inclinée et avoir être voilée ou ondulée, tant qu'elle reste dans la zone de tolérance.



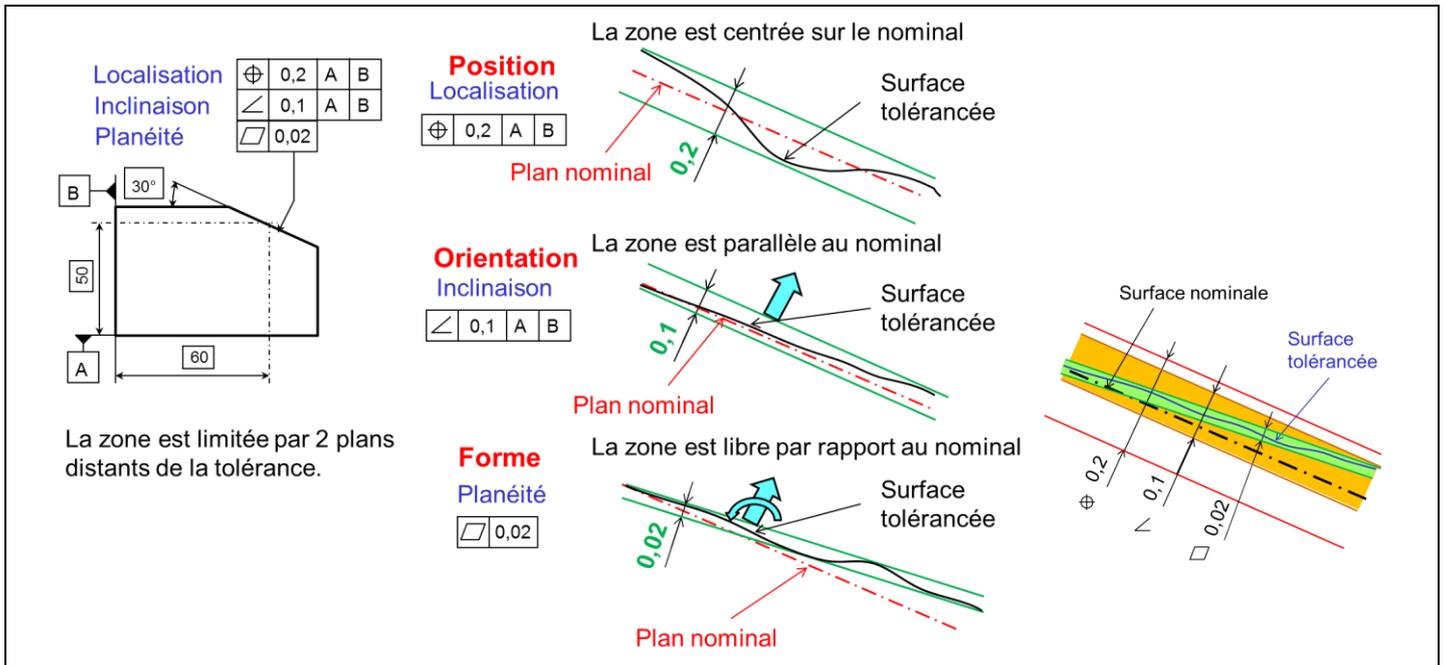
3 - 2 - 2 Spécifications de position, d'orientation et de forme

Ces trois types de spécification permettent de maîtriser les défauts des surfaces réelles avec des échelles différentes :

- En position, la zone de tolérance est centrée sur la surface nominale.
- En orientation, la zone de tolérance est parallèle à la surface nominale
- En forme, la zone de tolérance est libre par rapport à la surface nominale.

Les 3 types de spécification peuvent être cumulés sur la même surface avec des tolérances décroissantes. La surface réelle doit appartenir simultanément aux 3 zones de tolérance avec :

- Une large tolérance de position
- Une faible inclinaison
- Une bonne planéité



3 - 3 Bon emploi des modificateurs

Les spécifications peuvent être complétées par des modificateurs :



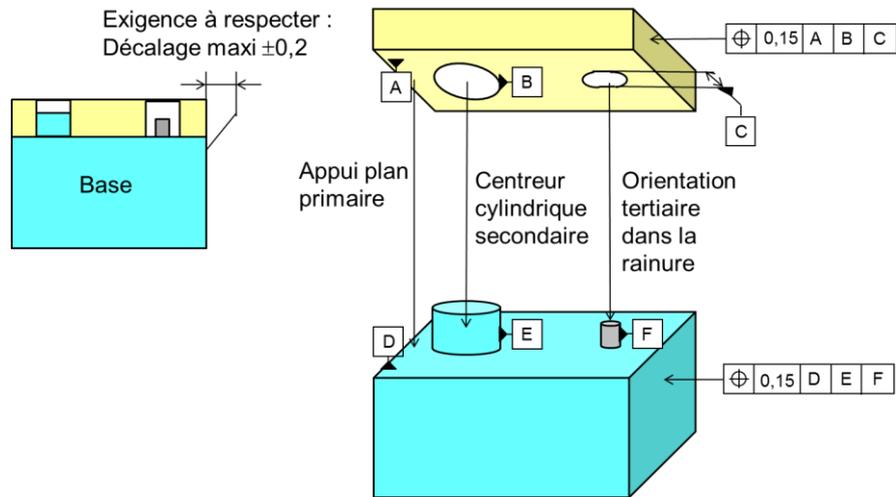
Les modificateurs permettent de définir la spécification qui correspond le mieux possible à la fonction d'une pièce.

	Fonctions	Exemples
Ⓐ Axe réel ou surface médiane réelle	Equilibrage d'un arbre, canalisation d'un flux d'air	
Ⓜ Maximum de matière	Montabilité	
Ⓛ Minimum de matière	Précision des liaisons avec jeu	
ⓐ Axe associé par les moindres carrés	Liaison avec serrage	
Ⓟ Axe associé par les moindres carrés prolongé sur la plage Ⓟ	Liaison avec serrage et porte-à-faux	

4 - ASSOCIATION D'UNE SURFACE NOMINALE A UNE SURFACE REELLE

4 - 1 Détermination du système de références

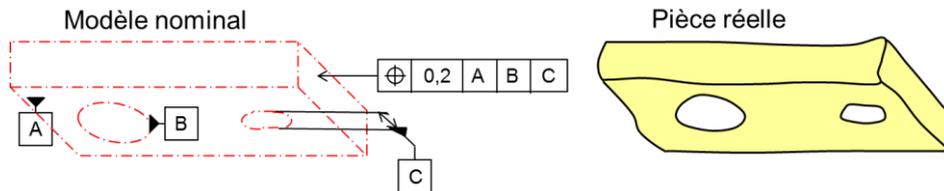
Le système de références décrit les surfaces qui assurent la mise en position des pièces. Le système de références est donc imposé par la conception du mécanisme.



Le plan A est en appui sur le plan D. La pièce peut encore glisser sur la base.
 L'alésage B vient se centrer sur le cylindre E. La pièce peut encore tourner autour de E.
 La rainure C vient se positionner autour du pion F. La pièce est complètement mise en position sur la base.

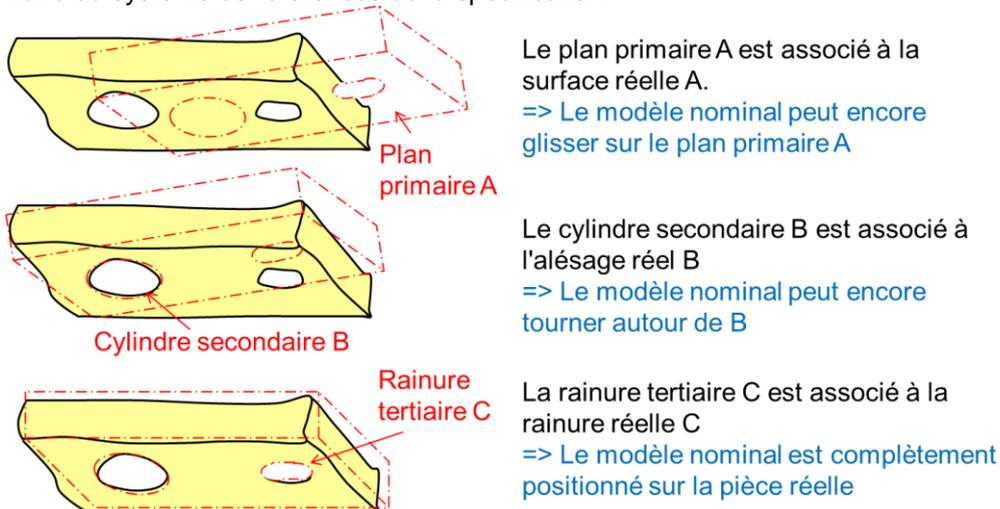
4 - 2 Principe d'association du modèle nominal à la pièce

Le modèle nominal a été défini en CAO. Il représente la pièce idéale et donne toutes les indications de cotation. La pièce réelle a été fabriquée avec des défauts.



Par définition, les surfaces de références appartiennent au modèle nominal. Elles sont donc en orientation et en position « nominales » les unes par rapport aux autres.

L'association se fait indépendamment pour chaque spécification de cotation, impérativement selon l'ordre primaire, secondaire et tertiaire du système de références de la spécification.



Avec les nouvelles normes de 2017, l'association de la surface nominale de référence à la surface réelle correspondante se fait principalement avec le critère des moindres carrés.

4 - 3 Objectif des critères d'association et des modificateurs

Les critères d'association et les modificateurs permettent de définir une cotation qui correspond au comportement des liaisons.

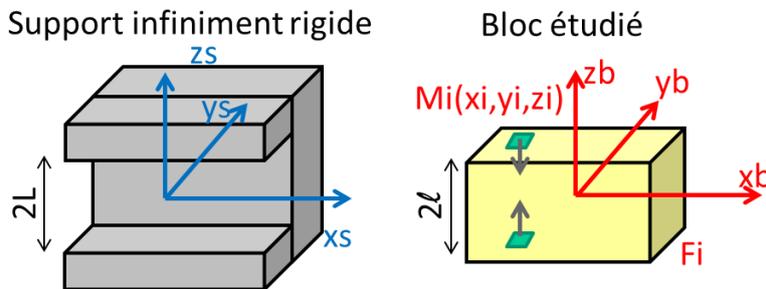
	Fonctions	Exemples
[GE] Extérieur matière des moindres carrés	Contact surfacique	
[GM] moindres carrés moyen	Contact ou assemblage avec serrage ou contraintes	
Ⓜ Maximum de matière	Liaison avec jeu favorable	
Ⓛ Minimum de matière	Précision des liaisons avec jeu (jeu défavorable)	
Ⓟ Moindres carrés sur la projection dans la plage Ⓟ	Liaison avec serrage et porte-à-faux	

4 - 4 Assemblage de deux pièces

4 - 4 - 1 Modélisation mécanique d'une liaison avec serrage

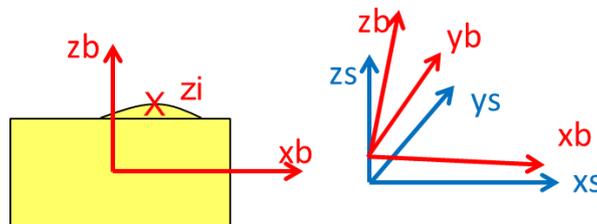
Le critère des moindres carrés correspond à l'équilibre statique d'une pièce dans une liaison avec serrage, en supposant un comportement élastique des surfaces des pièces.

Ce bloc est assemblé dans un support avec serrage. Si les pièces sont parfaites et symétriques, on peut considérer que les déformations élastiques des deux pièces sont symétriques. Les référentiels placés sur les plans médians se superposent. Chaque surface élémentaire du bloc subit une compression en M_i qui génère un effort F_i dirigé vers l'intérieur de la pièce. Cet effort dépend de la largeur $2L$ de la pièce support et de la largeur 2ℓ du bloc.

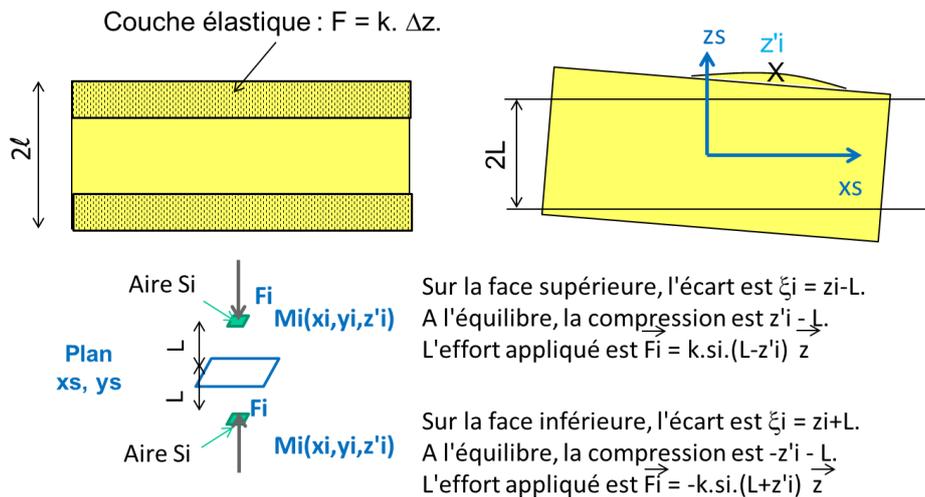


Avec une bosse, les pressions vont évoluer. Le déplacement du repère b par rapport au repère s est caractérisé par le tenseur des petits déplacements avec la translation w et les rotations α et β . Les points du bloc à l'état libre ont pour coordonnées x_i, y_i, z_i dans le repère b.

Avec ce déplacement, les nouvelles coordonnées dans le repère s des points du bloc sont x_i, y_i, z'_i avec $z'_i = z_i + w + \alpha \cdot y_i - \beta \cdot x_i$.



L'équilibre statique est déterminé en supposant que la matière est élastique au voisinage de la liaison avec une raideur k uniforme. Une image simpliste consiste à dire qu'il y a une couche en caoutchouc d'épaisseur uniforme à l'intérieur du bloc.



L'équilibre est assuré si :

- Moment en x = $k \cdot [\sum s_i \cdot (\xi_j \cdot y_i) + w \cdot \sum s_i \cdot y_i + \alpha \cdot \sum s_i \cdot y_i^2 - \beta \cdot \sum (s_i \cdot x_i \cdot y_i)] = 0$
- Moment en y = $k \cdot [\sum s_i \cdot (\xi_j \cdot x_i) + w \cdot \sum s_i \cdot x_i + \alpha \cdot \sum (s_i \cdot x_i \cdot y_i) - \beta \cdot \sum s_i \cdot x_i^2] = 0$
- Résultante en z = $-k \cdot [\sum s_i \cdot (\xi_j) + w \cdot \sum s_i + \alpha \cdot \sum s_i \cdot y_i - \beta \cdot \sum s_i \cdot x_i] = 0$

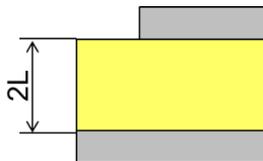
La position d'équilibre est indépendante de la raideur k. De plus, si la liaison est symétrique, la position d'équilibre est indépendante de la largeur L. En effet, une variation de L modifie uniformément la pression. Cette propriété est très intéressante, car elle permet de faire l'association sans connaître la largeur de la pièce en vis-à-vis. Il suffit de prendre une valeur de L quelconque (largeur nominale ou largeur moyenne du bloc).

Si la densité de points est constante, l'aire de la surface élémentaire s_i est la même pour tous les points. Le terme s_i peut être mis en facteur et retiré du système. Le système d'équations devient exactement l'écriture traditionnelle de la méthode des moindres carrés :

- $\sum (\xi_j \cdot y_i) + w \cdot \sum y_i + \alpha \cdot \sum y_i^2 - \beta \cdot \sum (x_i \cdot y_i) = 0$
- $\sum (\xi_j \cdot x_i) + w \cdot \sum x_i + \alpha \cdot \sum (x_i \cdot y_i) - \beta \cdot \sum x_i^2 = 0$
- $\sum (\xi_j) + w \cdot \sum s_i + \alpha \cdot \sum y_i - \beta \cdot \sum x_i = 0$

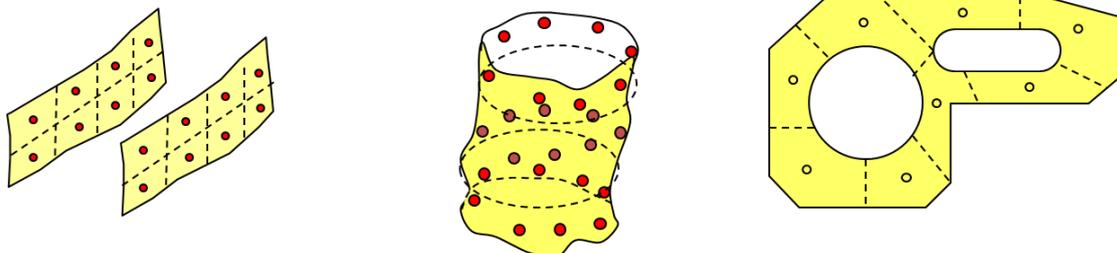
Le résultat est théoriquement indépendant de la largeur L si la densité de points est uniforme. Par contre, il est intéressant de faire varier la largeur L pour minimiser les écarts par rapport à la surface associée, ce qui a pour effet de donner un résultat moins sensible aux variations de densité.

Inversement, si la liaison n'est pas symétrique, la position d'équilibre va dépendre de la valeur de L (largeur de la pièce en vis-à-vis). Le modèle d'association par les moindres carrés avec variation de la dimension n'est donc plus tout à fait correct.

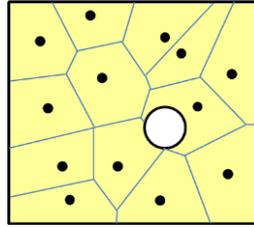


4 - 4 - 2 Préconisation pour l'emploi des moindres carrés

Pour avoir des aires s_i constantes autour des points de mesure, il faut partager la surface en facettes de même aire et palper un point au centre de chaque facette. Cette méthode suppose que tous les points d'une facette ont le même écart par rapport à la surface associée.



Sinon, il faut appliquer les relations complètes en pondérant chaque point par l'aire si de la facette autour du point. L'aire si de chaque facette peut être donnée par exemple par l'algorithme de Voronoï (faces élémentaires limitées par les médiatrices avec des points voisins)



- $\sum s_i.(\xi_j .y_i) + w. \sum s_i.y_i + \alpha. \sum s_i.y_i^2 - \beta. \sum (s_i.x_i.y_i) = 0$
- $\sum s_i.(\xi_j .x_i) + w. \sum s_i.x_i + \alpha. \sum (s_i.x_i.y_i) - \beta. \sum s_i.x_i^2 = 0$
- $\sum s_i.(\xi_j) + w. \sum s_i + \alpha. \sum s_i.y_i - \beta. \sum s_i.x_i = 0$

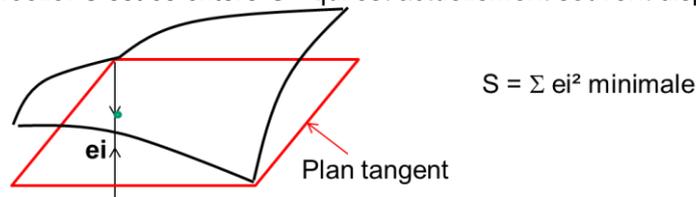
4 - 4 - 3 Conclusion sur le critère des moindres carrés moyen [GM]

Ce critère est le plus pratiqué (et souvent le seul disponible sur les machines à mesurer !).

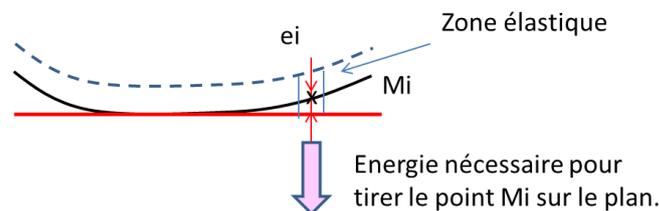
- Il est certifiable (les équations sont très simples et largement diffusées). Il est très facile à exploiter par un simple calcul matriciel.
- Théoriquement, ce critère n'est pas satisfaisant, car le résultat dépend de la répartition des points sur la surface (une surdensification "tire" la surface associée). La solution est donc tout simplement un prélèvement uniforme des points (tout ensemble de point non uniforme introduit une incertitude de mesure) ou la pondération de chaque point en fonction de l'aire de la facette contenant le point.
- Un prélèvement non uniforme introduit donc une incertitude de mesure.
- Le critère des moindres carrés correspond bien à une liaison avec serrage.

4 - 4 - 4 Critère [GE] (Gauss Extérieur matière)

Sur un plan, le critère [GE] correspond à la recherche d'un plan tangent extérieur matière qui minimise la somme des carrés des écarts (attention, ce n'est pas le critère [G+] des moindres carrés suivi d'une translation pour rendre le plan associé tangent à la surface réelle. C'est ce critère G+ qui est actuellement souvent disponible).



En supposant un comportement élastique, le carré de l'écart correspond à l'énergie de déformation. (Une image simpliste consiste à dire qu'il y a une couche en caoutchouc d'épaisseur uniforme sous la surface de la pièce étudiée). Le critère [GE] associe un plan tangent extérieur matière en minimisant l'énergie nécessaire pour tirer la surface réelle sur ce plan (par exemple avec des vis). Ce modèle implique que la surface réelle ne soit pas filtrée et que les trous ne soient pas bouchés par remplissage.



Remarque 1 : ce critère [GE] est sans doute éloigné du comportement réel car la déformation des pièces est plutôt en flexion, avec un degré 3.

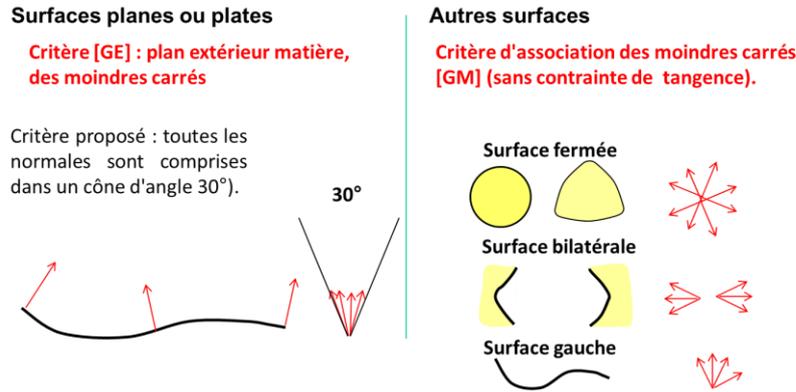
Remarque 2 : Ce critère [GE] n'est pas encore disponible dans les logiciels courants de métrologie. Dans l'attente, il est possible de conserver le critère minimax [CE] ou le critère [G+] qui donnent des résultats très proches pour des plans simples.

4 - 5 Choix du critère d'association

4 - 5 - 1 Préconisation du critère

Dans l'esprit de la norme 5459 prévue en 2018, la figure suivante préconise seulement deux critères, selon que la surface est « plate » ou non. A titre d'indication, une surface peut être considérée comme « plate » si ces normales

peuvent être incluses dans un cône d'angle 30°. Au-delà, la pièce n'est pas simplement « posée » sur l'autre pièce. L'assemblage de deux surfaces peut engendrer des contraintes et des déformations lors de l'assemblage.



Dans les deux cas, la surface associée est la surface nominale. L'association d'un ou de plusieurs cylindres complets, est théoriquement indépendante du rayon si la densité des points est uniforme tout autour de chaque cylindre. Il est par contre intéressant de faire varier les rayons pour minimiser les écarts car le résultat est moins sensible aux variations de densité.

4 - 5 - 2 Spécification du critère

La norme ISO 1101 : 2017 donne les symboles pour désigner les différents critères dans le système de références.

ISO 1101:2017

Symbol	Association
C	Minimax (Chebyshev)
G	Least squares (Gaussian)
X	Maximum inscribed ^a
N	Minimum circumscribed ^a
E	Constrained external to the material
I	Constrained internal to the material

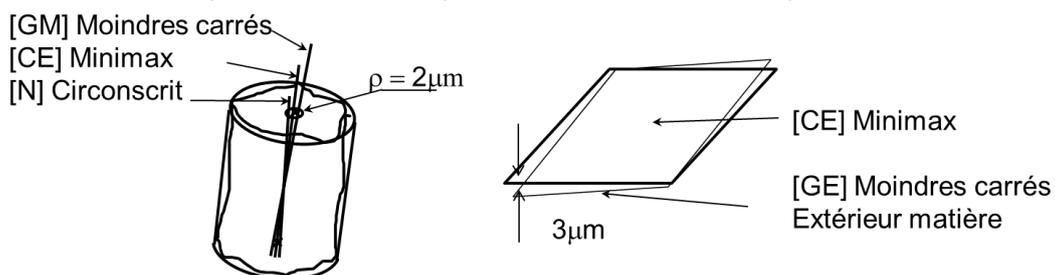
^a Only applies to spherical and cylindrical features for form and features of size for datums.

Cette table ne mentionne pas le critère [GM] Gauss moyen cité dans la norme 5459.

La spécification peut ainsi indiquer directement le critère d'association de chaque référence choisi par le concepteur :



Pour des surfaces de référence primaire de bonne qualité, les résultats sont très proches.



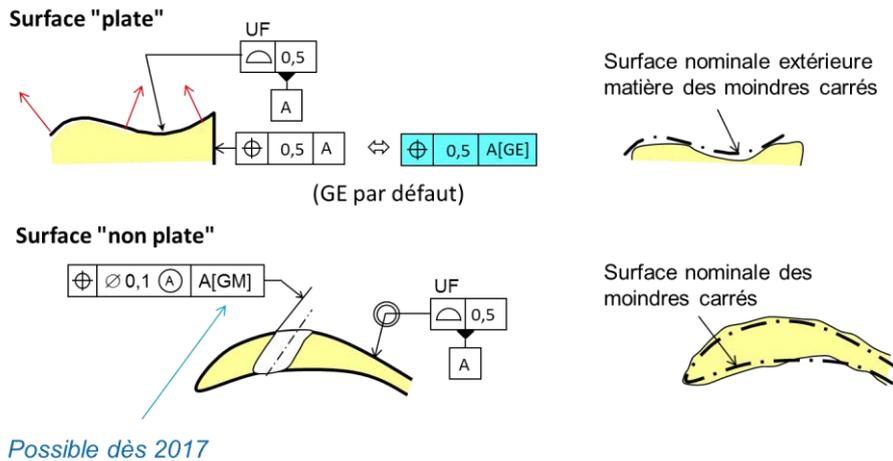
4 - 5 - 3 Critère par défaut donné par la norme 5459

Lorsque le critère n'est pas donné dans le système de références, l'annexe de la norme ISO 5459 impose le critère par défaut. La difficulté est que ces critères ont changé en 2017, selon le tableau ci-dessous :

Critère par défaut	Avant 2018	Après 2018
Plan et Surface quelconque	Minimax [CE]	Moindres carrés extérieur matière [GE]
Alésage Arbre	Inscrit [X] Circonsrit [N]	Moindres carrés [GM] ← Gauss Moyen

Le critère des moindres carrés moyen [GM] convient donc pour les cylindres, les collections de cylindres, les plans parallèles symétriques, etc.. ...).

Dans sa version actuelle, cette norme ne distingue pas les surfaces quelconques « plates » et non plates. Il faut donc ajouter l'indication [GM] pour toute surface de référence quelconque « non plate », car la contrainte extérieure matière est impossible à respecter.

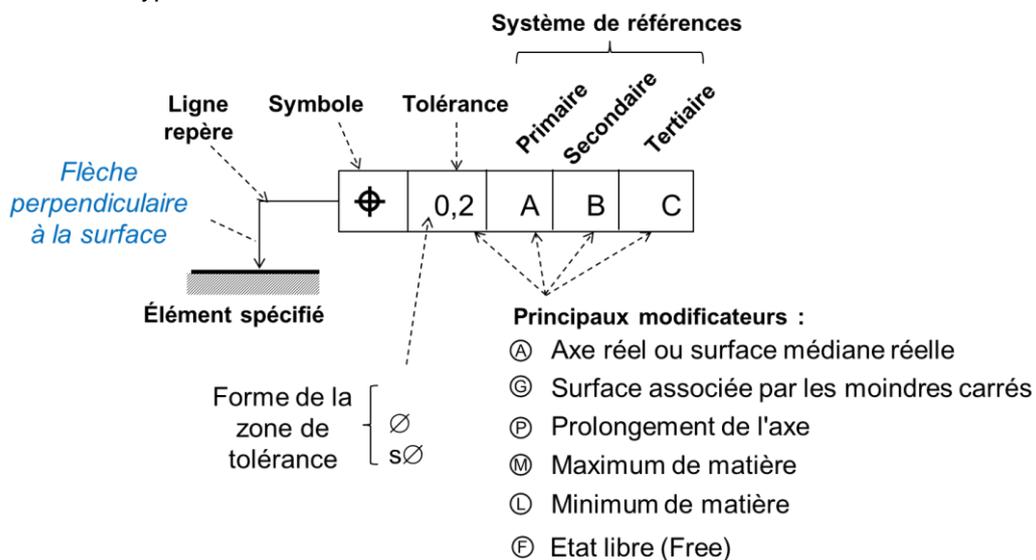


5 - LECTURES DES SPECIFICATIONS GEOMETRIQUES

5 - 1 Démarche de lecture

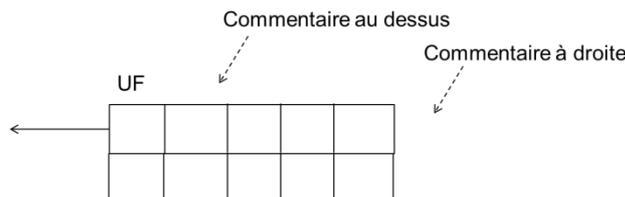
Chaque spécification peut être lue indépendamment des autres spécifications.

Les spécifications sont du type suivant :

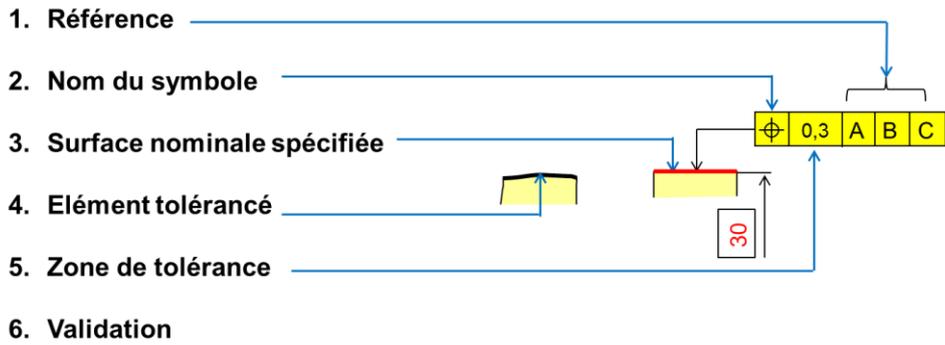


Plusieurs spécifications portant sur les mêmes surfaces spécifiées peuvent être regroupées :

- Les indications et commentaires au-dessus sont communs à toutes les spécifications.
- Les indications et commentaires à droite d'une spécification concerne uniquement cette spécification.



Les spécifications géométriques peuvent se lire en renseignant chacune des 6 rubriques suivantes :



Ce processus est résumé dans la fiche de lecture des spécifications.

5 - 2 Système de références

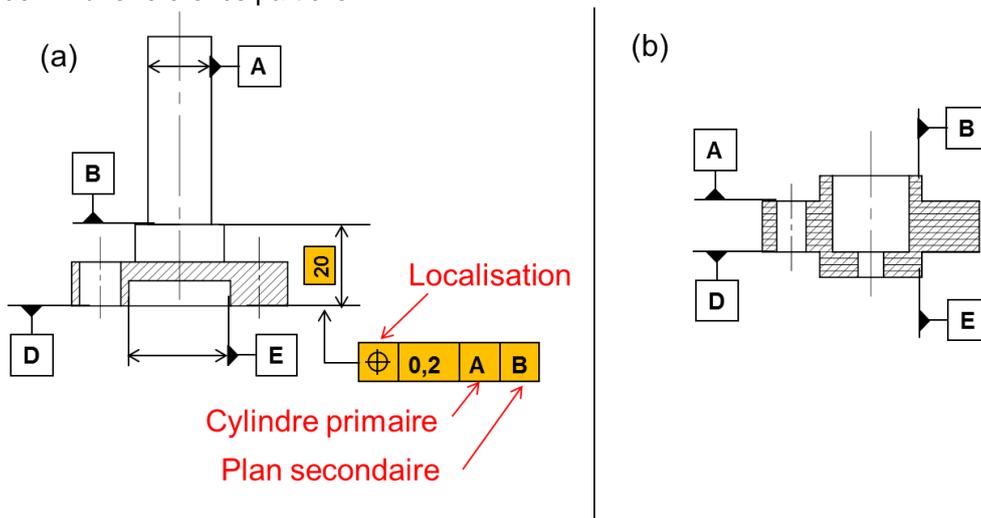
5 - 2 - 1 Désignation des surfaces du système de référence

Chaque spécification est évaluée en associant le modèle nominal à la pièce réelle à l'aide du système de références.

DONNER LE NOM ET LE CRITERE D'ASSOCIATION DE CHAQUE REFERENCE DU SYSTEME DE REFERENCES.

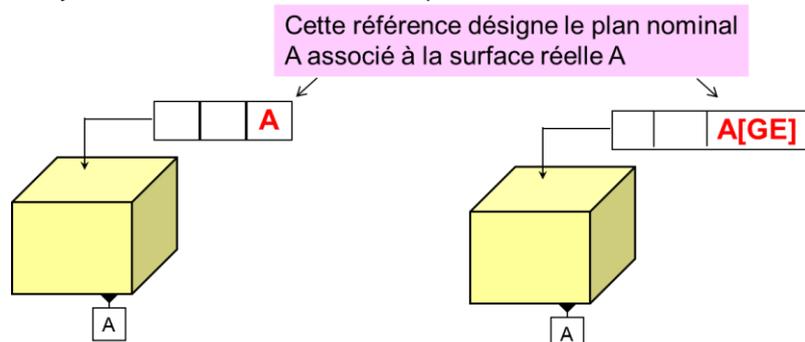
Les surfaces sont désignées sur le modèle nominal. Cela revient simplement à coller une étiquette sur la surface. Une pièce ne peut pas comporter deux surfaces différentes avec la même lettre. Les désignations sont indépendantes entre les pièces.
 Les noms sont les lettres de A à Z (sauf O, M, L, X). la lettre peut être doublée (AA, BB, ..ou triplée AAA, BBB).

Remarque : traditionnellement, pour les cylindres, l'indicateur est placé en face de la cote de diamètre (surface A figure a). La figure (b) montre la désignation du cylindre B directement sur la surface. Il n'y a aucune ambiguïté, car le critère d'association sera défini dans le système de références. Cette référence ne peut pas être une ligne de la peau du cylindre sans définir une référence partielle.



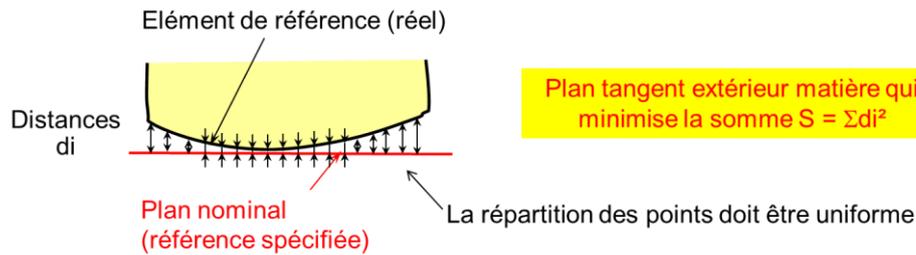
5 - 2 - 2 Association du modèle nominal sur un plan

La spécification comporte un système de références avec un plan.



Depuis 2017, par défaut, le plan nominal est associé à l'élément de référence avec le critère [GE].

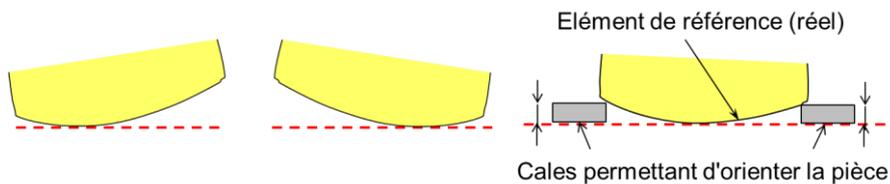
Définition : La surface associée est la surface nominale tangente extérieure matière qui minimise la somme des carrés des distances.



Pour un dessin établi avant 2017, par défaut, le plan nominal est associé à l'élément de référence avec le critère [CE]. (Chebychev extérieur matière)

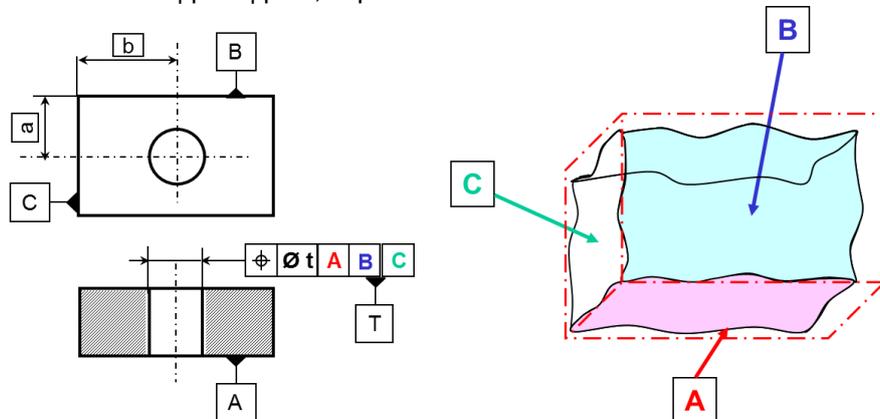
Définition : La surface associée est la surface nominale tangente extérieure matière qui minimise la plus grande distance entre la surface réelle et la surface nominale.

La référence spécifiée peut être simulée en plaçant la pièce sur un marbre. Si la pièce est bombée, elle peut basculer sur le plan tangent. La distance maxi entre l'élément de référence et la référence spécifiée peut être minimisée en plaçant des cales de même épaisseur de chaque côté de la pièce.



Pour une surface de bonne qualité, les deux références obtenues avec les deux méthodes [GE] et [CE] sont très proches.

Pour un système de référence Plan | plan | plan, le processus d'association est le suivant :



Le plan nominal primaire A est associé à la surface réelle A avec [GE].

⇒ Le modèle nominal peut encore glisser sur le plan primaire A

Le plan nominal secondaire B est associé à la surface réelle B avec [GE].

⇒ Le modèle nominal peut encore se translater selon la droite d'intersection de A et B

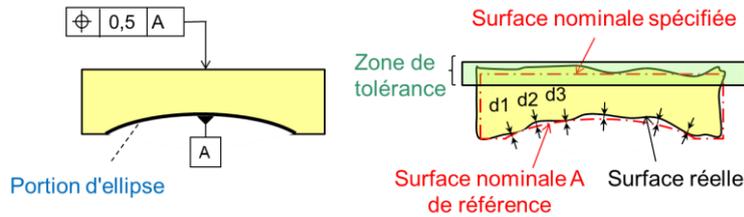
Le plan nominal tertiaire C est associé à la surface réelle C avec [GE].

⇒ Le modèle nominal est complètement positionné. L'axe nominal du trou T et la zone de tolérance $\varnothing t$ centrée sur l'axe nominal sont parfaitement positionnés, pour vérifier si l'axe réel du trou est dans la zone de tolérance.

5 - 2 - 3 Association du modèle nominal sur une surface quelconque

Pour une surface « plate », le modèle nominal est positionné sur la pièce en associant la surface nominale à la surface réelle par le critère [GE] : Surface nominale extérieure matière des moindres carrés.

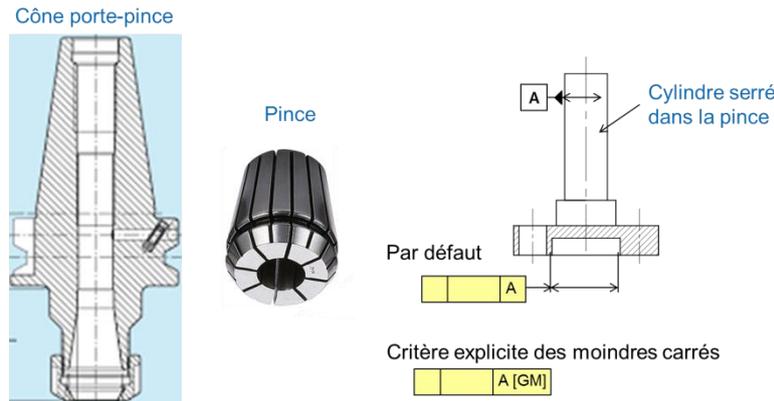
La surface nominale spécifiée est alors parfaitement positionnée sur la pièce réelle pour définir la zone de tolérance et vérifier si la surface tolérancée est dans la zone de tolérance.



Remarque : avec la définition numérique, l'association est possible même sans connaître les cotes encadrées. La définition de « plan de jauge » ou de plan de référence intermédiaire est inutile.

5 - 2 - 4 Association du modèle nominal sur un cylindre avec serrage

Le critère [GM] par défaut correspond uniquement à une liaison cylindrique avec serrage. La figure suivante montre que le support est serré dans une pince.

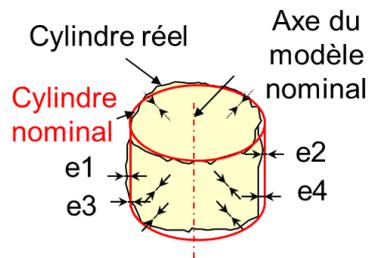


Depuis 2017, la norme impose le critère [GM] par défaut pour les cylindres.

Le cylindre nominal est associé par les moindres carrés au cylindre réel

$$S = \sum e_i^2 \text{ minimale}$$

(avec répartition uniforme des points)



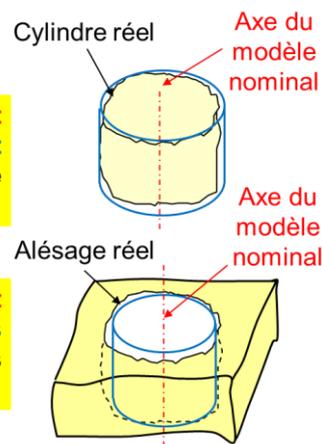
Avant 2017, il y avait 2 critères :

Référence sur un arbre : Circonscrit [N]

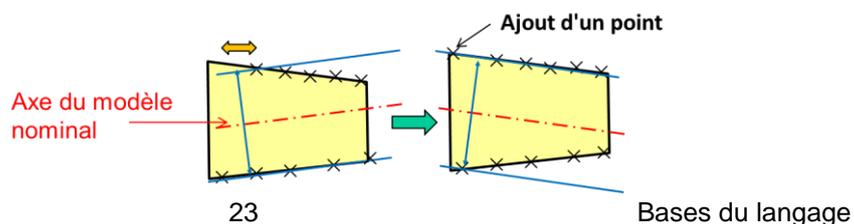
L'axe du cylindre nominal A est centré sur l'axe du plus petit cylindre parfait contenant le cylindre réel

Référence dans un alésage : Inscrit [X]

L'axe du cylindre nominal A est centré sur l'axe du plus gros cylindre parfait contenu dans l'alésage réel



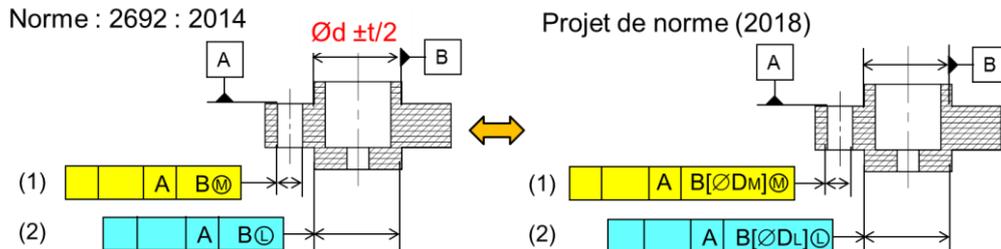
Le problème de ces anciens critères est que la solution peut être très instable selon les points identifiés sur la pièce. La figure ci-dessous montre que l'ajout d'un seul point peut changer sensiblement l'orientation de la référence.



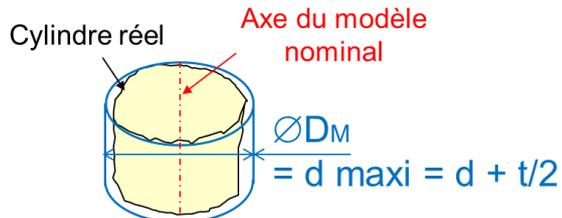
5 - 2 - 5 Association du modèle nominal sur un cylindre avec jeu

Les liaisons avec jeu nécessitent un modificateur \textcircled{M} (maximum de matière) lorsque le jeu est favorable à l'exigence, ou \textcircled{L} (minimum de matière), lorsque le jeu est défavorable.

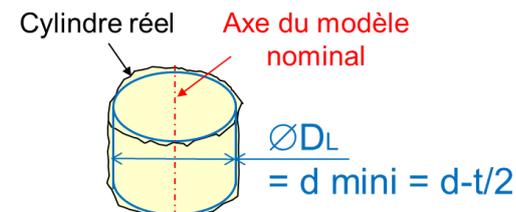
Cette figure montre à gauche la cotation pour une référence B de type « arbre » avec la norme 2692 actuelle et, à droite, avec le projet de norme (prévu pour 2018, à confirmer). Les deux spécifications (1) et (2) sont respectivement équivalentes.



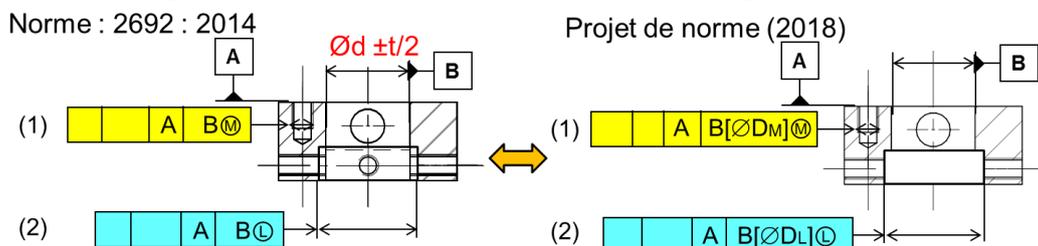
(1) Le jeu sur B est **favorable** pour la montabilité des vis.
=> \textcircled{M} Maximum de matière :
Le cylindre nominal est centré sur un cylindre de diamètre D_M qui doit être **hors matière**



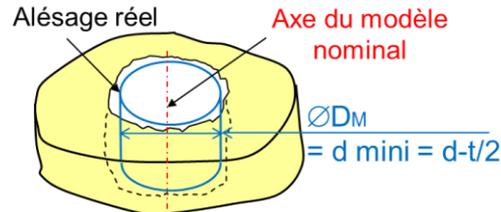
(2) Le jeu sur B est **défavorable** pour la précision de l'assemblage.
=> \textcircled{L} Minimum de matière :
Le cylindre nominal est centré sur un cylindre de diamètre D_L qui doit être **dans la matière**



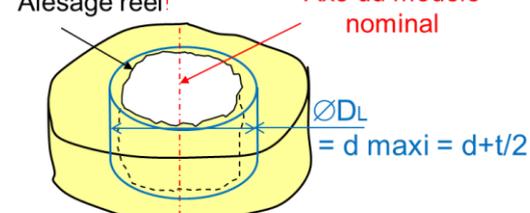
Dans le même esprit, cette figure représente une référence B de type « alésage ».



(1) Le jeu sur B est **favorable** pour la montabilité des vis.
=> \textcircled{M} Maximum de matière :
Le cylindre nominal est centré sur un cylindre de diamètre D_M qui doit être **hors matière**



(2) Le jeu sur B est **défavorable** pour la précision de l'assemblage.
=> \textcircled{L} Minimum de matière :
Le cylindre nominal est centré sur un cylindre de diamètre D_L qui doit être **dans la matière**



Avec la norme actuelle, les règles de calcul des diamètres D_M ou D_L sont récapitulées dans le tableau suivant :

	Maximum de matière Ⓜ	Minimum de matière Ⓛ
Pièce pleine (arbre)	$D_M = d \text{ maxi}$	$D_L = d \text{ mini}$
Pièce creuse (alésage)	$D_M = d \text{ mini}$	$D_L = d \text{ maxi}$

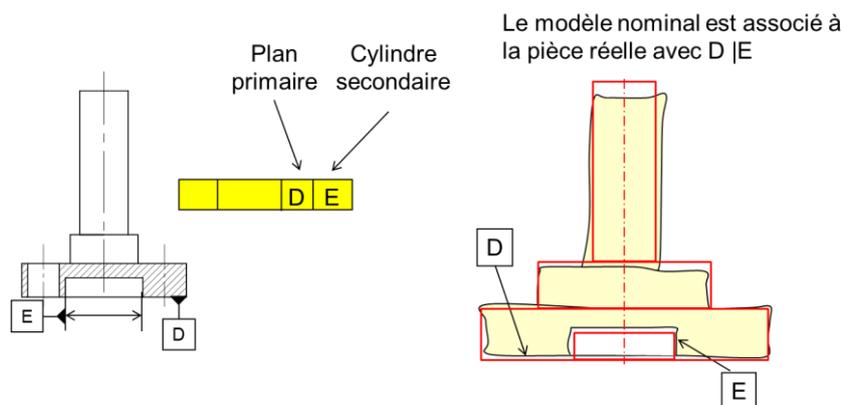
Toutefois, le diamètre de l'état virtuel peut être imposé par une autre spécification.

Face à cette règle un peu compliquée, le projet de norme 2692 : 2018 propose simplement d'indiquer directement le résultat du calcul dans la spécification, ce qui montre que la notion de dimensions locales sur B n'est plus nécessaire.

5 - 2 - 6 Exemple

Dans le cas suivant, pour une spécification avec un système de référence D|E :

- Le plan nominal primaire est associé à la surface réelle D avec le critère [GE]
- Le cylindre nominal secondaire est associé à l'alésage réel E avec le critère [GM]

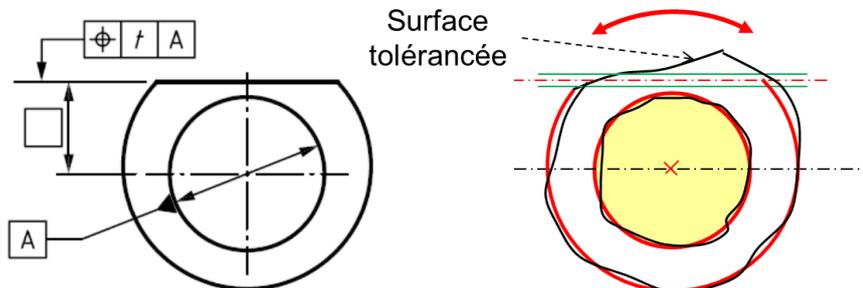


5 - 2 - 7 Système de références incomplet

Le système de références est incomplet s'il ne permet pas de positionner complètement le modèle nominal et la zone de tolérance de la spécification par rapport à la pièce réelle.

Les mobilités résiduelles non bloquées par le système de références permettent de déplacer le modèle nominal et la zone de tolérance pour placer, si possible, la surface réelle tolérancée dans la zone de tolérance (la zone de tolérance est positionnée par rapport à la surface nominale spécifiée).

Le modèle nominal peut être orienté autour de A pour placer, si possible, la surface tolérancée dans la zone de tolérance.



5 - 3 Nom du symbole

Le symbole est donné dans la première case de l'indicateur de tolérance.

DONNER LE NOM DU SYMBOLE DE LA SPECIFICATION.

L'ensemble des symboles définis dans les normes est résumé dans ce tableau, avec un classement en spécification de forme, d'orientation, de position et de battement.

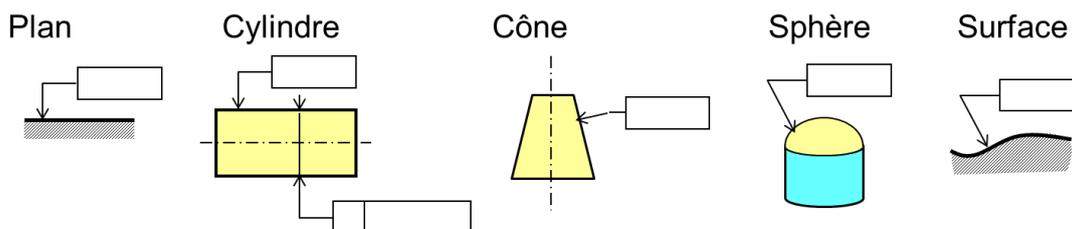
Forme		Orientation		Position	
Désignation	Symbole	Désignation	Symbole	Désignation	Symbole
Rectitude	—	Parallélisme	//	Localisation	⊕
Circularité	○	Perpendicularité	⊥	Concentricité	⊙
Planéité	▭	Inclinaison	∠	Coaxialité	⊙
Cylindricité	⊘			Symétrie	≡
Forme d'une ligne quelconque	⌒	Orientation d'une ligne quelconque	⌒ ><	Position d'une ligne quelconque	⌒
Forme d'une surface quelconque	⌒	Orientation d'une surface quelconque	⌒ ><	Position d'une surface quelconque	⌒

Battement	Battement circulaire		Battement total	
------------------	-----------------------------	--	------------------------	--

5 - 4 Surface nominale spécifiée

La surface spécifiée est indiquée par la flèche issue du cadre de tolérance.

DONNER LA NATURE DE LA SURFACE (PLAN, CYLINDRE, CONE, SPHERE, SURFACE.....), SON NOM (A, B, ..) OU UN PETIT TEXTE POUR L'IDENTIFIER (PLAN SUPERIEUR, FACE D'APPUI DU CARTER...)

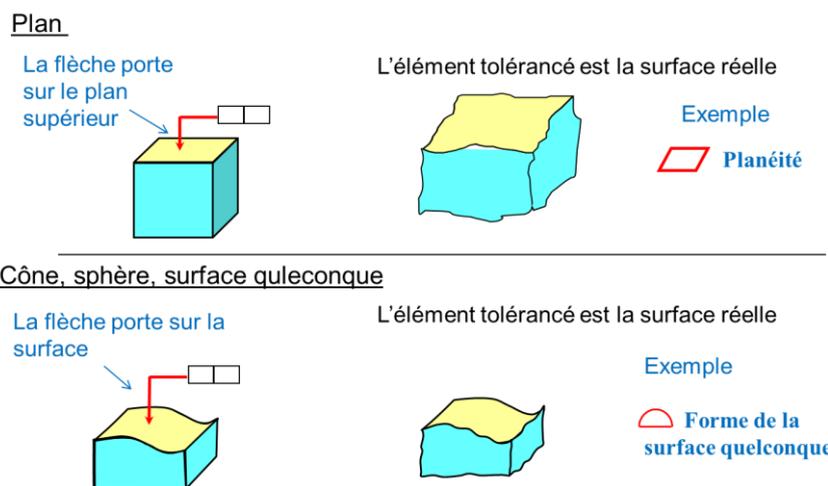


Remarque : Les cônes, les portions de cylindres et de sphères sont considérés comme des surfaces quelconques.

5 - 5 Elément réel tolérancé

5 - 5 - 1 Elément tolérancé pour un plan et ou une surface

L'élément réel tolérancé est l'ensemble des points de la surface spécifiée. L'élément tolérancé doit être dans la zone de tolérance.

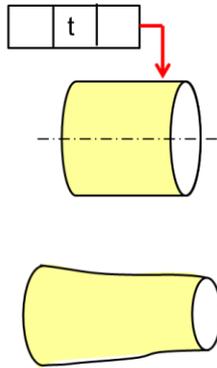


5 - 5 - 2 Elément tolérancé pour un ou plusieurs cylindres

- 1) Lorsque la flèche issue du cadre de tolérance indique un cylindre ou une surface de révolution, sans modificateur ou avec M ou L , l'élément réel tolérancé est la surface réelle du cylindre ou de la surface de révolution.

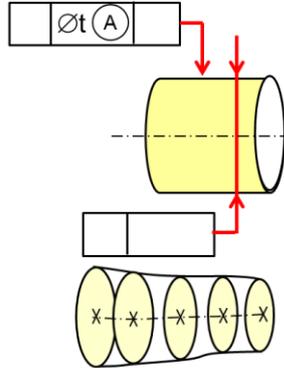
- 2) Lorsque le cadre de tolérance est relié à une cote de diamètre ou lorsque le modificateur $\text{\textcircled{A}}$ est placé à droite de la tolérance, l'élément tolérancé est l'axe réel du cylindre ou de la surface de révolution. L'axe réel est le lieu des centres des sections du cylindre réel associés par les moindres carrés.
- 3) Lorsque le modificateur $\text{\textcircled{G}}$ ¹ est placé à droite de la tolérance, la surface nominale est associée à la surface réelle spécifiée par les moindres carrés. Pour une surface de révolution, lorsque le cadre de tolérance est relié à une cote de diamètre, l'élément tolérancé est l'axe de cette surface nominale associée, limité à l'étendue de cette surface.

1) L'élément tolérancé est la surface du cylindre



L'élément tolérancé est l'ensemble des points de la surface

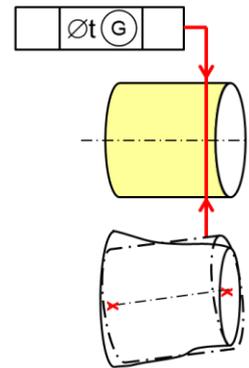
2) L'élément tolérancé est l'axe réel du cylindre



L'axe réel du cylindre est le lieu des centres des sections.

Le centre d'une section est le centre du cercle des moindres carrés.

3) L'élément tolérancé est l'axe de la surface nominale associée par les moindres carrés.



L'axe est limité à l'étendue de la surface nominale.

5 - 6 Zones de tolérance

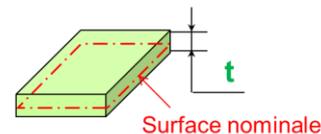
5 - 6 - 1 Zone classique (Sans $\text{\textcircled{M}}$ ni $\text{\textcircled{L}}$) pour une spécification de position

La zone de tolérance est définie par l'ensemble des points dont la distance à la surface nominale est inférieure à la moitié de la tolérance

Sans $\text{\textcircled{Ø}}$

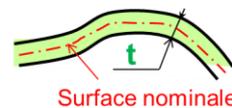
Elément tolérancé Plan

Zone de tolérance comprise en deux plans distants de t , centrée sur la surface nominale



Elément tolérancé Surface

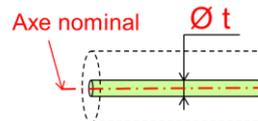
Zone de tolérance comprise en deux surfaces offset de la surface nominale avec un offset de $+t/2$ et $-t/2$.



Avec $\text{\textcircled{Ø}}$

Elément tolérancé linéique

Zone de tolérance cylindrique $\text{\textcircled{Ø}}t$ centrée sur l'axe nominal



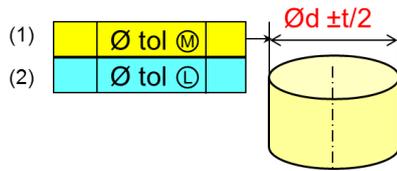
5 - 6 - 2 Zone avec $\text{\textcircled{M}}$ ou $\text{\textcircled{L}}$ pour une spécification de position

Cette figure montre à gauche la cotation pour une surface spécifiée de type « arbre » avec la norme 2692 :2014 et, à droite, avec le projet de norme (prévu pour 2018). Les deux spécifications (1) et (2) sont respectivement équivalentes.

¹ Le modificateur $\text{\textcircled{G}}$ vient d'être introduit dans la norme 1101 :2017, sans décrire les règles d'utilisation pour un cylindre..

Remarque : avec \textcircled{M} ou \textcircled{L} , le choix d'une tolérance $\text{tol} = 0$ est recommandé, car il permet d'augmenter la tolérance au diamètre sans nuire à la fonction.

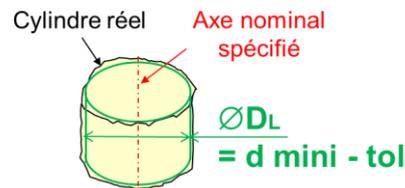
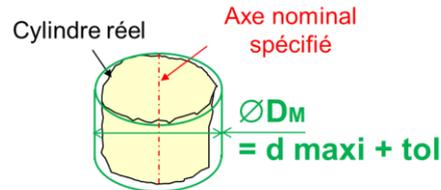
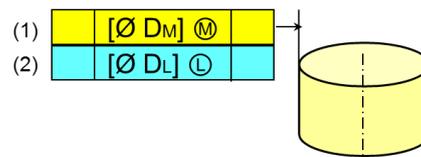
Norme 2692:2014



(1) Le jeu sur le cylindre est favorable pour la fonction.
=> \textcircled{M} Maximum de matière :
La zone de tolérance est à l'intérieur d'un cylindre \textcircled{D}_M , centré sur l'axe nominal spécifié

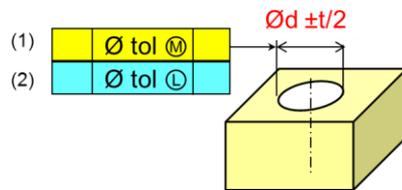
(2) Le jeu sur le cylindre est défavorable pour la fonction
=> \textcircled{L} Minimum de matière :
La zone de tolérance est à l'extérieur d'un cylindre \textcircled{D}_L , centré sur l'axe nominal spécifié

Projet de norme



La cotation pour un alésage est la suivante :

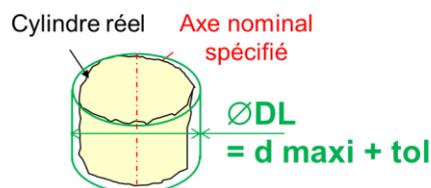
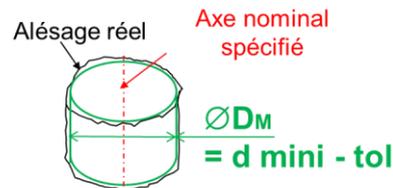
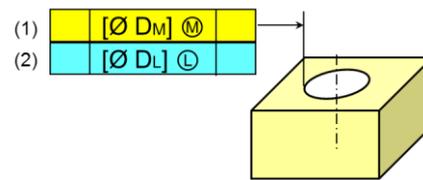
Norme 2692:2014



(1) Le jeu sur le cylindre est favorable pour la fonction.
=> \textcircled{M} Maximum de matière :
La zone de tolérance est à l'extérieur d'un cylindre \textcircled{D}_M , centré sur l'axe nominal spécifié

(2) Le jeu sur le cylindre est défavorable pour la fonction
=> \textcircled{L} Minimum de matière :
La zone de tolérance est à l'intérieur d'un cylindre \textcircled{D}_L , centré sur l'axe nominal spécifié

Projet de norme



Avec la norme actuelle, les règles de calcul des diamètres D_M ou D_L sont récapitulées dans le tableau suivant :

	Maximum de matière \textcircled{M}	Minimum de matière \textcircled{L}
Pièce pleine (arbre)	$D_M = d \text{ maxi} + \text{tol}$	$D_L = d \text{ mini} - \text{tol}$
Pièce creuse (alésage)	$D_M = d \text{ mini} - \text{tol}$	$D_L = d \text{ maxi} + \text{tol}$

5 - 6 - 3 Zone de tolérance de position, d'orientation et de forme

La zone est construite centrée sur la surface nominale selon les règles définies en 5 - 6 - 1 et 5 - 6 - 2. Pour les spécifications d'orientation et de forme, cette zone peut être déplacée pour placer si possible la surface réelle dans la zone de tolérance.

Spécification de position : la zone de tolérance est centrée sur le nominal



Spécification d'orientation : la zone de tolérance est parallèle au nominal

La zone est construite sur le nominal, puis translatée pour placer si possible la surface réelle dans la zone de tolérance.



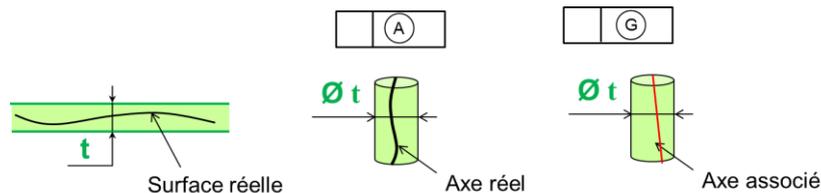
Spécification de forme : la zone de tolérance est libre (pas de référence)

La zone est construite sur le nominal, puis déplacée avec les 6 ddl pour placer si possible la surface réelle dans la zone de tolérance.



5 - 7 Critère de validation

LA SPECIFICATION EST VERIFIEE SI L'ELEMENT TOLERANCE EST CONTENU DANS LA ZONE DE TOLERANCE.



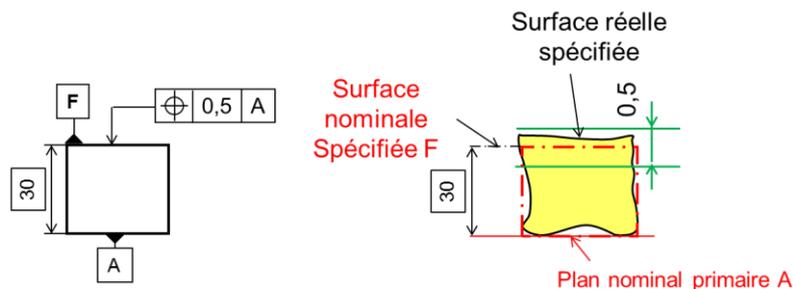
Pour les spécifications de lignes ou de sections, il faut ajouter « POUR CHAQUE PLAN D'INTERSECTION ».

6 - DEFINITION DETAILLEE DES PRINCIPALES SPECIFICATIONS

6 - 1 Spécifications de position

6 - 1 - 1 Localisation d'un plan

En 2D, la localisation impose de placer des cotes encadrées entre l'élément nominal spécifié et les références du système de références pour définir les surfaces nominales.



Références :

Primaire : Plan A, critère [GE] plan extérieur matière des moindres carrés

Nom du symbole : Localisation

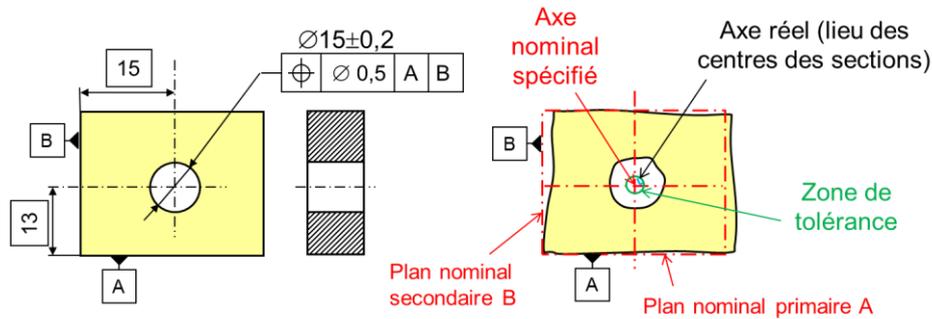
Surface nominale spécifiée : Plan F

Élément tolérancé : Tous les points de la surface

Zone de tolérance : Zone comprise entre 2 plans distants de 0,5, centrée sur la surface nominale

Validation : La spécification est respectée si l'élément tolérancé est dans la zone de tolérance

6 - 1 - 2 Localisation de l'axe d'un cylindre



Références :

Primaire : Plan A, critère [GE] plan extérieur matière des moindres carrés

Secondaire : Plan B, critère [GE] plan extérieur matière des moindres carrés

Nom du symbole : Localisation

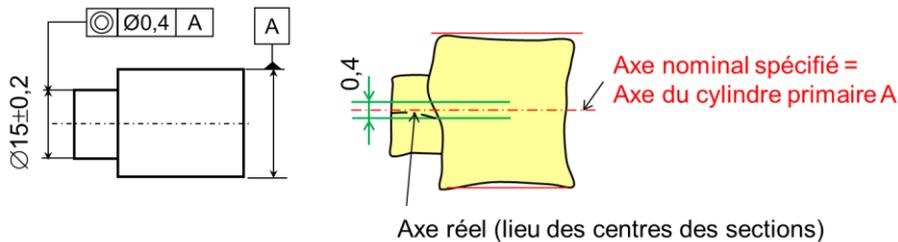
Surface nominale spécifiée : Cylindre $\varnothing 15$

Élément tolérancé : Axe réel (lieu des centres des sections)

Zone de tolérance : Zone cylindrique $\varnothing 0,5$, centrée sur l'axe nominal

Validation : La spécification est respectée si l'élément tolérancé est dans la zone de tolérance

6 - 1 - 3 Coaxialité de deux cylindres



Références :

Primaire : Cylindre A, critère [GM] moindres carrés moyen

Nom du symbole : Coaxialité

Surface nominale spécifiée : Cylindre $\varnothing 15$

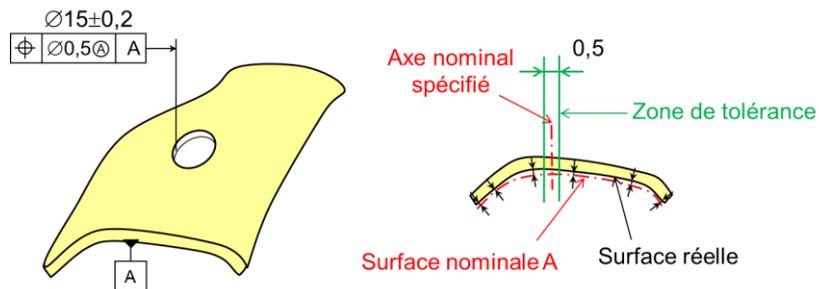
Élément tolérancé : Axe réel (lieu des centres des sections)

Zone de tolérance : Zone cylindrique $\varnothing 0,4$, centrée sur l'axe nominal

Validation : La spécification est respectée si l'élément tolérancé est dans la zone de tolérance

Remarque : Une coaxialité peut être employée lorsque le système de références est de révolution et que la surface spécifiée est coaxiale à cet axe de référence.

6 - 1 - 4 Localisation par rapport à une surface quelconque



Références :

Primaire : Surface nominale A, critère [GE] extérieur matière des moindres carrés

Nom du symbole : Localisation

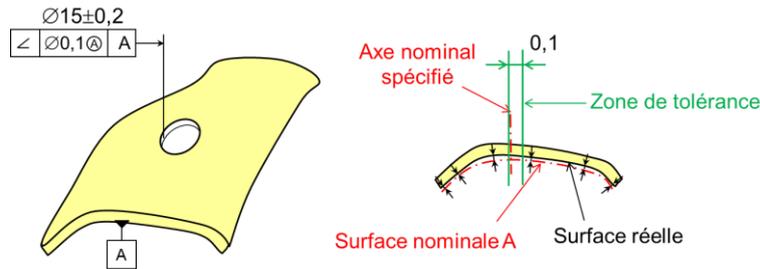
Surface nominale spécifiée : Cylindre $\varnothing 15$

Élément tolérancé : Axe réel (lieu des centres des sections)

Zone de tolérance : Zone cylindrique $\varnothing 0,5$, centrée sur l'axe nominal

Validation : La spécification est respectée si l'élément tolérancé est dans la zone de tolérance

6 - 1 - 5 Inclinaison par rapport à une surface quelconque



Références :

Primaire : Surface nominale A, critère [GE] extérieur matière des moindres carrés

Nom du symbole : Inclinaison

Surface nominale spécifiée : Cylindre $\varnothing 15$

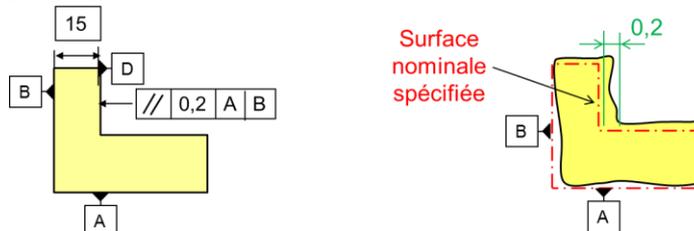
Élément tolérancé : Axe réel (lieu des centres des sections)

Zone de tolérance : Zone cylindrique $\varnothing 0,1$, parallèle à l'axe nominal

Validation : La spécification est respectée si l'élément tolérancé est dans la zone de tolérance

6 - 2 Spécifications d'orientation

6 - 2 - 1 Parallélisme par rapport à une référence secondaire



Références :

Primaire : Plan A, critère [GE] plan extérieur matière des moindres carrés

Secondaire : Plan B, critère [GE] plan extérieur matière des moindres carrés

Nom du symbole : Parallélisme

Surface nominale spécifiée : Plan D

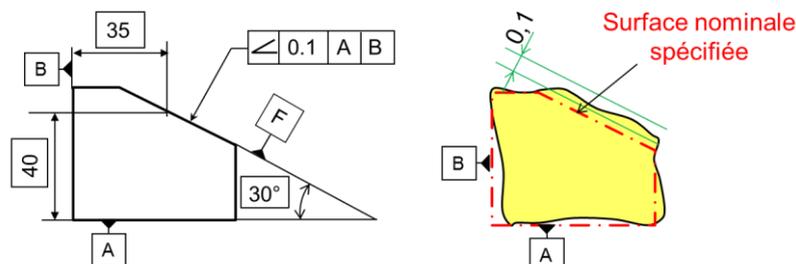
Élément tolérancé : Tous les points de la surface

Zone de tolérance : Zone comprise entre 2 plans distants de 0,2, parallèle à la surface nominale

Validation : La spécification est respectée si l'élément tolérancé est dans la zone de tolérance

Remarque : le symbole d'orientation est choisi en fonction de la référence la plus à droite dans le système de références.

6 - 2 - 2 Inclinaison d'un plan



Références :

Primaire : Plan A, critère [GE] plan extérieur matière des moindres carrés

Secondaire : Plan B, critère [GE] plan extérieur matière des moindres carrés

Nom du symbole : Inclinaison

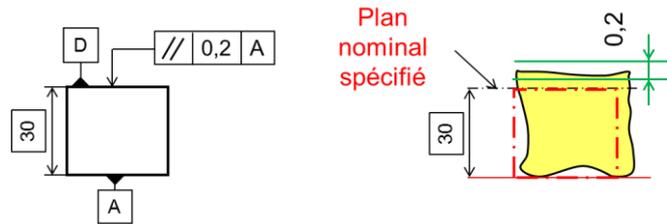
Surface nominale spécifiée : Plan F

Élément tolérancé : Tous les points de la surface

Zone de tolérance : Zone comprise entre 2 plans distants de 0,1, parallèle à la surface nominale spécifiée

Validation : La spécification est respectée si l'élément tolérancé est dans la zone de tolérance

6 - 2 - 3 Parallélisme d'un plan



Références :

Primaire : Plan A, critère [GE] plan extérieur matière des moindres carrés

Nom du symbole : Parallélisme

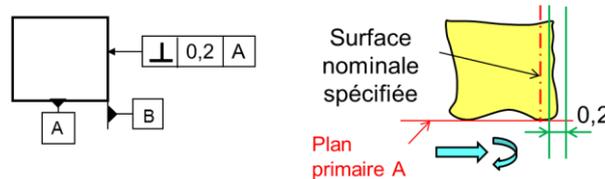
Surface nominale spécifiée : Plan D

Élément tolérancé : Tous les points de la surface

Zone de tolérance : Zone comprise entre 2 plans distants de 0,2, parallèle à la surface nominale spécifiée

Validation : La spécification est respectée si l'élément tolérancé est dans la zone de tolérance

6 - 2 - 4 Perpendicularité d'un plan



Références :

Primaire : Plan A, critère [GE] plan extérieur matière des moindres carrés

Nom du symbole : Perpendicularité

Surface nominale spécifiée : Plan B

Élément tolérancé : Tous les points de la surface

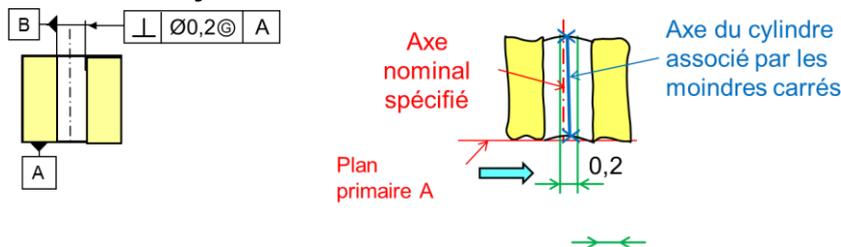
Zone de tolérance : Zone comprise entre 2 plans distants de 0,2, parallèle à la surface nominale spécifiée

Validation : La spécification est respectée si l'élément tolérancé est dans la zone de tolérance

Remarque : le modèle nominal peut glisser librement sur le plan primaire A.

Le plan nominal B est donc mobile. La perpendicularité ajoute une translation de la zone de tolérance dans la direction perpendiculaire à B pour placer si possible la surface réelle B dans la zone de tolérance. (Cette mobilité est redondante dans ce cas).

6 - 2 - 5 Perpendicularité d'un cylindre



Références :

Primaire : Plan A, critère [GE] plan extérieur matière des moindres carrés

Nom du symbole : Perpendicularité

Surface nominale spécifiée : Cylindre B

Élément tolérancé : Axe du cylindre nominal associé par les moindres carrés limité à l'étendue de l'alésage

Zone de tolérance : Zone cylindrique $\varnothing 0,2$, parallèle à l'axe nominal spécifié

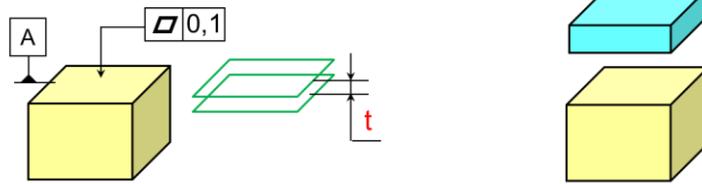
Validation : La spécification est respectée si l'élément tolérancé est dans la zone de tolérance

Remarque : le modèle nominal peut glisser librement sur le plan primaire A.

L'axe nominal B est donc mobile. La perpendicularité ajoute une translation de la zone de tolérance dans toute direction perpendiculaire à B (qui est redondante) pour placer si possible l'axe associé à la surface réelle B dans la zone de tolérance. (Cette mobilité est redondante dans ce cas).

6 - 3 Spécifications de forme

6 - 3 - 1 Planéité d'un plan



Fonction : Garantir la qualité du contact entre 2 plans.

Références : Néant

Nom du symbole : Planéité

Surface nominale spécifiée : Plan A

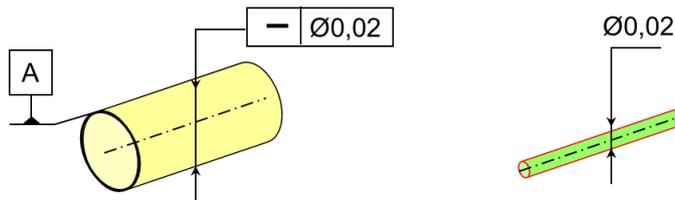
Élément tolérancé : Surface réelle plane A (tous les points de la surface)

Zone de tolérance : Zone comprise en deux plans distants de 0,1

Validation : La spécification est respectée si l'élément tolérancé est dans la zone de tolérance

Remarque : le modèle nominal a une position quelconque. La zone de tolérance est comprise entre deux plans distants de t , centrée sur la surface nominale spécifiée. La zone peut ensuite être déplacée librement (avec les 6ddl) pour placer si possible, la surface réelle spécifiée dans la zone de tolérance.

6 - 3 - 2 Rectitude d'un axe



Références : Néant

Nom du symbole : Rectitude

Surface nominale spécifiée : Cylindre A

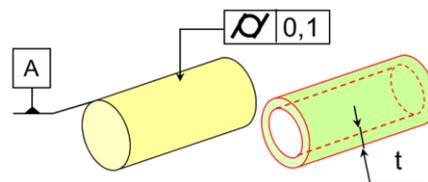
Élément tolérancé : Axe réel (lieu des centres des sections)

Zone de tolérance : Zone cylindrique $\text{Ø}0,02$

Validation : La spécification est respectée si l'élément tolérancé est dans la zone de tolérance

Remarque : le modèle nominal a une position quelconque. La zone de tolérance est cylindrique $\text{Ø}t$, centrée sur l'axe nominal spécifié. La zone peut ensuite être déplacée librement (avec les 6ddl) pour placer si possible, l'axe réel spécifié dans la zone de tolérance.

6 - 3 - 3 Cylindricité



Références : Néant

Nom du symbole : Cylindricité

Surface nominale spécifiée : cylindre A

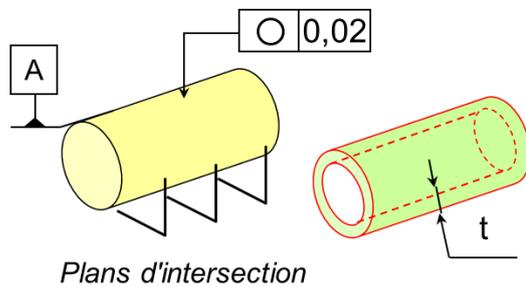
Élément tolérancé : Surface réelle cylindrique A (tous les points de la surface)

Zone de tolérance : Zone comprise en deux cylindres coaxiaux dont la différence de rayon est 0,1.

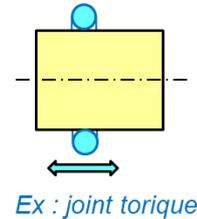
Validation : La spécification est respectée si l'élément tolérancé est dans la zone de tolérance

Remarque : Pour cette spécification, il n'est pas nécessaire d'utiliser le modèle nominal car le diamètre de la zone de tolérance est indépendant du diamètre du cylindre nominal. La zone de tolérance peut-être déplacée librement pour placer si possible la surface réelle dans la zone de tolérance.

6 - 3 - 4 Circularité



Fonction : Garantir le contact selon une ligne perpendiculaire à l'axe



Ex : joint torique

Références : Néant

Nom du symbole : Circularité

Surface nominale spécifiée : cylindre A

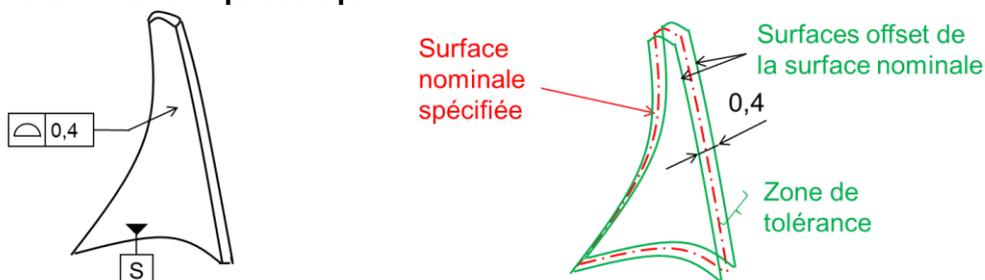
Élément tolérancé : Ligne intersection du cylindre réel avec chaque plan d'intersection perpendiculaire au cylindre(*).

Zone de tolérance : Zone comprise en deux cylindres coaxiaux dont la différence de rayon est 0,1.

Validation : La spécification est respectée si l'élément tolérancé est dans la zone de tolérance pour chaque plan d'intersection

(*) les plans d'intersection sont perpendiculaires à l'axe du cylindre des moindres carrés associé à l'ensemble du cylindre réel A. Les points sont prélevés au voisinage de ce plan. Les diamètres de la zone de tolérance sont indépendants entre les sections.

6 - 3 - 5 Forme d'une surface quelconque



Références : Néant

Nom du symbole : Forme d'une surface quelconque

Surface nominale spécifiée : Surface quelconque S

Élément tolérancé : Surface réelle quelconque S (tous les points de la surface)

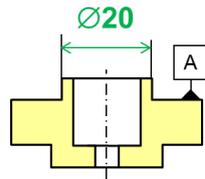
Zone de tolérance : Zone comprise en deux surfaces offsets de +0,2 et -0,2 par rapport à la surface nominale

Validation : La spécification est respectée si l'élément tolérancé est dans la zone de tolérance

Remarque : le modèle nominal a une position quelconque. La zone de tolérance est construite centrée sur la surface nominale spécifiée. La zone peut ensuite être déplacée librement (avec les 6 ddl) pour placer si possible, la surface réelle spécifiée dans la zone de tolérance.

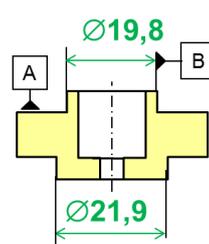
6 - 4 Spécifications au maxi/mini matière

Dans la figure suivante, les spécifications (1) et (2) sont respectivement équivalentes



Si cette pièce virtuelle s'assemble, alors toutes les pièces qui respectent la perpendicularité s'assemblent également.

Toutes les pièces qui respectent cette frontière sont conformes



Si cette pièce virtuelle assure la précision nécessaire de l'assemblage, alors toutes les pièces qui respectent la coaxialité assurent également la précision nécessaire

Toutes les pièces qui ont le même comportement qu'une pièce virtuelle avec la référence B au minimum de matière sont conformes

6 - 5 Battement

6 - 5 - 1 Domaine d'emploi du battement

Définition : Le battement est la variation de la position de tous les points de la surface réelle perpendiculairement à la surface nominale spécifiée.

Définition : L'axe de référence pour le battement est défini dans le modèle nominal par l'axe nominal de la surface spécifiée. Le modèle nominal est positionné par le système de références.

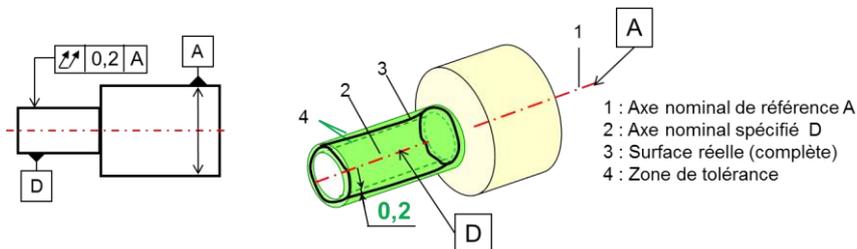
Le plus souvent, le système de références définit une liaison cylindrique ou de révolution nominalement coaxiale à la surface spécifiée. Il est toutefois possible de définir un battement par rapport à tous les types de système de références. La référence peut éventuellement être définie sur la surface spécifiée elle-même pour des applications particulières.

Remarque : l'emploi d'un modificateur Ⓜ ou Ⓛ sur une référence est théoriquement possible mais non défini dans les normes. La vérification serait difficile.

6 - 5 - 2 Battement radial d'un cylindre

Définition : Le battement total radial est la variation de la position des tous les points de la surface réelle par rapport à l'axe nominal spécifié.

La zone de tolérance est comprise entre deux cylindres coaxiaux à l'axe nominal dont la différence de rayon est égale à la tolérance.



Références :

Primaire : *Cylindre A, critère [GM] moindres carrés moyen*

Nom du symbole : *Battement total (radial)*

Surface nominale spécifiée : *Axe nominal du cylindre D*

Élément tolérancé : *Surface réelle cylindrique E (tous les points de la surface)*

Zone de tolérance : *Zone comprise entre deux cylindres coaxiaux à l'axe nominal dont la différence de rayon est 0,2*

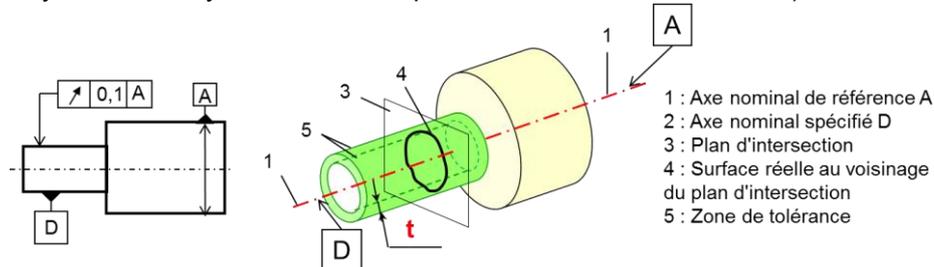
Validation : *La spécification est respectée si l'élément tolérancé est dans la zone de tolérance*

Remarque 1 : Le modèle nominal est positionné par A. L'axe nominal de D est alors défini ($D=A$ dans ce cas simple). La zone de tolérance est centrée sur D

Remarque 2 : Le battement est le cumul du défaut de forme et de la coaxialité, mais est indépendant du diamètre moyen du cylindre réel.

Définition : Le battement circulaire radial est la variation de la position des points de la surface réelle par rapport à l'axe nominal spécifié indépendamment dans chaque plan d'intersection perpendiculaire à l'axe nominal.

La zone de tolérance est comprise entre deux cylindres coaxiaux à l'axe nominal dont la différence de rayon est égale à la tolérance. (Les rayons de ces cylindres sont indépendants d'une section à l'autre).



Références :

Primaire : Cylindre A, critère [GM] moindres carrés moyen

Nom du symbole : Battement total (radial)

Surface nominale spécifiée : Axe nominal du cylindre D

Élément tolérancé : Points de la surface réelle au voisinage de chaque plan d'intersection perpendiculaire à l'axe nominal D

Zone de tolérance : Zone comprise entre deux cylindres coaxiaux à l'axe nominal dont la différence de rayon est 0,1

Validation : La spécification est respectée si l'élément tolérancé est dans la zone de tolérance pour chaque plan d'intersection

Remarque : Les diamètres de la zone de tolérance sont indépendants entre les sections.

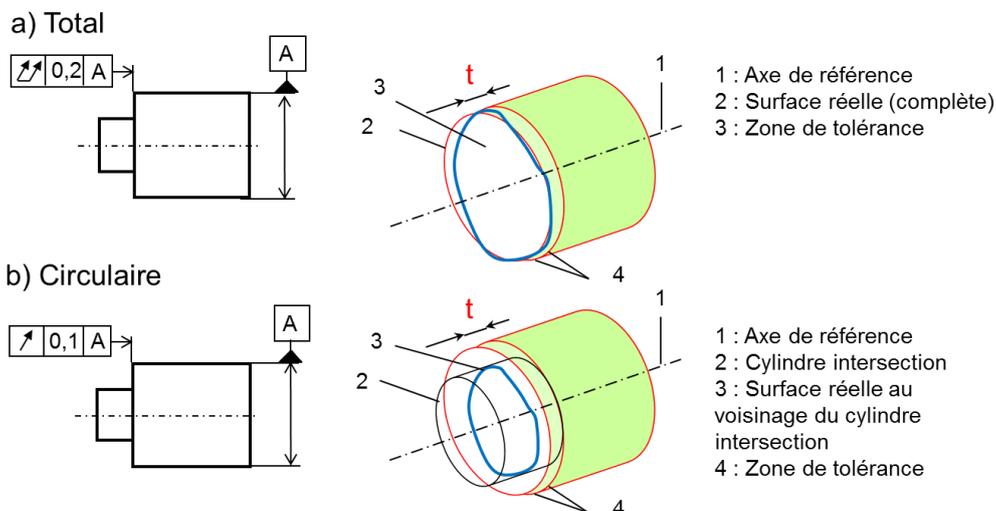
6 - 5 - 3 Battement axial

Définition : Le battement total axial est la variation de la position de tous les points de la surface réelle parallèlement à l'axe nominal spécifié.

La zone de tolérance est comprise entre deux plans perpendiculaires à l'axe nominal distants de la tolérance.

Définition : Le battement circulaire axial est la variation de la position des points de la surface réelle parallèlement à l'axe nominal spécifié. Les points sont prélevés au voisinage d'un cercle centré sur l'axe nominal.

(les positions de la zone de tolérance sont indépendantes d'un cercle à l'autre).

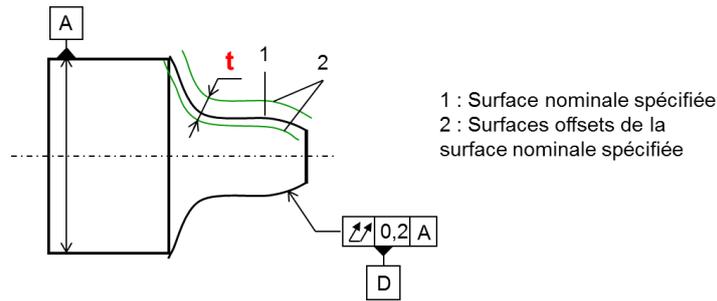


Remarque : le battement total axial est rigoureusement équivalent à une perpendicularité.

6 - 5 - 4 Battement d'un cône ou d'une surface de révolution

Définition : Le battement total est la variation de la position de tous les points de la surface réelle perpendiculairement à la surface nominale spécifiée.

La zone de tolérance est comprise entre deux surfaces offset de la surface nominale dont la différence des offset est égale à la tolérance.



Références :

Primaire : *Cylindre A, critère [GM] moindres carrés moyen*

Nom du symbole : *Battement total*

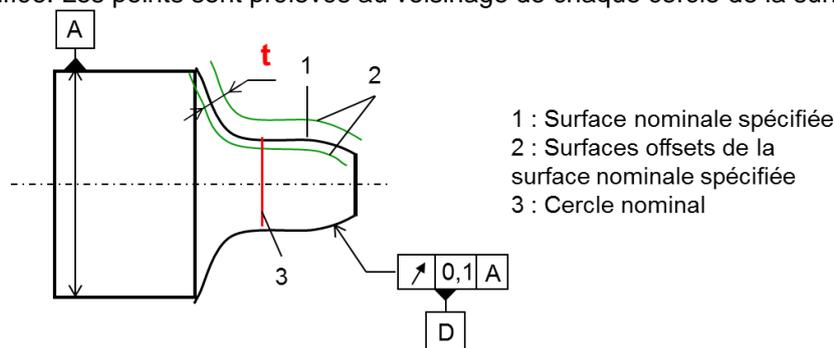
Surface nominale spécifiée : *Surface de révolution D*

Élément tolérancé : *Tous les points de la surface D*

Zone de tolérance : *Zone comprise entre deux surfaces offset de la surface nominale dont la différence d'offset est 0,2*

Validation : *La spécification est respectée si l'élément tolérancé est dans la zone de tolérance*

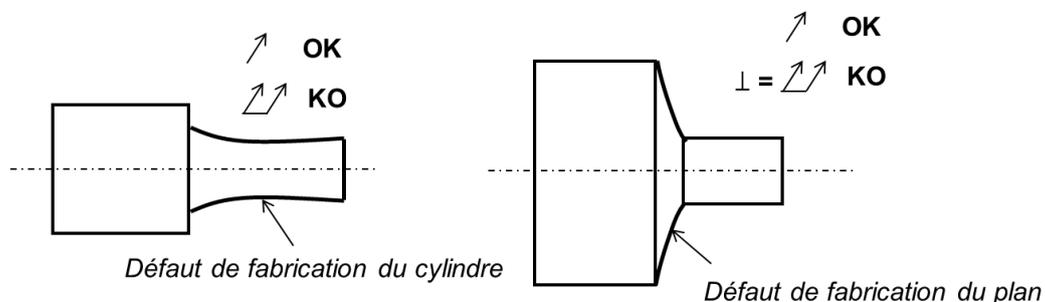
Définition : Le battement circulaire est la variation de position des points de la surface réelle perpendiculairement à la surface nominale spécifiée. Les points sont prélevés au voisinage de chaque cercle de la surface nominale.



Remarque : Les offsets de la zone de tolérance sont indépendants entre les sections.

6 - 5 - 5 Différences entre battement total et circulaire

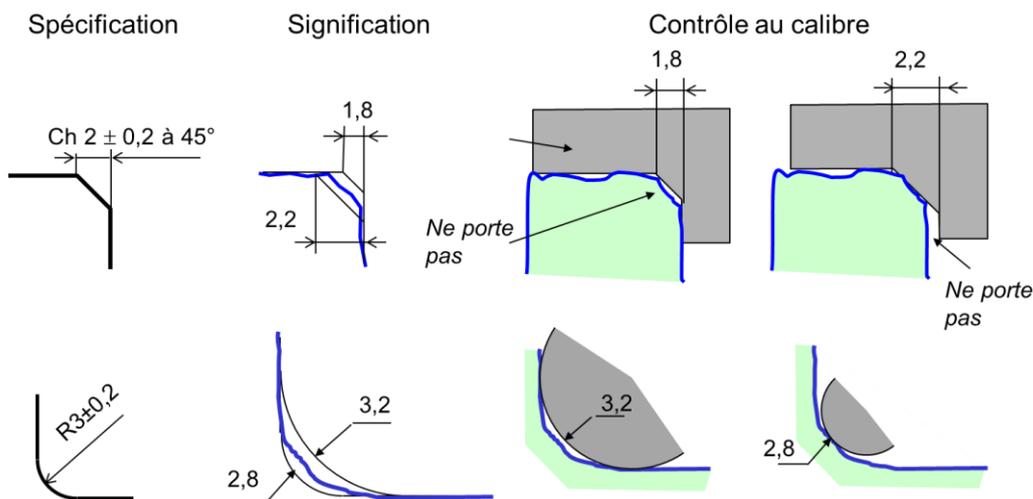
En battement total, la variation couvre toute la surface. En battement circulaire, la variation couvre une petite zone au voisinage d'un cercle de la surface nominale. Le battement simple autorise donc des défauts de forme supplémentaires.



6 - 6 Congé et chanfrein

Les normes ISO ne donnent pas encore de définition précise des chanfreins et des congés. Il faut rester sous la convention classique avec un contrôle au calibre adopté par la norme ASME.

La zone de tolérance est définie dans chaque plan d'intersection perpendiculaire à l'arête par l'espace compris entre le chanfrein (ou le congé) maxi et mini positionné par rapport aux surfaces adjacentes de la pièce.



Remarque : la mesure d'un congé est donnée par le plus petit et le plus grand rayon local. En chaque point du congé réel, le rayon local du congé est le rayon du cercle bitangent aux faces adjacentes qui passe par ce point.

La mesure d'un chanfrein est donnée par le plus petit et le plus grand chanfrein local. En chaque point du chanfrein réel, le chanfrein local passe par ce point et est bitangent aux faces adjacentes.

7 - COTES CONVENTIONNELLES

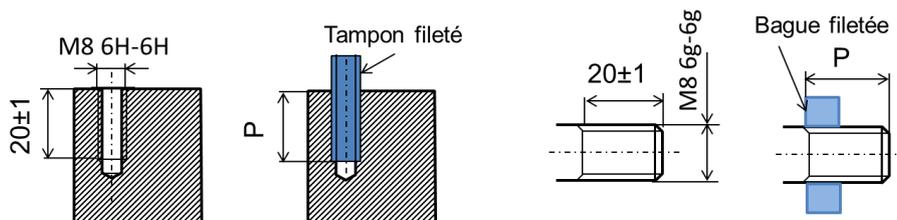
7 - 1 Longueur filetée

Il n'y a rien dans les normes pour définir simplement la profondeur des trous borgnes et des filetages. Cette section présente de manière très simpliste la pratique courante en donnant une définition fonctionnelle.

Dans la figure suivante, la cote spécifie la longueur du taraudage ou du filetage. Le filetage est par ailleurs spécifié avec un ajustement sur le flanc de filet et sur le sommet de filet.

Définition : Le plan de fond de filet est le plan limite perpendiculaire à l'axe du filetage tel que le flanc de filet respecte le profil du filetage au maximum de matière.

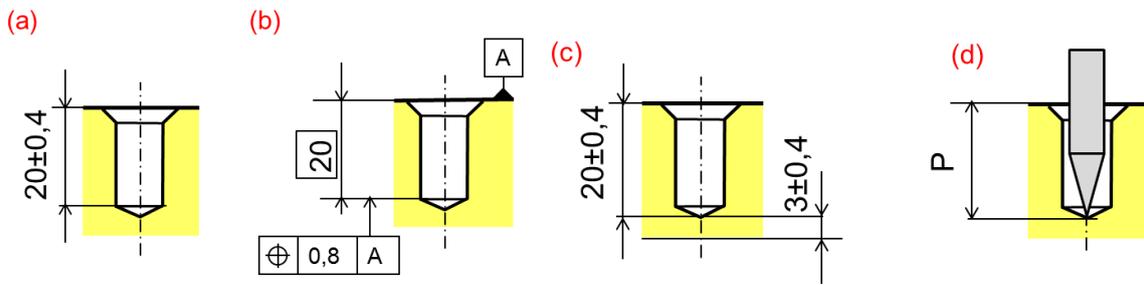
- Le plan limite du taraudage peut être identifié avec un tampon fileté correspondant au taraudage au maximum de matière.
- Le plan limite du filetage peut être identifié avec une bague filetée correspondant au filetage au maximum de matière.



7 - 2 Profondeur d'un trou borgne

La figure (a) représente un trou borgne. La cote représente la distance entre l'arête formée par l'intersection du cylindre et du cône et le plan supérieur. Cette cotation très courante n'est pas tout à fait correcte en raison du chanfrein supérieur. Les distances locales ne peuvent pas être mesurées selon les génératrices du cylindre. En pratique, cette approximation ne pose pas de difficultés majeures au regard de la tolérance assez large. Cette écriture conventionnelle sous forme d'une cote est équivalente à la cotation de la (b) avec une référence sur le plan supérieur (éventuellement définie en zone partielle) et l'arête inférieure.

Dans la figure (c), la cote spécifie le fond du trou borgne. Par convention, il s'agit du point le plus profond du trou borgne qui a souvent une forme indéfinie générée par l'âme du foret. La mesure de la profondeur peut être réalisée avec un tampon pointu (d).



8 - APPLICATIONS

8 - 1 Diamètre avec enveloppe

Texte de la fiche :
Toutes les dimensions locales (distance entre des points face à face) doivent être comprises dans l'intervalle de tolérance

↓

Toutes les dimensions locales (distance entre des points face à face) doivent être comprises **entre 15,98 et 16**.

Texte de la fiche :
Arbre : la surface réelle doit pouvoir être contenue dans un cylindre de diamètre égal au diamètre maxi

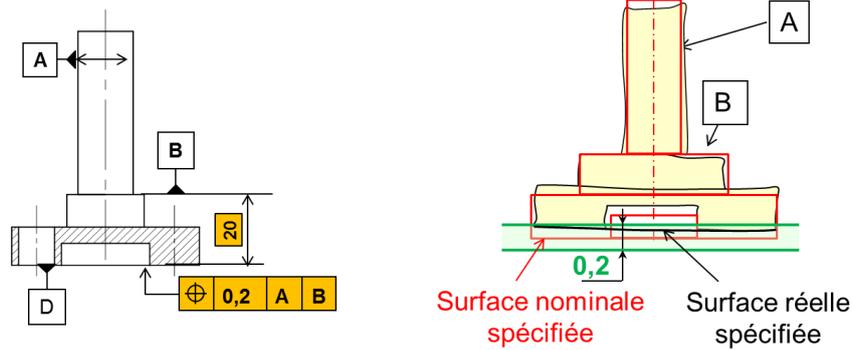
↓

La surface réelle doit pouvoir être contenue dans un cylindre de diamètre **16**

8 - 2 Défaut de forme

Références : Néant
Nom du symbole : Planéité
Surface nominale spécifiée : Plan D
Élément tolérancé : Surface réelle plane D (tous les points de la surface)
Zone de tolérance : Zone comprise en deux plans distants de 0,02
Validation : La spécification est respectée si l'élément tolérancé est dans la zone de tolérance

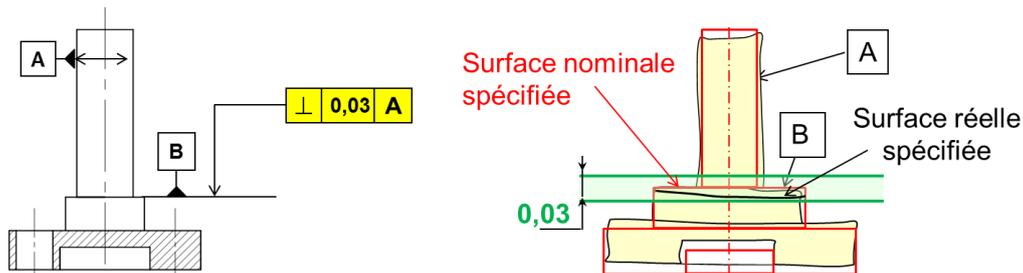
8 - 3 Localisation



Références Primaire : cylindre A, critère [GM] moindres carrés moyen
 Secondaire : plan B, critère [GE] plan extérieur matière des moindres carrés

Nom du symbole	Localisation
Surface nominale spécifiée	Plan D
Élément tolérancé	Tous les points de la surface réelle D
Zone de tolérance	Zone comprise entre deux plans distants de 0,2, centrée sur la surface nominale
Validation	La spécification est respectée si l'élément tolérancé est dans la zone de tolérance

8 - 4 Orientation



Référence	Primaire : cylindre A, critère [GM] moindres carrés moyen
Nom du symbole	Perpendicularité
Surface nominale spécifiée	Plan B
Élément tolérancé	Tous les points de la surface réelle B
Zone de tolérance	Zone comprise entre deux plans distants de 0,03, parallèle à la surface nominale
Validation	La spécification est respectée si l'élément tolérancé est dans la zone de tolérance

Remarque : le modèle nominal est libre en rotation et en translation par rapport à A.

Le plan nominal B est donc encore mobile. La perpendicularité ajoute la même mobilité pour placer si possible la surface réelle B dans la zone de tolérance.