

PARTIE 3 : APPROFONDISSEMENT DES NORMES ISO

1 -	SPECIFICATIONS AU MAXI ET AU MINI MATIERE	77
1 - 1	Approfondissement des dimensions des zones de tolérance au M et L	77
1 - 2	Métrologie au maximum de matière	79
1 - 3	Métrologie au minimum de matière	80
1 - 4	Maximum et minimum de matière sur une surface	84
1 - 5	Application	85
1 - 6	Association du M ou L avec le modificateur P	87
1 - 7	Association du M ou L avec le modificateur G	91
1 - 8	Synthèse	92
2 -	PLANS D'ANNOTATION	93
2 - 1	Indication des plans d'annotation	93
2 - 2	Orientation d'une zone de tolérance	94
2 - 3	Plan d'intersection	98
2 - 4	Plan de collection	101
2 - 5	Élément de direction	101
3 -	MODIFICATEURS D'ASSOCIATION DES REFERENCES	103
3 - 1	Objectif	103
3 - 2	Référence commune symétrique avec [DV]	103
3 - 3	Décalage d'une surface associée par rapport à la surface nominale de référence	107
3 - 4	Translation du nominal par \gg	115
3 - 5	Références partielles mobiles	119
4 -	ELEMENT DE SITUATION	120
4 - 1	Définition d'un élément de situation	120
4 - 2	Libération de degrés de liberté dans un système de références	121
4 - 3	Élément de situation utilisé comme référence primaire	122
4 - 4	Élément de situation dans une plage de projection	123
5 -	ELEMENT DE CONTACT	125
5 - 1	Principe	125
5 - 2	Élément de contact fixe	125
5 - 3	Élément de contact mobile	126
6 -	ZONES DE TOLERANCES PARTICULIERES	128
6 - 1	Zones de tolérances variables	128
6 - 2	Zones de tolérances à décalage imposé par UZ	129
6 - 3	Zones de tolérances à décalage libre avec OZ	130
7 -	TOLERANCEMENT DES PIECES NON RIGIDES	130
7 - 1	Spécifications à l'état libre et contraint	130
7 - 2	Application au contrôle des tubulures	131
7 - 3	Indication de la gravité	132
8 -	FILTRAGE	133
8 - 1	Problématique	133
8 - 2	Application pratique avec CB (Closing Ball)	134

9 -	AUTRES MODIFICATEURS	134
-----	----------------------------	-----

Avertissement

Les normes actuelles sont très pauvres sur les sujets traités dans cette partie. L'objectif de cette partie est donc de décrire le sens fonctionnel des symboles et des modificateurs, de proposer des écritures et des règles de lectures basées sur les besoins fonctionnels et les calculs des chaînes de cotes 3D.

Les normes étant incomplètes, plusieurs propositions sont hors normes et peuvent être critiquables car susceptibles d'être mal « interprétées » par le client ou le fournisseur. Les futures normes apporteront sans doute des compléments ou des alternatives. Il est très important de rester en veille sur l'évolution de ces normes.

Pour répondre aux besoins des entreprises, il faut bien faire quelque chose et apporter des solutions, quitte à fournir des commentaires pour expliciter la combinaison des symboles utilisés.

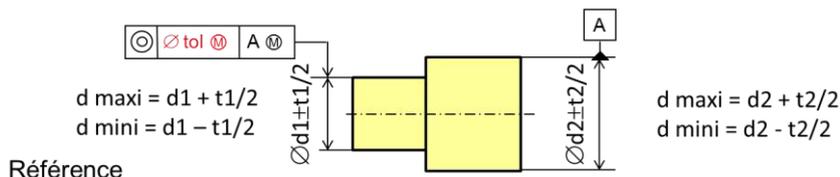
1 - SPECIFICATIONS AU MAXI ET AU MINI MATIERE

1 - 1 Approfondissement des dimensions des zones de tolérance au M et L

1 - 1 - 1 Rappel des règles présentées en partie 1

Les concepts du maximum et du minimum de matière ont été décrits dans la partie 1. Les dimensions des zones de tolérance sont données dans les sections suivantes¹ :

- Section 2-2-3 : exigence de l'enveloppe pour les liaisons primaires
- Section 5-2-5 : règle de calcul des dimensions des zones de tolérance sur les références
- Section 5-6-2 : règle de calcul des dimensions des zones de tolérance sur surfaces spécifiées.



Référence

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

Ou donné par une autre spécification

Élément toléré

Recommandation : $\text{tol} = 0$

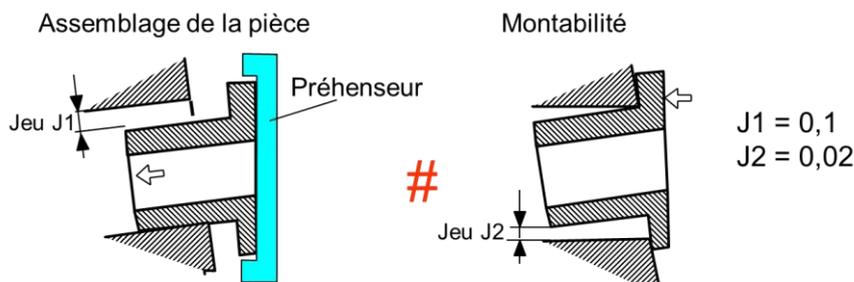
	Maximum de matière M	Minimum de matière L
Pièce pleine (arbre)	$D_M = d_{\text{maxi}} + \text{tol}$	$D_L = d_{\text{mini}} - \text{tol}$
Pièce creuse (alésage)	$D_M = d_{\text{mini}} - \text{tol}$	$D_L = d_{\text{maxi}} + \text{tol}$

1 - 1 - 2 Cas nécessitant une tolérance non nulle au M ou L

Au maximum ou au minimum de matière, il est toujours conseillé de déterminer les jeux maxi et mini dans les liaisons, puis de fixer une tolérance nulle au M ou L , ce qui permet d'allouer la tolérance maximale sur les diamètres.

Il peut cependant être nécessaire d'allouer une tolérance non nulle pour limiter les diamètres et prendre en compte une exigence fonctionnelle supplémentaire.

Dans l'exemple ci-après, le flasque est introduit par un robot dans le carter. Pour faciliter l'insertion, un jeu mini J_1 de 0,1 mm a été fixé. J_1 est la différence des enveloppes des deux pièces. En fin d'assemblage, le plan du flasque vient en appui sur le carter. Le jeu minimal souhaité pour garantir le bon contact plan sur plan est $J_2=0,02$. J_2 est la différence des zones de tolérance au maximum de matière.



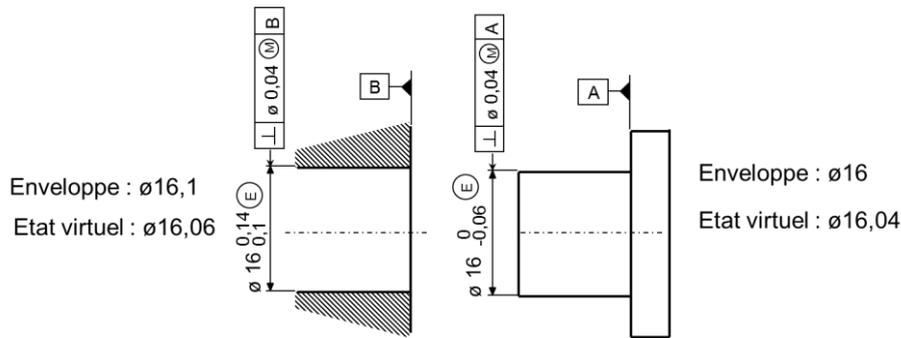
Face à ces deux exigences, la cotation est donnée dans la figure suivante :

- La différence des enveloppes donne bien $J_1 = 0,1$

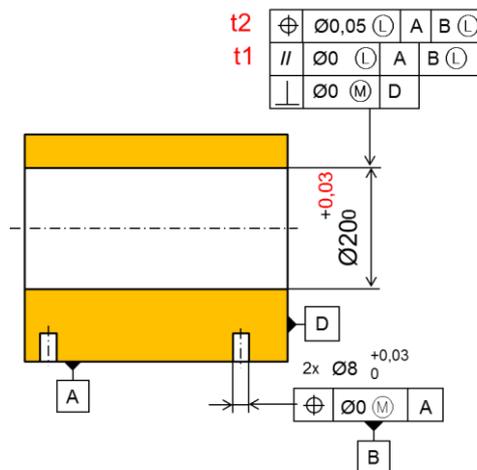
¹ Par ailleurs, le projet de norme 2692 prévoit que les dimensions des zones de tolérance soient indiquées directement dans la spécification. Au passage, cela montre également que les dimensions locales peuvent assez souvent être supprimées.

- La différence des zones de tolérance au maximum de matière donne bien $J2 = 0,04$

Le jeu mini J2 plus petit que J1 permet d'allouer une tolérance de 0,04 à chaque perpendicularité au maximum de matière.



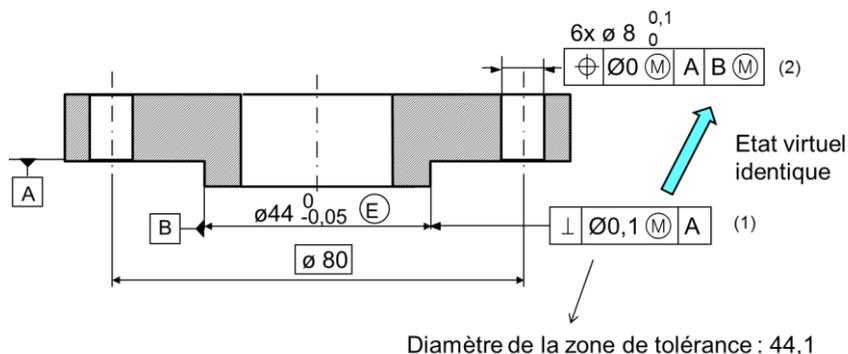
Il est également nécessaire de mettre une tolérance non nulle, s'il faut superposer une spécification d'orientation (avec une tolérance t1 nulle) et une spécification de position (tolérance t2 plus grande, donc non nulle).



1 - 1 - 3 Référence avec une tolérance non nulle

La dernière norme 2692 :2011 a complété la règle rappelée en 1 - 1 - 1, en considérant que si une autre spécification porte sur la référence secondaire par rapport à la même primaire, alors la zone de tolérance de la référence secondaire devait être celle définie par l'autre spécification.

Dans cette figure, pour la perpendicularité (1) de B par rapport à A, le diamètre de la zone de tolérance est donné par diamètre maxi + tolérance soit 44,1. La spécification de localisation (2) possède un système de références A|B. B étant au maximum de matière en secondaire par rapport à A, la zone de tolérance doit être le même que pour la perpendicularité, soit 44,1. Le diamètre de la zone de tolérance de B dans cette référence est donc donné par une autre spécification.



Cette règle est logique, mais en contradiction totale avec le principe d'indépendance de lecture des spécifications. C'est pourquoi la norme 2692 devrait évoluer en indiquant les dimensions des zones de tolérance entre crochets dans la spécification. Les spécifications (1) et (2) deviendront les suivantes :

HORS NORME (1') \perp [∅44,1] (M) A (2') \oplus [∅8] (M) A | B [∅44,1] (M)

1 - 2 Métrologie au maximum de matière

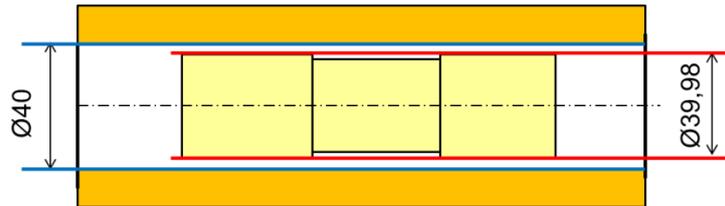
1 - 2 - 1 Maximum de matière sur la surface spécifiée

L'arbre avec les 2 portées cylindriques doit se déplacer dans la douille.

- Le jeu mini désiré est 0,02
- Le jeu maxi désiré est 0,06
- Le diamètre est de l'ordre de 40.

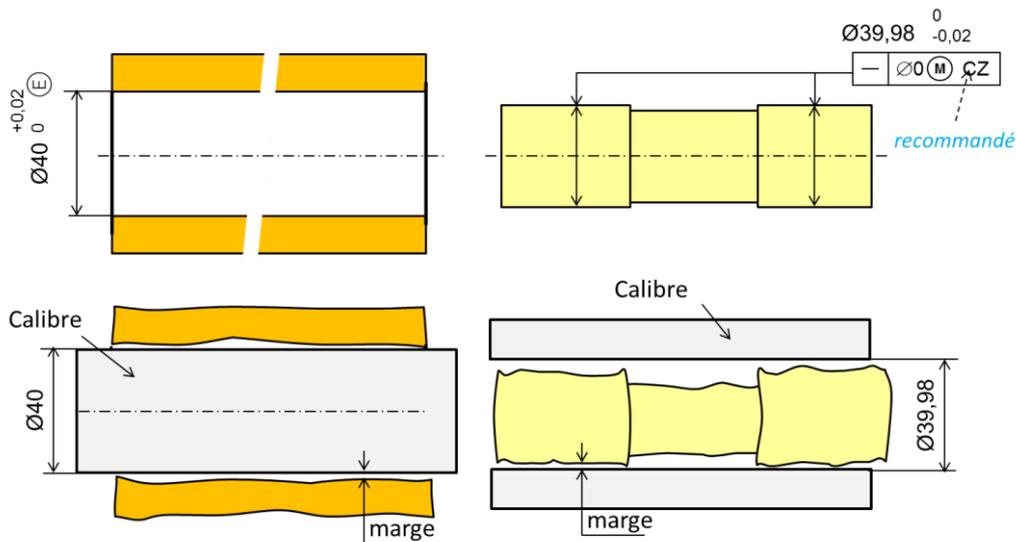
Les exigences de jeu maxi = 0,06 et de jeu mini=0,02 donnent un IT = 0,04 sur le jeu à partager sur les deux pièces, ce qui impose la tolérance de 0,02 sur chaque pièce. Le diamètre mini de l'alésage est choisi à 40.

Les diamètres frontières au maximum de matière qui garantissent un jeu mini sont les suivants :



La cotation obtenue est une rectitude au maximum de matière en zone commune ² ou avec UF pour l'arbre et une enveloppe pour l'alésage. En effet, l'enveloppe correspond exactement à une exigence $\varnothing 0 \text{ (M)}$ pour un cylindre simple.

- Le contrôle de l'enveloppe est assuré par un calibre $\varnothing 40$ qui doit être contenu dans l'alésage.
- Le contrôle de la rectitude est assuré par un calibre $\varnothing 39,98$ qui doit contenir l'arbre



En métrologie tridimensionnelle, le calibre est numérique. La position du calibre est déterminée pour maximiser la marge M qui est la plus petite des marges m_i entre les points P_i de surface réelle et le calibre numérique (la marge en un point P_i est la distance entre ce point de la surface réelle tolérancée et le calibre. $M = \min(m_i)$)

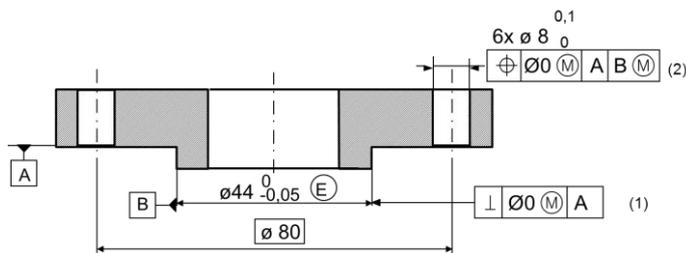
Le résultat de la mesure est cette marge M qui doit être positive ou nulle. La mesure des marges M sur un lot de pièces permet également d'établir la capabilité :

$$C_p = \frac{\text{moyenne des marges du lot}}{3 \times \text{écart type des marges du lot}}$$

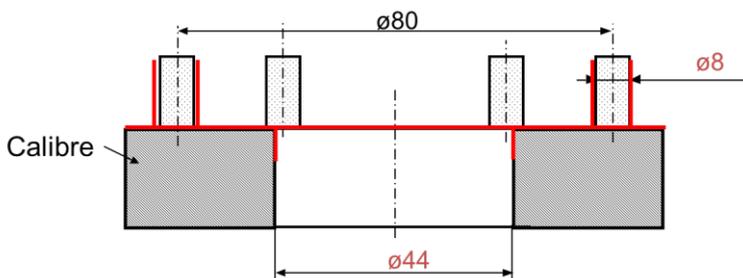
1 - 2 - 2 Maximum de matière sur une référence

Ce chapeau est en appui sur A, centré dans B avec du jeu. Les 6 vis doivent passer dans les trous. La cotation au maximum de matière définit une frontière à ne pas dépasser pour laisser passer les vis.

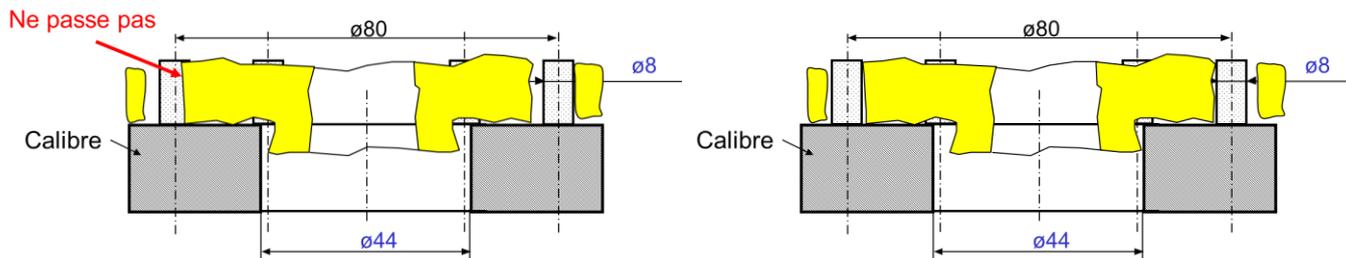
² Au maximum de matière, le CZ est implicite depuis 2015, mais il est préférable de l'écrire pour éviter les ambiguïtés, car cette règle est peu connue. De plus, elle risque d'être supprimée.



Le calibre de contrôle de la localisation (2) comporte un plan d'appui, un alésage de 44 correspondant au diamètre de la zone de tolérance de B dans la perpendicularité (1) (Diamètre maxi + tolérance et 6 piges de diamètre 8 (diamètre mini – tolérance).



L'intérêt du maximum de matière sur la référence est de permettre le déplacement de la pièce dans le calibre pour compenser d'éventuels écarts de position des trous. Sans (M) sur la référence, les zones de tolérance des trous devraient être centrées sur B. (Ce petit déplacement est appelé le flottement. Il correspond à la mobilité entre ce chapeau et le carter permise par le jeu sur B, si B est plus petit que le maximum de matière).



La pièce est conforme si elle se monte sur le calibre.

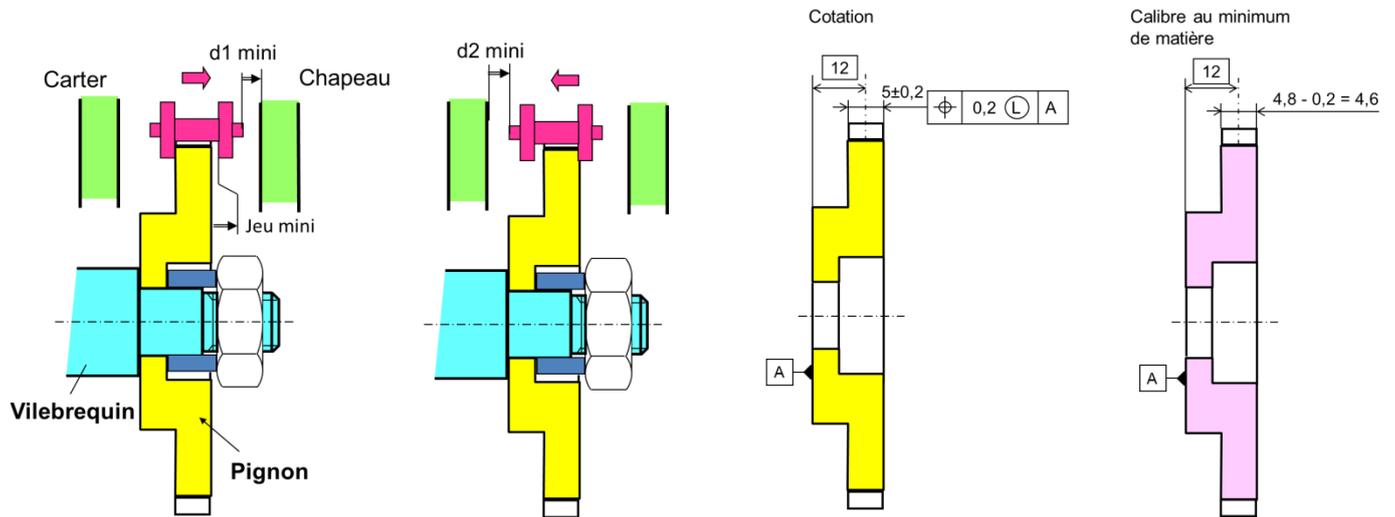
Remarque : La spécification est déclarée non conforme, si les surfaces de références ne rentrent pas dans le calibre.

En métrologie tridimensionnelle, le calibre est numérique. La position du calibre est déterminée pour maximiser la plus petite des marges entre la surface réelle tolérancée et le calibre numérique, tout en garantissant une marge positive ou nulle sur les références. Le petit déplacement du modèle nominal permis par la différence entre la surface réelle B et le calibre est appelé le flottement.

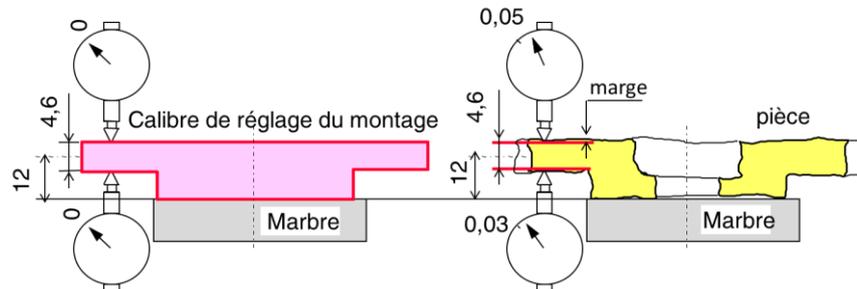
1 - 3 Métrologie au minimum de matière

1 - 3 - 1 Minimum de matière sur la surface spécifiée

Cette figure montre le pignon d'une pompe à huile en bout de vilebrequin. Il faut un jeu mini pour monter le maillon de la chaîne sur le pignon, mais la chaîne ne doit pas toucher le carter, ni le chapeau. S'il n'y a pas assez de matière sur un côté du pignon, le maillon de la chaîne risque de toucher le carter du côté opposé. Il faut donc une cotation au minimum de matière. Le calibre représente la pièce au mini matière à la limite de la zone de tolérance (largeur mini – tolérance).



Le contrôle peut être effectué très simplement en comparant la pièce réelle au calibre au minimum de matière avec deux comparateurs. Dans le cas de cette pièce, le comparateur indique directement la marge mi entre le point Pi de la surface réelle et la limite de la zone de tolérance.



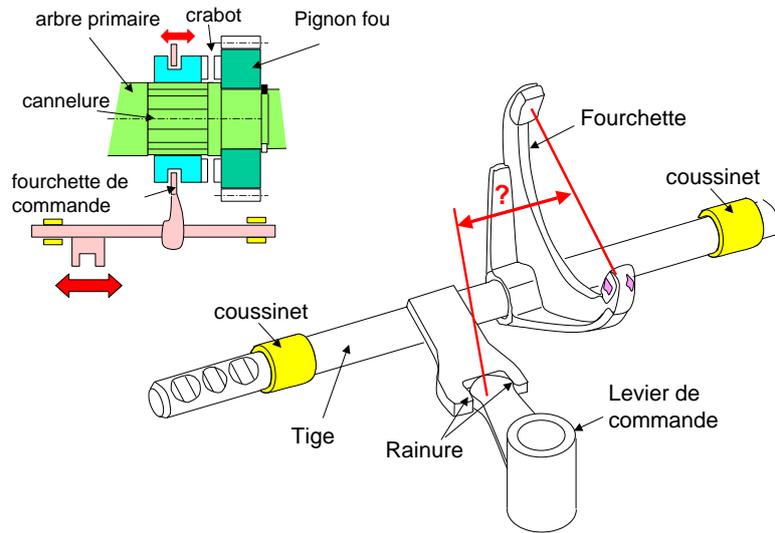
En métrologie tridimensionnelle, le calibre est numérique. La position du calibre est déterminée pour maximiser la marge M qui est la plus petite des marges mi entre la surface réelle et le calibre numérique. Le résultat de la mesure est cette marge M qui doit être positive ou nulle.

1 - 3 - 2 Condition suffisante avec un minimum de matière sur une référence

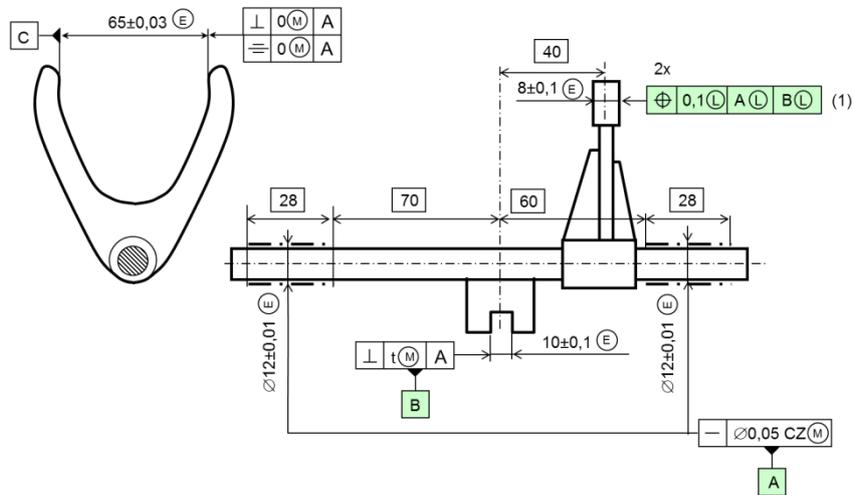
La norme 2692 : 2014 ne donne aucune indication sur la métrologie avec une référence au minimum de matière. Elle se contente de définir les limites admissibles. Cette section 1 - 3 - 2 présente un mode de contrôle élémentaire suffisant pour déclarer la pièce conforme. Cependant, cette méthode est inutilement sévère et ne permet pas de déclarer la non-conformité. Elle consiste à vérifier simplement que la surface spécifiée et la référence sont simultanément dans leurs zones de tolérance.

La section 1 - 3 - 3 montrera ensuite qu'un gain significatif est possible avec un contrôle très proche du besoin fonctionnel.

Dans la figure suivante, la fourchette de boîte de vitesses est guidée par la tige dans 2 coussinets placés dans le carter. Le levier de commande permet d'enclencher une vitesse en déplaçant le crabot du synchro avec la fourchette. Il faut que ce déplacement soit suffisant. Un manque de matière entre le levier de commande et la rainure et/ou un manque de matière entre la fourchette et la gorge du crabot ne permet pas de pousser suffisamment le crabot pour le verrouiller.



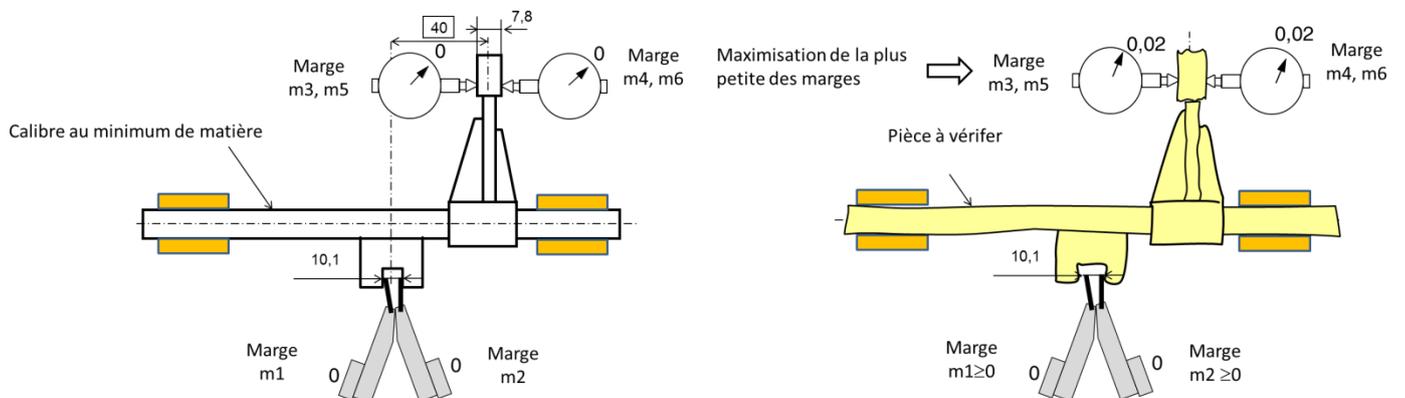
Les jeux dans ces deux liaisons sont défavorables, il faut une localisation au minimum de matière (1).



Le calibre qui représente la pièce au minimum de matière de la figure suivante comporte une rainure de largeur 10,1 et une fourchette de 7,8. Le montage de contrôle comporte simplement 2 bagues pour guider la pièce sur la référence A, deux comparateurs à levier placés dans la rainure et 4 comparateurs placés de chaque côté, sur les deux parties de la fourchette.

Ces 6 comparateurs sont initialisés à « 0 » sur le calibre au minimum de matière.

La pièce à vérifier est placée sur le montage. La position axiale de la pièce doit être déterminée telle que les deux marges m1 et m2 soient supérieures ou égales à « 0 » et telle que la marge M = min(m3, m4, m5, m6) (la plus petite des marges m3 à m6) soit maximale.



En métrologie tridimensionnelle, le calibre est numérique. La position axiale du calibre doit être déterminée pour maximiser la plus petite des marges entre la surface réelle spécifiée et le calibre numérique tout en garantissant une marge positive ou nulle sur les références.

La condition suffisante ci-dessus garantit le bon fonctionnement, mais elle rejette des pièces qui sont parfaitement fonctionnelles. En effet, il y a une compensation possible entre la largeur de la rainure et la position de la fourchette :

- Si la rainure est étroite (peu de jeu avec le levier de commande), une fourchette plus fine que 7,8 décalée peut fonctionner parfaitement.
- Si la fourchette est très épaisse, une rainure plus large que 10,1 peut être admise.

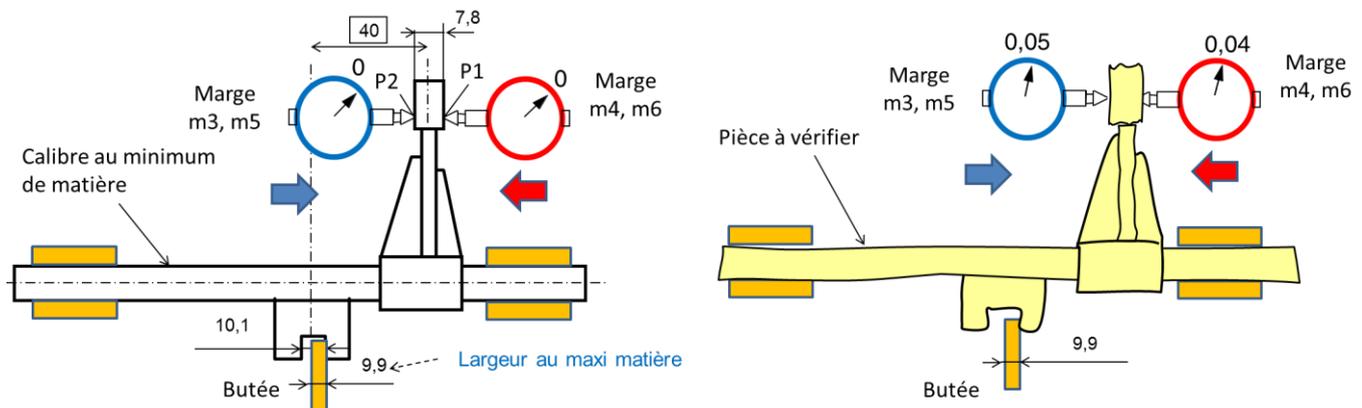
1 - 3 - 3 Condition nécessaire avec un minimum de matière sur une référence

Le montage de contrôle représente la pièce en fonctionnement. Il comporte une butée fixe qui représente le levier de commande qui doit pouvoir s'assembler avec toutes les pièces réelles. Elle peut être dimensionnée avec la largeur au maximum de matière qui est de 9,9 (Le choix de la largeur de la butée n'a pas d'influence sur le résultat avec ce protocole de mesure).

Le calibre est poussé vers la gauche. Les deux comparateurs de droite sont mis à « 0 ». Le calibre est ensuite poussé vers la droite. Les deux comparateurs de gauche sont mis à « 0 ». Ces deux « 0 » représentent les limites mini-matière admissibles avec ce calibre au mini matière en fonction de la largeur de la butée. Il faut donc que les pièces réelles aient une marge de matière supplémentaire.

Ces deux « 0 » sont éloignés de $7,8 + 0,2 = 8$, car la zone de tolérance est étendue de la valeur du jeu entre la butée et la rainure au minimum de matière.

La pièce est ensuite placée sur le montage de contrôle. La pièce est poussée à droite pour identifier la marge indiquée par les comparateurs de gauche. La pièce est ensuite poussée à gauche pour identifier la marge indiquée par les comparateurs de droite. La marge est la plus petite des valeurs observées sur les 4 comparateurs.



Il faut noter que ce principe de contrôle peut déclarer comme conforme toute pièce avec une rainure très large si la fourchette est bien positionnée ou une fourchette très fine si la rainure est étroite. Autrement dit, les dimensions locales n'ont pas besoin d'être respectées pour assurer la fonction demandée, ni dans la rainure, ni sur la fourchette.

C'est l'intérêt du projet de norme 2692 qui permet de ne pas indiquer de dimension locale.

\oplus [7,8] L A L B[11,1] L **HORS NORME**

La règle de conformité avec une référence au minimum de matière est donc la suivante :

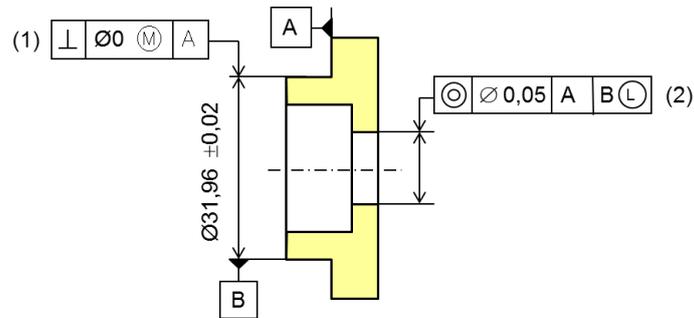
La zone de tolérance étendue doit être respectée quelle que soit la position de la pièce permise par le jeu entre la surface réelle de référence et le montage de contrôle.

En métrologie tridimensionnelle, le calibre et le montage de contrôle sont numériques. Dans un premier temps, le déplacement de chaque point P_i de la surface spécifiée du calibre est maximisé dans la direction normale à la surface du calibre pour connaître la limite de la zone de tolérance étendue dans cette direction. Ces déplacements sont limités par les références en imposant une distance positive ou nulle entre la rainure et la butée du montage de contrôle.

Dans un second temps, le déplacement du point P_i correspond sur la pièce réelle est maximisé en vérifiant qu'il respecte la zone de tolérance étendue avec une marge. Le résultat est la plus petite des marges observées.

1 - 3 - 4 Minimum de matière sur une référence

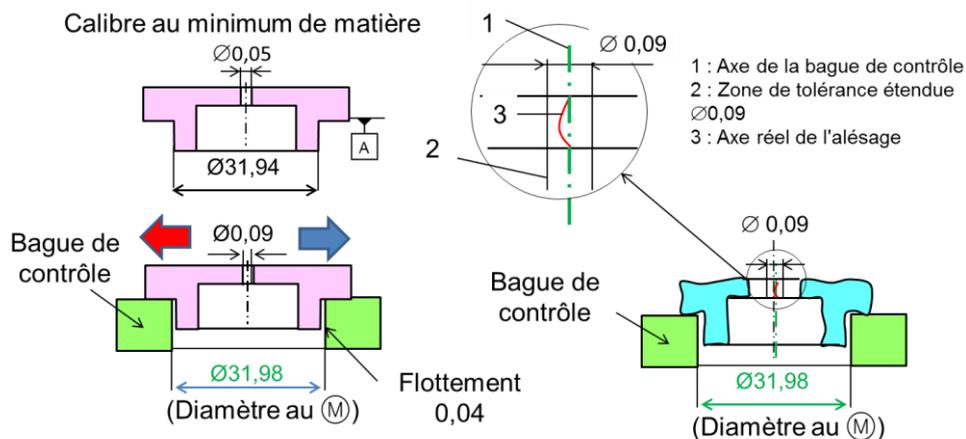
Pour ce flasque, la zone de tolérance pour la coaxialité (2) est un cylindre $\varnothing 0,05$.



Le contrôle de la coaxialité du flasque avec une référence au minimum de matière impose d'utiliser une bague de contrôle qui simule l'alésage du carter qui reçoit ce flasque. Le diamètre de la bague est choisi égal au diamètre au maximum de matière $\text{Ø}31,98$ de B pour assurer la montabilité de toutes les pièces réelles.

Le calibre au minimum de matière, avec un centreur $\text{Ø}31,94$ flotte de $0,04$ dans cette bague de contrôle. Il est donc normal que l'axe de la zone de tolérance $\text{Ø}0,05$ se déplace dans un cylindre $\text{Ø}0,04$. Il est donc admis que tous les points de l'axe de l'alésage tolérancé puissent se déplacer une zone de tolérance étendue cylindrique $\text{Ø}0,09$ ($0,04 + 0,05$).

La pièce réelle est placée dans la bague de contrôle. La coaxialité est conforme si quelle que soit la position de la pièce dans la bague de contrôle, tous les points de l'axe réel restent dans la zone de tolérance étendue de $0,09$.



Remarque : si la pièce réelle a un centreur B de diamètre proche de $31,98$, il n'y a pas de flottement. Le défaut de coaxialité admissible est donc de $0,09$, ce qui peut autoriser un axe très incliné par rapport à la référence primaire A. Si nécessaire, il faut ajouter une spécification d'orientation de l'alésage par rapport à A.

En métrologie tridimensionnelle, le calibre et le montage de contrôle sont numériques. Dans un premier temps, le déplacement de chaque point P_i de la surface spécifiée du calibre est maximisé dans une direction donnée pour connaître la limite de la zone de tolérance étendue dans cette direction. Ces déplacements sont limités par les références en imposant une distance positive ou nulle entre la référence du calibre et la bague de contrôle.

Dans un second temps, le déplacement du point P_i correspondant sur la pièce réelle est maximisé dans la même direction en vérifiant qu'il respecte la zone de tolérance étendue avec une marge. Le résultat est la plus petite des marges observées.

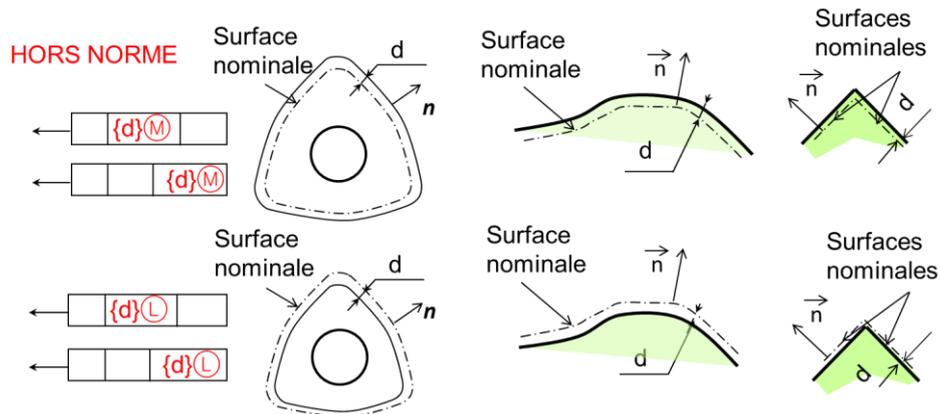
1 - 4 Maximum et minimum de matière sur une surface

Le projet de norme 2692 prévoit une extension du concept aux surfaces³. Le modificateur M ou L indique que la surface tolérancée est la surface réelle. La valeur du décalage d par offset est placée entre accolades sans symbole Ø . La zone de tolérance est unilimitée. Elle est limitée par une surface offset avec un décalage d :

- Au maximum de matière, l'offset est du côté de la normale à la surface. La surface au maximum de matière doit être hors matière.
- Au minimum de matière, l'offset est du côté opposé à la normale à la surface. La surface au minimum de matière doit être dans la matière.

³ L'extension aux surfaces est déjà définie dans la norme ASME, mais la règle de calcul de l'offset n'y est pas très claire, avec un cumul éventuel des tolérances de forme et de position.

NOTE 1 : La normale à la surface est dirigée hors matière. Dans la figure, les offset d sont positifs. Un offset négatif est indiqué sous la forme $\{-0,02\} \text{M}$ par exemple.



NOTE 2 : la superposition de deux spécifications avec des décalages différents au M et au L permet d'obtenir une zone de tolérance non centrée sur la surface nominale.

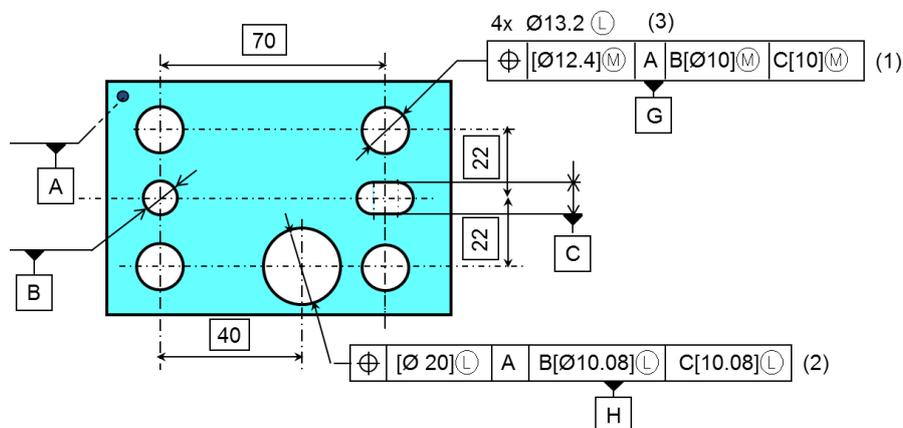
1 - 5 Application

1 - 5 - 1 Analyse de la cotation

Cette application est volontairement présentée avec une cotation qui correspond au projet de norme 2692. Elle est donc HORS NORME.

- L'exigence montabilité des vis est spécifiée au maxi matière, car les jeux sont favorables à leur assemblage.
- La position du trou central H est spécifiée au minimum de matière, car les jeux sont défavorables à la précision de cet assemblage.

Les deux limites étant définies, il n'est pas nécessaire de mettre de dimensions locales sur B et C. Le diamètre maxi des trous G est spécifié par un diamètre au minimum de matière afin de limiter la pression de contact sous les têtes de vis.



1 - 5 - 2 Localisation (1) avec référence au maximum de matière

Références :

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

Secondaire : Zone cylindrique $\text{Ø}10$ centrée sur l'axe nominal B

Tertiaire : Zone entre deux plans distants de 10, centrée les deux plans nominaux C

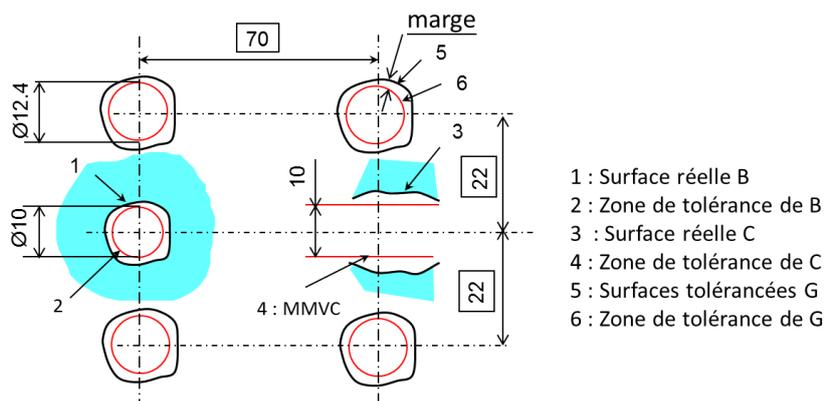
Nom du symbole : Localisation

Surface nominale spécifiée : 4 alésages G

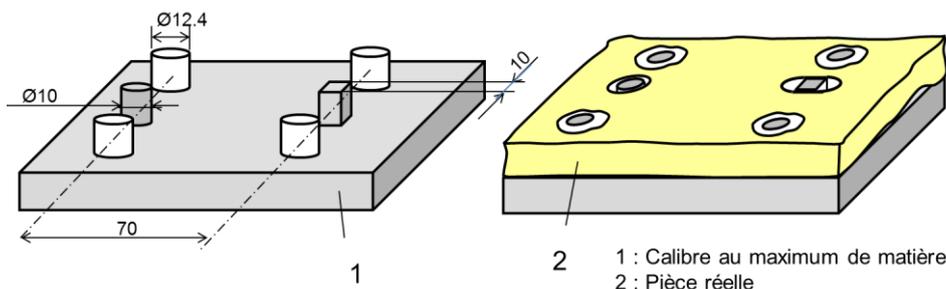
Élément tolérancé : 4 Surfaces réelles (tous les points des alésages)

Zone de tolérance : 4 Zones extérieures aux cylindres $\text{Ø}12,4$, centrées sur les 4 axes nominaux

Validation : La spécification est respectée si les éléments tolérancés sont dans les zones de tolérance



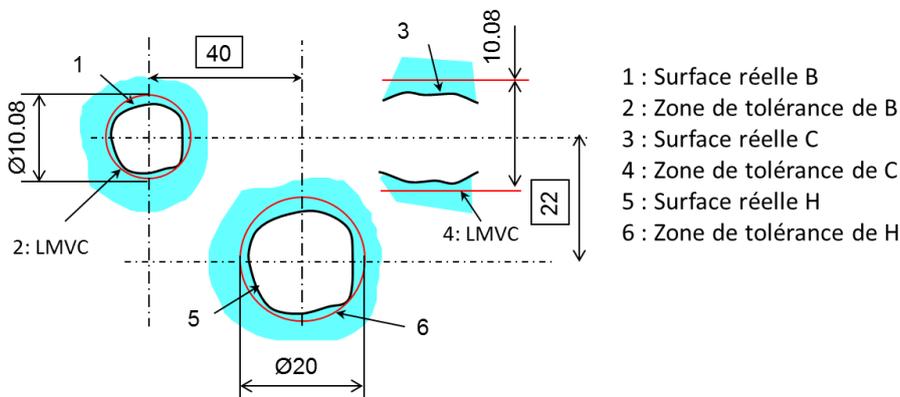
La spécification (1) peut être vérifiée avec un calibre de contrôle. La pièce réelle doit pouvoir être placée sur le plan.



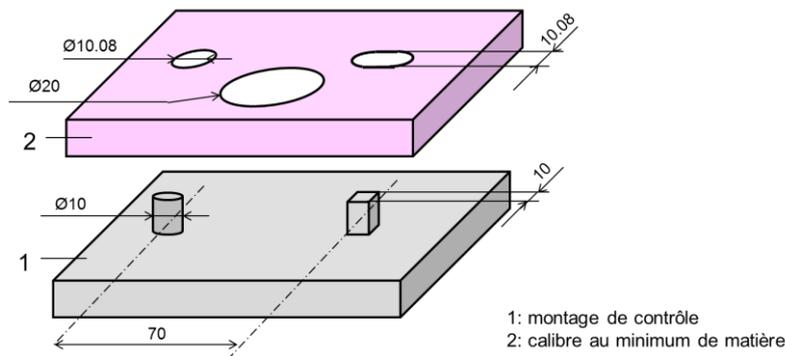
En métrologie tridimensionnelle, le calibre est numérique. La position du calibre est déterminée pour maximiser la plus petite des marges entre les surfaces réelles tolérancées et le calibre numérique tout en garantissant une marge positive ou nulle sur les références B et C.

1 - 5 - 3 Localisation (2) avec référence au minimum de matière

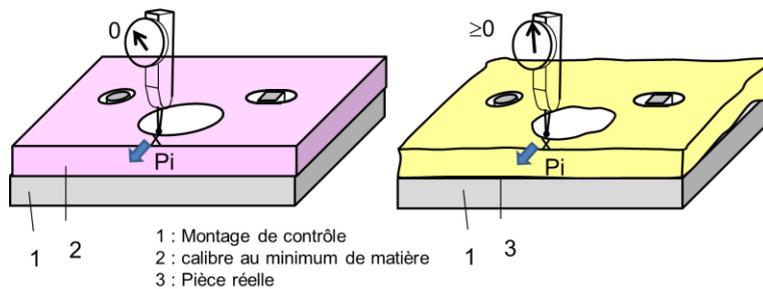
- Références :
- Primaire : Plan A, critère [GE] extérieur matière des moindres carrés
- Secondaire : Zone cylindrique Ø10,08 centrée sur l'axe nominal B
- Tertiaire : Zone entre deux plans distants de 10,08, centrée les deux plans nominaux C
- Nom du symbole : Localisation
- Surface nominale spécifiée : Alésage H
- Élément tolérancé : Surface réelle H (tous les points de l'alésage)
- Zone de tolérance : Zone intérieure au cylindre Ø20, centrée sur l'axe nominal
- Validation : La zone de tolérance étendue doit être respectée quelle que soit la position de la pièce permise par le jeu entre la surface réelle de référence et le montage de contrôle.



La localisation (2) peut être vérifiée avec un calibre au minimum de matière et un montage de contrôle.



En tout point P_i de l'alésage du calibre, il faut déterminer le déplacement maximum correspondant au minimum de matière. Le déplacement maximum du point P_i correspondant sur la pièce réelle, doit respecter la même limite de la zone de tolérance étendue.



En métrologie tridimensionnelle, le calibre et le montage de contrôle sont numériques. Dans un premier temps, le déplacement de chaque point P_i de la surface tolérancée du calibre est maximisé dans la direction normale à la surface en P_i pour connaître la limite de la zone de tolérance étendue dans cette direction. Ces déplacements sont limités par les références en imposant une distance positive ou nulle entre la référence et le montage de contrôle.

Dans un second temps, le déplacement du point P_i correspondant sur la pièce réelle est maximisé dans la même direction en vérifiant qu'il respecte la zone de tolérance étendue avec une marge. Le résultat est la plus petite des marges observées.

1 - 6 Association du M ou L avec le modificateur P

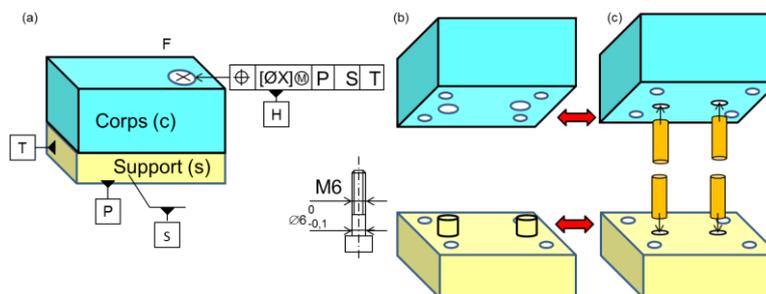
1 - 6 - 1 Principe d'analyse

La norme ne définit pas les règles pour associer les modificateurs P avec M ou L . Cependant, rien ne l'interdit.

L'analyse du comportement l'assemblage ci-dessous permet d'énoncer les définitions et les règles de spécification.

La mise en position est assurée par deux centeurs montés avec jeu dans des alésages. Le maintien est assuré par 4 vis. Cet assemblage classique permet de définir les règles de cotation. Les exigences à respecter sont la montabilité des pièces et des vis, ainsi que la localisation de l'alésage H du corps par rapport au système de références P|S|T du support.

Les centeurs sont ensuite remplacés par des pions rapportés, soit dans le support, soit dans le corps, pour définir les nouvelles cotations.

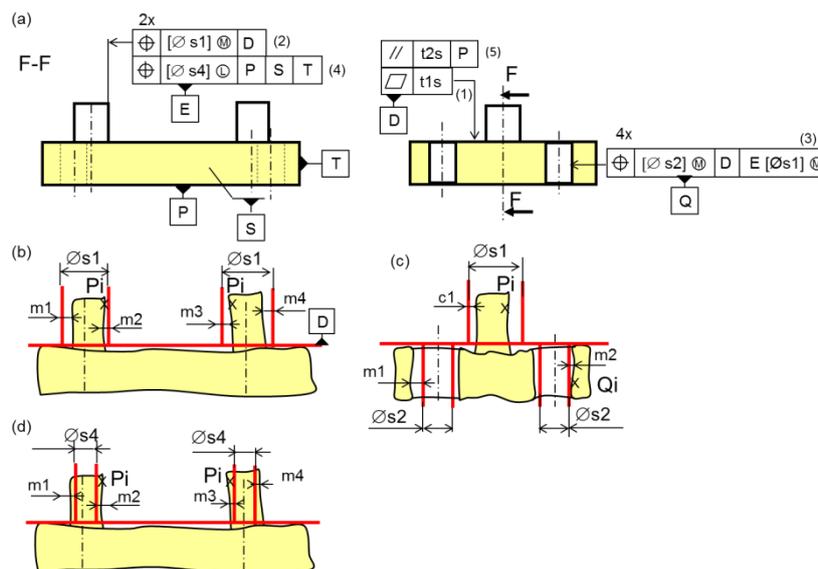


Dans un souci de simplification, les règles sont définies avec le projet norme 2692. Il est facile de transcrire cette cotation pour la norme 2692 actuelle.

1 - 6 - 2 Cotation du support muni de centreurs avec \textcircled{M} et \textcircled{L}

La figure suivante (a) présente le support avec ses deux centreurs monoblocs E et les 4 trous Q pour le passage des vis.

- La planéité (1) assure le bon contact entre le support et le corps.
- La localisation (2) contribue à la montabilité des deux centreurs E dans les deux alésages du corps. La figure (b) indique que les deux pions doivent respecter les deux zones de tolérance $\varnothing s1$ centrées sur les axes nominaux. La mesure se fait en maximisant la plus petite des marges m_i aux points P_i .
- La localisation (3) assure la montabilité des vis. La figure (c) montre que les 4 alésages Q doivent respecter les 4 zones de tolérance $\varnothing s2$ centrées sur les axes nominaux. Le modèle nominal peut glisser sur le plan D, tant que les deux centreurs E respectent les deux zones de tolérance $\varnothing s1$. La mesure se fait en maximisant la plus petite des marges aux points Q_i et en imposant des marges positives ou nulles aux points P_i .
- La localisation (4) constitue le maillon de la chaîne de cotes 3D passant par le support pour le respect de l'exigence de de l'alésage H du corps. La figure (d) indique que les deux pions doivent respecter les deux zones de tolérance extérieures aux cylindres $\varnothing s4$ centrées sur les axes du modèle nominal associé au système de références P|S|T. La mesure se fait en maximisant la plus petite des marges m_i aux points P_i .
- Le parallélisme (5) limite l'inclinaison du plan qui a pour effet de déplacer l'alésage H.



1 - 6 - 3 Cotation du support muni de pions serrés avec \textcircled{P}

La démarche consiste à remplacer les centreurs par des pions serrés dans les alésages. La cotation est établie pour avoir un comportement au pire des cas rigoureusement équivalent à celui défini sur le support en **Erreur ! Source du envoi introuvable.**

Cette démarche démontre que la localisation (3) figure (a) doit indiquer le diamètre de la zone de tolérance pour le flottement de la référence dans la plage \textcircled{P} avec rigoureusement le même comportement qu'une référence au maximum de matière⁴.

La figure suivante (a) présente le support avec ses deux alésages E recevant des pions serrés (b) et les 4 trous Q pour le passage des vis.

- La planéité (1) assure le bon contact entre le support et le corps.
- La localisation (2) contribue à la montabilité des deux pions dans les deux alésages. Des pions au maximum de matière $\varnothing p1$ doivent respecter la zone $\varnothing s1$. Pour cela, les axes des deux pions doivent respecter les deux zones de tolérance $\varnothing t3s$ centrées sur les axes nominaux (figure (c)). La tolérance $t3s$ est donnée par la relation :

$$t3s = s1 - p1$$

⁴ L'ajout d'une zone de tolérance sur la zone projetée est similaire à la définition des dimensions des zones de tolérance pour une référence avec \textcircled{M} . Cette absence d'indication dans la norme pourrait être temporairement compensée en considérant que s'il existe une spécification qui donne une tolérance dans la plage de projection par rapport à la même référence, il faut reprendre la même zone de tolérance sur la référence.

La mesure se fait en maximisant la plus petite des marges m_i entre les deux points P_i aux extrémités de chaque axe associé et la zone de tolérance $\varnothing t_{3s}$.

- La localisation (3) assure la montabilité des vis. La figure (d) montre que les 4 alésages Q doivent respecter les 4 zones de tolérance $\varnothing s_2$ centrées sur les axes nominaux. Le modèle nominal peut glisser sur le plan D, tant que les deux pions respectent les deux zones de tolérance $\varnothing s_1$. Pour cela, il faut considérer des pions au maximum de matière $\varnothing p_1$. Les axes de ces deux pions doivent être dans la zone de tolérance $\varnothing t_{3s}$, ce qui donne la même condition :

$$t_{3s} = s_1 - p_1$$

La mesure se fait en maximisant la plus petite des marges aux points Q_i et en imposant des marges positives ou nulles entre les extrémités P_i de chaque axe associé et la zone de tolérance $\varnothing t_{3s}$.

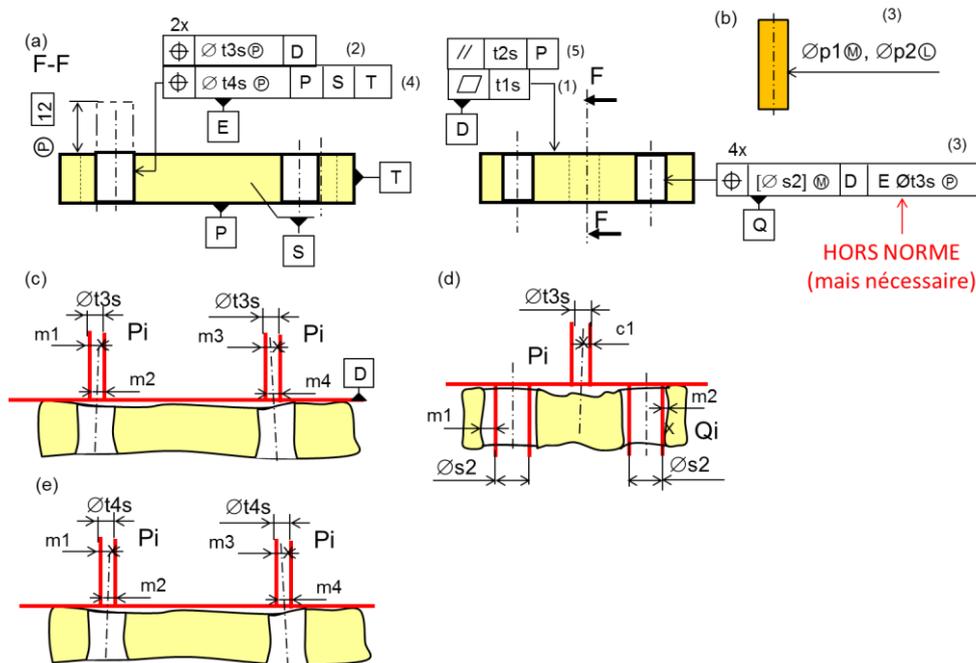
- La localisation (4) constitue le maillon de la chaîne de cotes 3D passant par le support pour le respect de l'exigence de de l'alésage H du corps. Des pions au minimum de matière $\varnothing p_2$ doivent respecter les deux zones de tolérance extérieures aux cylindres $\varnothing s_4$ centrées sur les axes nominaux. Pour cela, les deux axes des alésages E doivent rester à l'intérieur de la zone $\varnothing t_{4s}$ (figure (e)). La tolérance t_{4s} est donnée par la relation suivante :

$$p_2 - t_{4s} = s_4 \text{ d'où } t_{4s} = p_2 - s_4$$

La mesure se fait en maximisant la plus petite des marges m_i entre les deux points P_i aux extrémités de chaque axe associé et la zone de tolérance $\varnothing t_{4s}$.

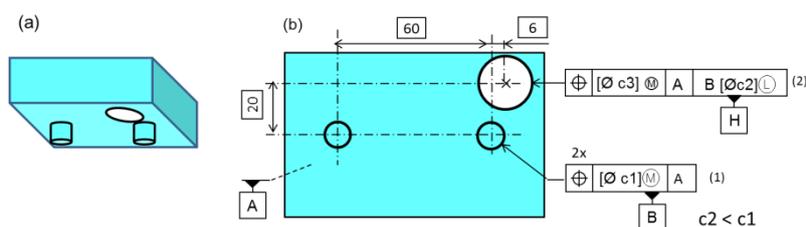
- Le parallélisme (5) limite l'inclinaison du plan qui a pour effet de déplacer l'alésage H.

Remarque : Il y a du jeu entre les pions et le corps. Pour les localisations (2) et (3), le jeu est favorable à la montabilité. Le modificateur devrait être \textcircled{M} . Pour la localisation (4), le jeu est défavorable à la précision de l'exigence. Le modificateur devrait être \textcircled{L} . En pratique, le modificateur \textcircled{P} est suffisant, car la spécification porte sur l'axe des alésages : il suffit que l'axe soit dans la zone de tolérance.



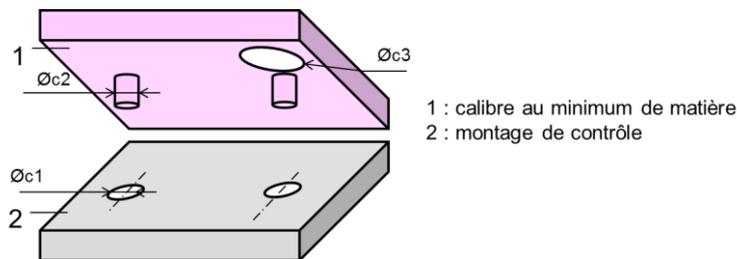
1 - 6 - 4 Référence avec jeu défavorable au minimum de matière

Le maillon de position de l'alésage H est défini par rapport à la référence B au minimum de matière, car le jeu est défavorable. La localisation (2) doit indiquer le diamètre de la zone de tolérance $\varnothing c_2$ pour B.



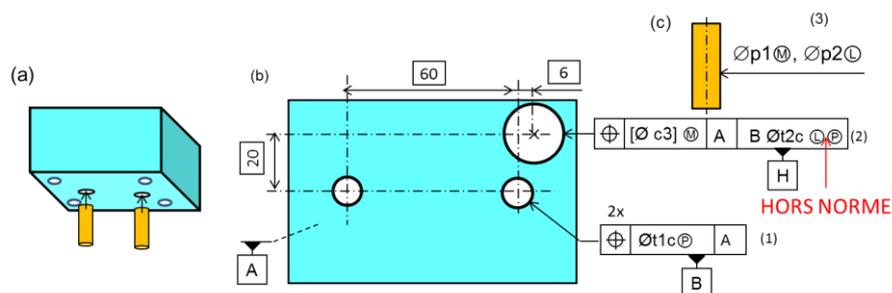
Le contrôle peut être effectué avec un calibre avec B au minimum de matière et un montage de contrôle capable de recevoir toutes les pièces réelles compatibles avec la localisation (1), c'est-à-dire avec deux alésages $\varnothing c1$. La zone de tolérance étendue pour la localisation (2) est définie par le calibre et le montage en fonction de $c1$

Avec une pièce réelle, le point d'analyse doit respecter la zone étendue quelle que soit la position permise par le jeu entre la pièce et le montage.



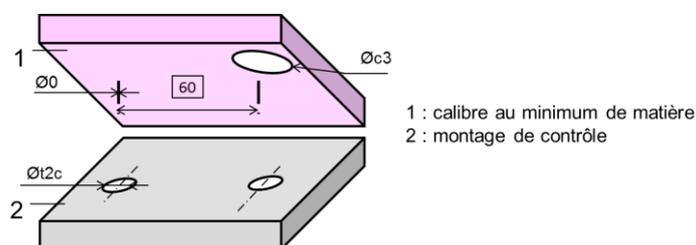
Remarque : Le cumul des modificateur \oplus et \ominus n'est pas décrit dans les normes.

Cet assemblage est équivalent au montage de la figure précédente, avec des pions serrés dans les alésages B. Le maillon de position de l'alésage H est défini par rapport au prolongement des alésages B dans la plage \oplus . La référence est au minimum de matière, car le jeu est défavorable. Dans la localisation (2), la référence B doit indiquer le diamètre de la zone de tolérance $\varnothing t2c$ $\ominus \oplus$.



Le contrôle est similaire au cas précédent en équipant temporairement les pièces à contrôler de pions de diamètre d quelconque. Ce contrôle peut être effectué avec un calibre comportant des centreurs de diamètre d . Le montage de contrôle capable de recevoir toutes les pièces réelles compatibles avec la localisation (1) doit comporter deux alésages $\varnothing d + t2c$. La zone de tolérance étendue pour la localisation (2) est définie par le calibre et le montage en fonction de $d+t2c$. Avec une pièce réelle, le point d'analyse doit respecter la zone étendue quelle que soit la position permise par le jeu entre la pièce et le montage.

Ce contrôle peut être effectué sous forme numérique, avec des pions virtuels serrés dans les alésages B et épaulés de diamètre $d=0$ dans la plage de projection. Chaque pion simule ainsi le prolongement de l'axe de l'alésage associé par les moindres carrés. Le montage de contrôle capable de recevoir toutes les pièces réelles compatibles avec la localisation (1) doit comporter deux alésages $\varnothing t2c$. La zone de tolérance étendue pour la localisation (2) est définie par le calibre et le montage en fonction de $t2c$. Avec une pièce réelle, le point d'analyse doit respecter la zone étendue quelle que soit la position permise par le jeu entre les axes associés aux deux alésages et les cylindres $\varnothing t2c$ qui simulent le montage.



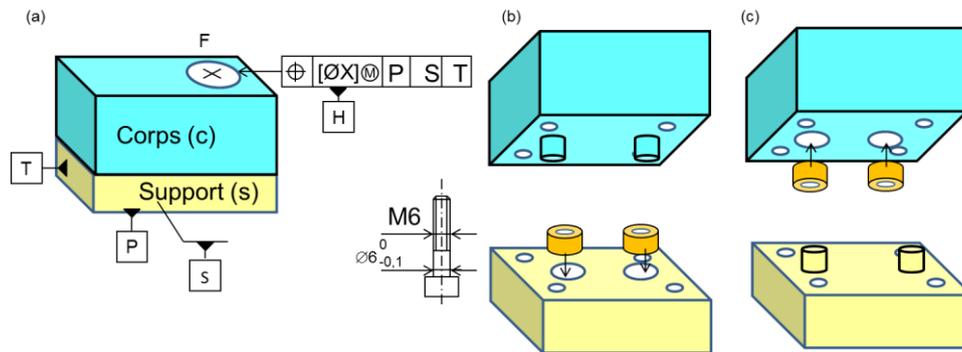
La règle de conformité avec une référence projetée au minimum de matière $\varnothing t \ominus \oplus$ est donc la suivante :

La zone de tolérance étendue doit être respectée quelle que soit la position de la pièce permise par le jeu entre les axes projetés de la pièce réelle et les zones de tolérance $\varnothing t$ en position nominale.

1 - 7 Association du M ou L avec le modificateur C

1 - 7 - 1 Principe d'analyse

La démarche est similaire en plaçant des bagues serrées dans les alésages, soit dans le support, soit dans le corps.



Les spécifications avec C se comportent exactement comme avec P en considérant que la plage de projection a la même étendue que l'élément réelle à associer.

La cotation de la bague est donnée figure suivante. La bague étant serrée dans son alésage, l'axe de la référence K de la bague associée par les moindres carrés est supposé confondu avec l'axe de l'alésage du support associé par C .

1 - 7 - 2 Cotation du support muni de bagues avec C

La cotation du support est très similaire au cas étudié en **Erreur ! Source du renvoi introuvable.**

- La planéité (1) assure le bon contact entre le support et le corps.
- La localisation (2) contribue à la montabilité des deux bagues sur les deux centreurs du corps. Des bagues au maximum de matière $\text{Ø}b_3$ doivent respecter la zone $\text{Ø}s_1$. Pour cela, les axes doivent respecter les deux zones de tolérance $\text{Ø}t_{3s}$ centrées sur les axes nominaux (figure (c)). La tolérance t_{3s} est donnée par la relation :

$$t_{3s} = s_1 - b_3$$

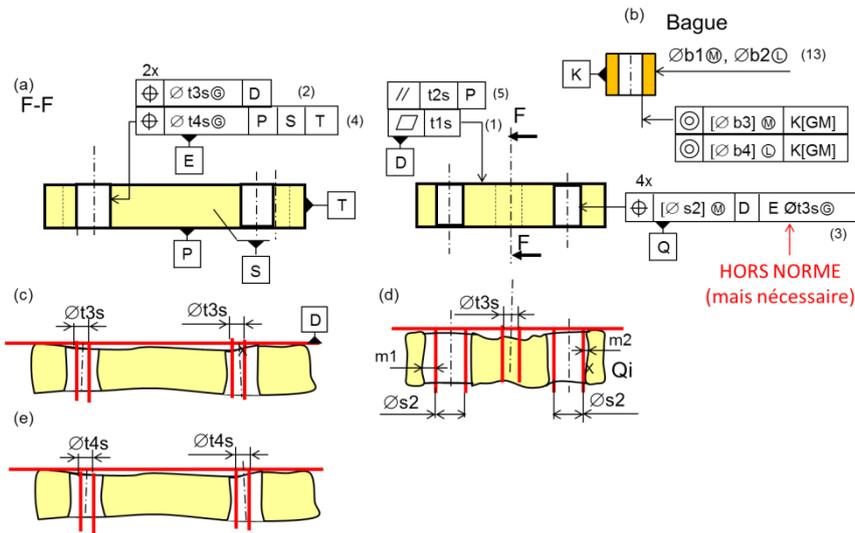
- La localisation (3) assure la montabilité des vis. La figure (d) montre que les 4 alésages Q doivent respecter les 4 zones de tolérance $\text{Ø}s_2$ centrées sur les axes nominaux. Le modèle nominal peut glisser sur le plan D, tant que les alésages des bagues respectent les deux zones de tolérance $\text{Ø}s_1$. Pour cela, il faut considérer des bagues au maximum de matière $\text{Ø}b_3$. Les axes des alésages doivent être dans la zone de tolérance $\text{Ø}t_{3s}$, ce qui donne la même condition :

$$t_{3s} = s_1 - b_3$$

- La localisation (4) constitue le maillon de la chaîne de cotes 3D passant par le support pour le respect de l'exigence de de l'alésage H du corps. Des bagues au minimum de matière $\text{Ø}b_4$ doivent respecter les deux zones de tolérance intérieures aux cylindres $\text{Ø}s_4$ centrées sur les axes nominaux. Pour cela, les deux axes des alésages E doivent rester à l'intérieur de la zone $\text{Ø}t_{4s}$ (figure (e)). La tolérance t_{4s} est donnée par la relation suivante :

$$b_4 - t_{4s} = s_4 \text{ d'où } t_{4s} = b_4 - s_4$$

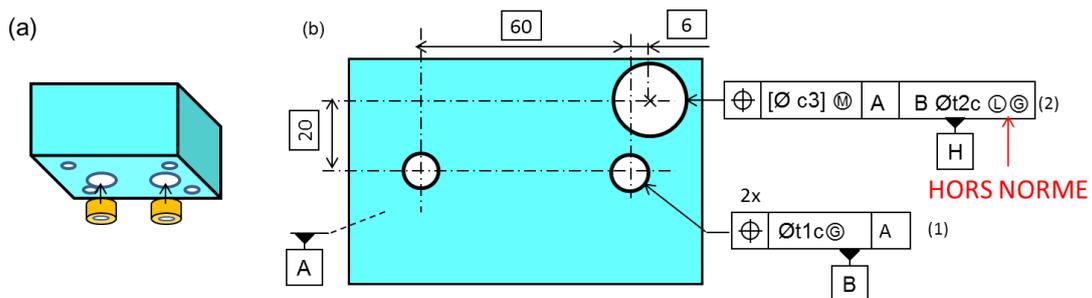
- Le parallélisme (5) limite l'inclinaison du plan qui a pour effet de déplacer l'alésage H.



1 - 7 - 3 Référence avec jeu défavorable avec $\textcircled{\text{L}}$

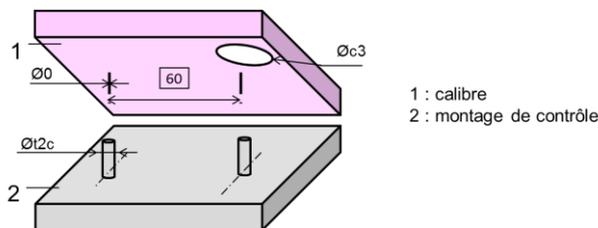
Le corps est muni de bagues. Le maillon de position de l'alésage H est défini par rapport à la référence B pour des bagues au minimum de matière, car le jeu est défavorable. La localisation (2) doit indiquer le diamètre de la zone de tolérance $\varnothing t2c$ pour B au minimum de matière.

Un axe est associé à chaque alésage B par les moindres carrés. Cet axe est limité à l'étendu du cylindre nominal.



La règle de conformité avec une référence $\textcircled{\text{L}}$ au minimum de matière $\varnothing t \textcircled{\text{L}}$ est donc la suivante :
 La zone de tolérance étendue doit être respectée quelle que soit la position de la pièce permise par le jeu entre les axes de la pièce réelle et les zones de tolérance $\varnothing t$ en position nominale.

Ce contrôle peut être effectué sous forme numérique. Le calibre comporte les deux axes nominaux de B. Le montage de contrôle capable de recevoir toutes les axes associés des pièces réelles compatibles avec la localisation (1) doit comporter deux zones de tolérance $\varnothing t2c$. La zone de tolérance étendue pour la localisation (2) est définie par le calibre et le montage en fonction de $t2c$. Avec une pièce réelle, le point d'analyse doit respecter la zone étendue quelle que soit la position permise par le jeu entre les axes associés aux deux alésages et les cylindres $\varnothing t2c$ qui simulent le montage.



1 - 8 Synthèse

1 - 8 - 1 Points positifs

- Les spécifications au maximum de matière doivent être utilisées pour toutes conditions d'assemblage avec du jeu.
- Les spécifications au minimum de matière doivent être utilisées pour toutes les maillons entre des jonctions entre des liaisons avec du jeu.

- Ces spécifications permettent de faire facilement des chaînes de cotes au BE en considérant uniquement la pièce virtuelle au minimum de matière ou au maximum de matière.
- Ces spécifications sont souvent plus faciles à contrôler que les spécifications sans modificateur, en particulier au pied de la machine avec un calibre et de simples comparateurs.
- Elles permettent d'exprimer le juste nécessaire (pas de rejet de pièces pouvant s'assembler ou assurer la précision requise)

1 - 8 - 2 Points négatifs

Bien que des progrès significatifs aient été réalisés, les logiciels de MMT ne sont pas tous très bons pour ces modificateurs. Il faut souvent faire des gammes de mesure spécifiques ou accepter de perdre l'avantage du modificateur. Ces difficultés ne doivent pas être la cause du rejet des modificateurs. Il faut pousser les éditeurs de logiciels de mesure à développer les algorithmes correspondants qui ne posent aucune difficulté majeure.

En attendant, en métrologie, il est possible d'ignorer le modificateur sur l'élément de référence ou sur la référence, avec le risque de refuser une pièce conforme. Il faut toutefois s'assurer que la référence respecte bien sa zone de tolérance également.

2 - PLANS D'ANNOTATION

2 - 1 Indication des plans d'annotation

Un plan d'annotation permet de définir un plan particulier ou une direction particulière dans le modèle nominal 3D, sans avoir à définir un repère. Ce plan remplace certaines conventions de lecture basées sur les vues ou les orientations des flèches.

Plan
d'orientation



Désigne l'orientation d'une zone de tolérance

Plan
d'intersection



Désigne le plan de section pour définir une ligne sur une surface

Plan de
collection

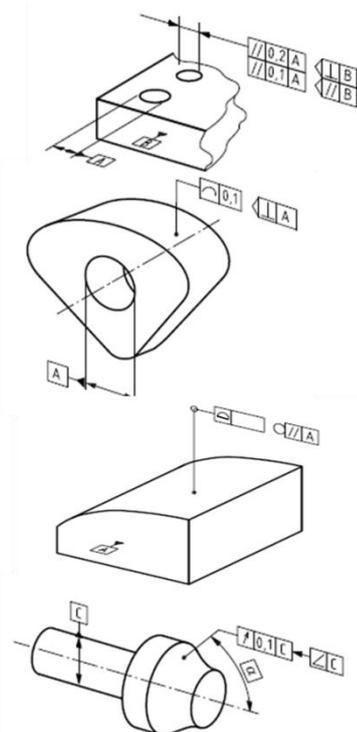


Désigne la direction de propagation pour réunir les faces de la pièce.

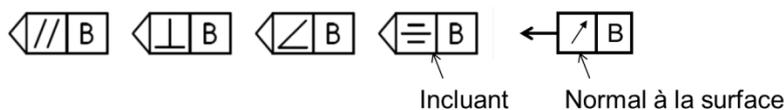
Élément de
direction



Désigne la direction de la largeur de la zone de tolérance.



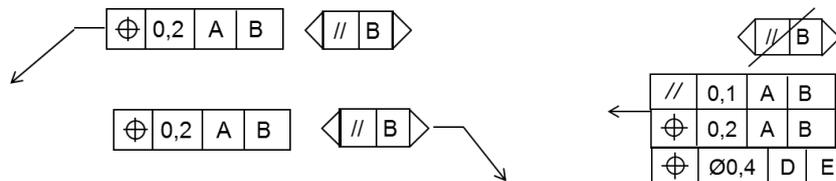
Dans l'indicateur, le symbole à gauche indique que le plan d'annotation est « parallèle », « perpendiculaire », « incliné⁵ » ou « incluant » une surface désignée par une lettre. La flèche signifie que la mesure est effectuée selon la normale à la surface réelle.



⁵ Cet emploi doit être évité car selon l'ISO, dans le modèle 3D, la valeur de l'angle n'est pas attachée à un objet graphique. Il peut y avoir confusion entre l'angle indiqué et l'angle complémentaire.

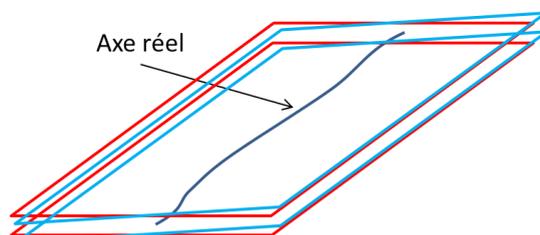
La lettre désigne une surface qui doit être décrite dans le modèle nominal. Cette surface peut être une des références du système de références ou toute autre surface construite dans le modèle nominal qui est positionné à l'aide du système de références de la spécification. ⁶.

L'indicateur de plan d'annotation doit être placé à droite de la spécification. L'indicateur ne peut pas être placé au-dessus de plusieurs spécifications. Il faut donc le dupliquer pour chaque spécification.



Pour définir un plan d'annotation, il est préférable de choisir un plan parallèle ou un cylindre perpendiculaire pour assurer l'unicité de la solution. Une surface prismatique ne peut pas être utilisée pour définir un plan d'annotation, car il y a plusieurs directions remarquables possibles. Par exemple, pour deux cylindres parallèles les directions pourraient être la direction axes des cylindres ou le plan médian ou le plan passant par les deux axes.

En termes d'incertitude de mesure, toute déviation de quelques degrés sur l'orientation des plans ne doit avoir aucun effet sur l'évaluation d'un écart et sur la conformité ou non d'une pièce. Cependant, la construction doit être définie avec précision pour que les logiciels de métrologie puissent effectuer les constructions correspondantes.

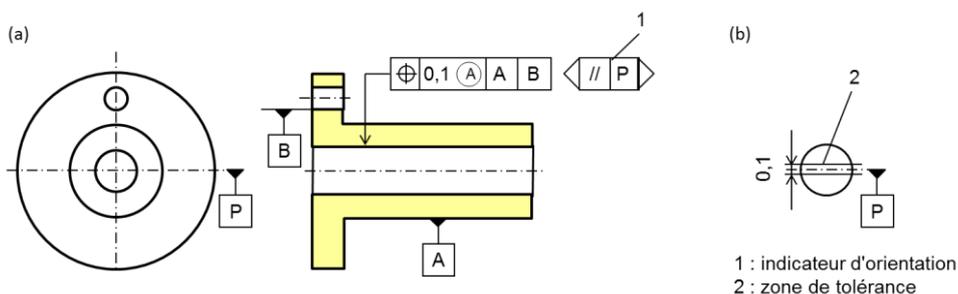


2 - 2 Orientation d'une zone de tolérance

2 - 2 - 1 Zone de tolérance sans Ø pour l'axe d'une surface de révolution

Les chaînes de cotes sont réalisées dans une direction d'analyse donnée. Lorsqu'un des maillons passe par un cylindre spécifié, il peut être nécessaire de maîtriser la position de son axe uniquement dans la direction d'analyse. Cette direction d'analyse doit être identifiée dans le modèle nominal, sachant que le modèle nominal est associé à la pièce réelle par le système de références de la spécification.

Dans cette localisation, il n'y a pas de Ø à gauche de la tolérance. La zone de tolérance est donc limitée par deux plans distants de 0,1. Cette zone est centrée sur l'axe nominal. Cette zone est orientée parallèlement au plan P décrit dans le modèle nominal, associé à la pièce réelle par le système de références A|B.



⁶ Cette proposition remplace l'erreur de la norme ISO 1101 qui dit simplement que la lettre désigne une surface de la pièce, sans définir le critère d'association pour créer le plan. Le plan obtenu ne convient pas pour certaines constructions. Cette norme se contente de dire que les règles précises ne sont pas traitées dans le présent document (!)

Références :

Primaire : Cylindre A, critère [GM] moindres carrés

Secondaire : Cylindre B, critère [GM] moindres carrés

Nom du symbole : Localisation

Surface nominale spécifiée : Alésage $\varnothing 20$

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

Zone de tolérance : Zone comprise entre 2 plans distants de 0,1, centrée sur l'axe nominal et parallèle au plan P.

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

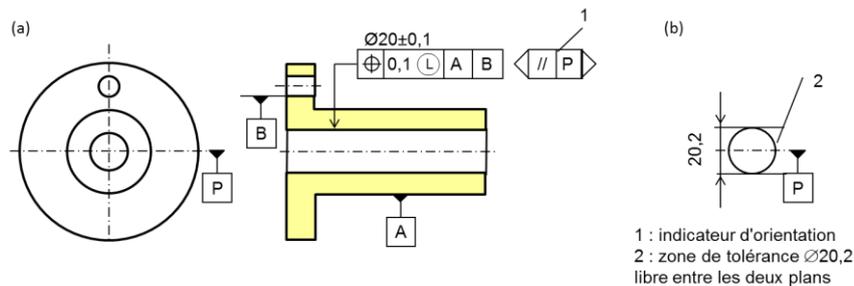
Remarque : bien que la norme ne donne aucun exemple, le besoin de définir une référence dans une direction quelconque en dehors de toute surface de la pièce est inévitable. En CAO, il sera peut-être nécessaire de définir un élément géométrique particulier (plan ou segment de droite) pour y attacher le nom de cette référence. Une autre solution équivalente consiste à définir un élément de situation.

CONSEIL : Pour faciliter la lecture de la spécification et retrouver les conventions traditionnelles 2D à la mise en plan, la spécification doit être placée si possible dans une coupe perpendiculaire à la zone de tolérance, avec une flèche également perpendiculaire à cette zone.

2 - 2 - 2 Zone de tolérance sans \varnothing avec \textcircled{L} ou \textcircled{M}

Remarque : il n'y a aucune définition dans la norme ISO 2692. Cette proposition est basée sur l'analyse du besoin pour les chaînes de cotes fonctionnelles.

Au maxi/mini matière, le cylindre réel doit respecter une zone de tolérance cylindrique, mais cette zone peut se déplacer librement entre deux plans orientés par l'indicateur d'orientation de la zone de tolérance.

**Références :**

Primaire : Cylindre A, critère [GM] moindres carrés

Secondaire : Cylindre B, critère [GM] moindres carrés

Nom du symbole : Localisation

Surface nominale spécifiée : Alésage $\varnothing 20$

Élément tolérancé : Surface réelle (tous les points de l'alésage)

Zone de tolérance : Zone intérieure au cylindre $\varnothing 20,2$, libre entre 2 plans distants de 20,2, centrés sur l'axe nominal et parallèles au plan P.

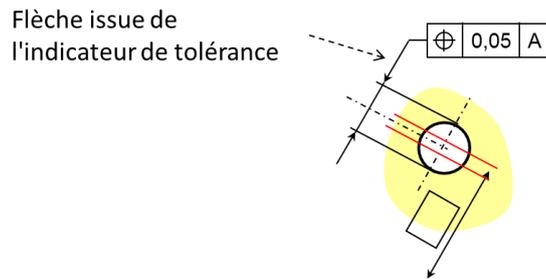
Validation : La spécification est respectée si l'élément tolérancé est dans la zone de tolérance

Remarque : Il est impossible de définir simplement la zone de tolérance extérieure au deux plans car inévitablement, l'alésage réel pénètre entre les deux plans. Il faut définir une zone de tolérance cylindrique libre entre les deux plans.

La forme de la zone entre deux plans est donnée par l'absence de symbole \varnothing . Ainsi, avec le projet de norme 2692, l'écriture devra être la suivante :

**2 - 2 - 3 Ecriture traditionnelle : Zone de tolérance sans \varnothing**

La figure ci-dessous représente la pratique courante (toujours utilisable, mais non recommandée) : la zone de tolérance est comprise entre 2 plans distants de la tolérance. Cette zone est centrée sur l'axe nominal. Elle est orientée perpendiculairement à la flèche issue du cadre de tolérance.

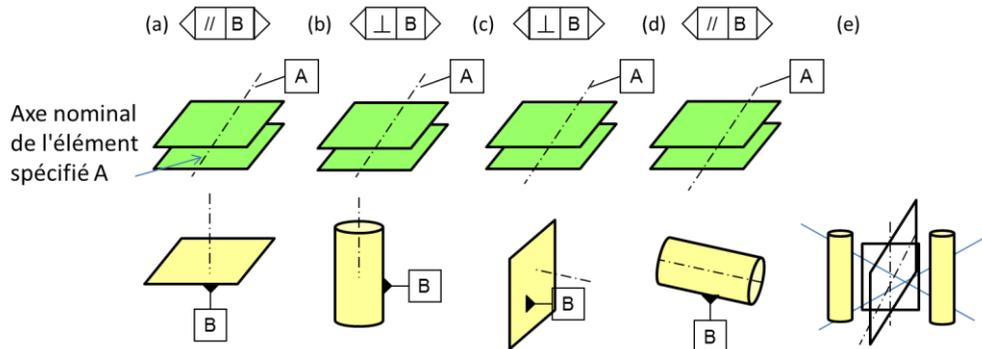


2 - 2 - 4 Exemple d'orientation de la zone de tolérance

La figure suivante illustre la spécification de l'axe d'un cylindre A dans une zone de tolérance définie par deux plans, pour différents types de plans d'annotation.

La solution est unique dans les cas (a) à (d).

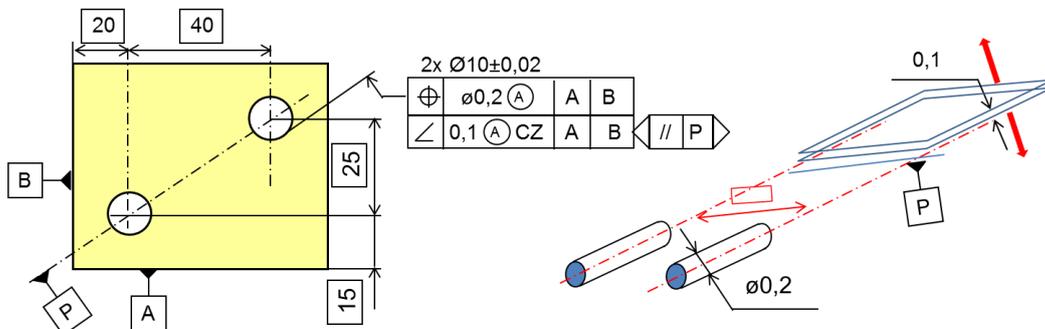
- (a) : La zone de tolérance est parallèle au plan B (le plan B doit être nominalelement perpendiculaire au cylindre A).
- (b) : La zone de tolérance est perpendiculaire au cylindre B (le cylindre B doit être nominalelement perpendiculaire au cylindre A).
- (c) : La zone de tolérance est perpendiculaire au plan B et est centrée sur l'axe nominal. (La direction de la zone est donnée par le produit vectoriel des deux directions)
- (d) : La zone de tolérance est parallèle au cylindre B et est centrée sur l'axe nominal (La direction de la zone est donnée par le produit vectoriel des deux directions)
- (e) : Impossible d'utiliser deux cylindres parallèles B pour orienter la zone de tolérance, car il y a plusieurs plans remarquables. Plusieurs interprétations seraient possibles.



2 - 2 - 5 Orientation d'un groupe de trous

Sur la figure suivante, la direction d'analyse est perpendiculaire au plan P passant nominalelement par les deux trous.

Le modèle nominal est associé à la pièce réelle avec le système de références A|B. Le plan d'orientation P est bien défini. Il n'y a pas de symbole \varnothing et un modificateur CZ qui impose une seule zone de tolérance. La zone est limitée par deux plans distants de 0,1, parallèles au plan P. La zone est construite centrée sur les axes nominaux, puis elle peut être translattée pour que les axes réels des alésages soient, si possible, simultanément dans la zone de tolérance⁷.



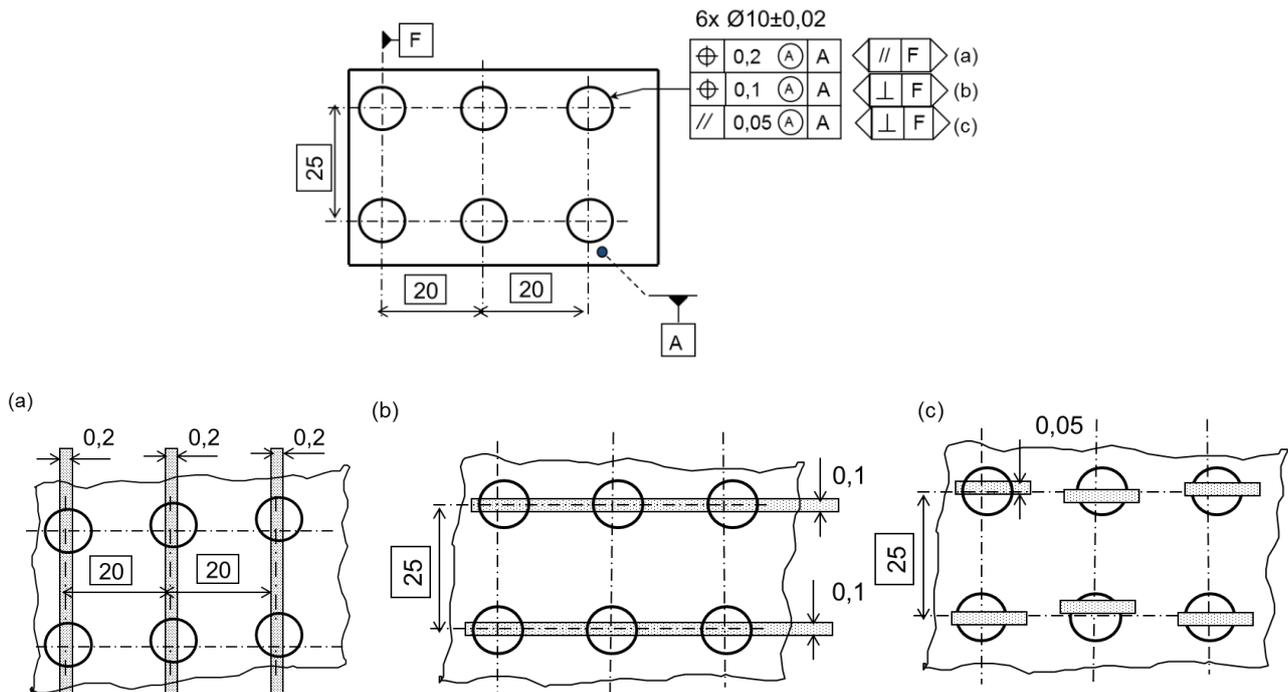
⁷ Cet exemple est un des rares cas d'utilisation du CZ dans un groupe de trous.

2 - 2 - 6 Exemple avec des tolérances différentes selon les directions

La figure suivante comporte 3 spécifications sans symbole Ø. Le modèle nominal est associé à A. Le plan F passe par les deux axes nominaux.

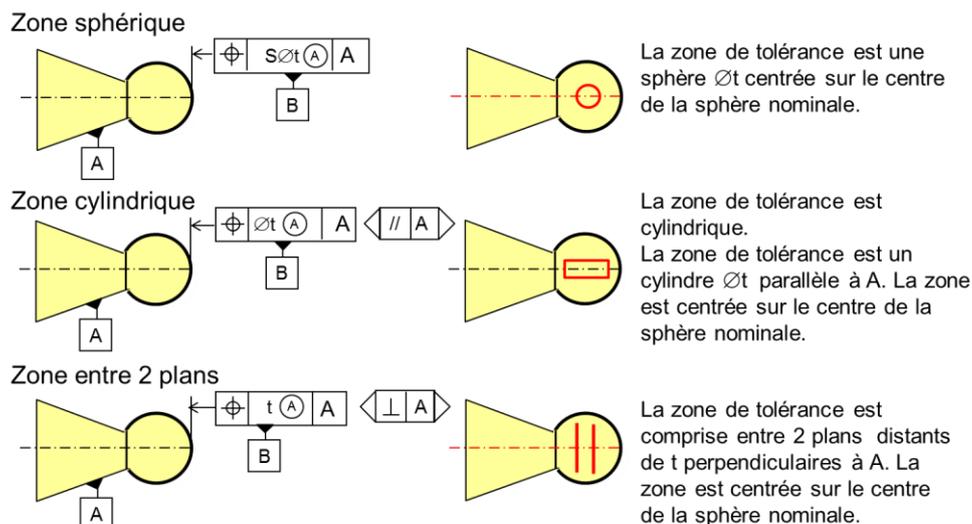
Pour la spécification (a), le plan d'orientation est défini dans le modèle nominal parallèlement à F. Les 6 zones de tolérances de largeur 0,2 sont centrées sur les axes nominaux et orientées parallèlement au plan d'orientation. (Les zones sont donc confondues 2 à 2). Les mobilités résiduelles laissées par le plan A permettent de faire glisser le modèle nominal sur A et les 6 zones de tolérance pour que les 6 axes réels soient, si possible, dans les zones de tolérance.

La spécification (c) est une orientation. Les 6 zones de tolérances de largeur 0,05 sont construites perpendiculairement à F et centrées sur les axes nominaux. Les mobilités résiduelles laissées par le plan A permettent de faire glisser le modèle nominal sur A, puis de translater chaque zone de tolérance indépendamment les unes des autres pour que les 6 axes réels soient, si possible, dans les 6 zones de tolérance.



2 - 2 - 7 Orientation de la zone de tolérance pour le centre d'une sphère

Dans les 3 cas, l'élément tolérancé est le centre de la sphère. Le modèle nominal est associé à la surface conique. La seule direction remarquable du cône A est son axe.

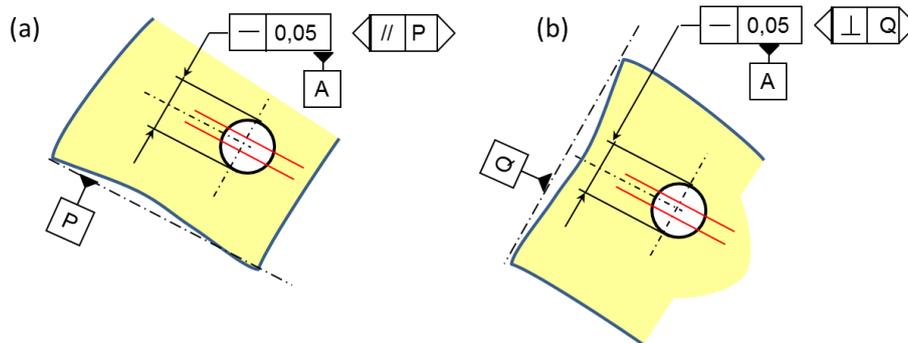


2 - 2 - 8 Orientation de la zone de tolérance une spécification de forme

Pour une spécification de forme, il n'y a pas de système de références, pour associer le nominal.

Dans la figure (a), le plan d'annotation P est défini sur une surface réelle parallèle à la zone de tolérance. Il y a un conflit, car la zone de tolérance ne peut pas être parfaitement parallèle à P. Le produit vectoriel de l'axe de A et de la normale à la zone de tolérance doit appartenir au plan P.

Dans la figure (b), la zone de tolérance peut être construite directement perpendiculairement à Q.



Sinon, le plan d'annotation (quelconque) est défini dans le modèle nominal. Le modèle nominal peut être associé approximativement à partir de n'importe quelle surface significative de la pièce. En général, la surface spécifiée est également localisée par rapport à un système de références

2 - 3 Plan d'intersection

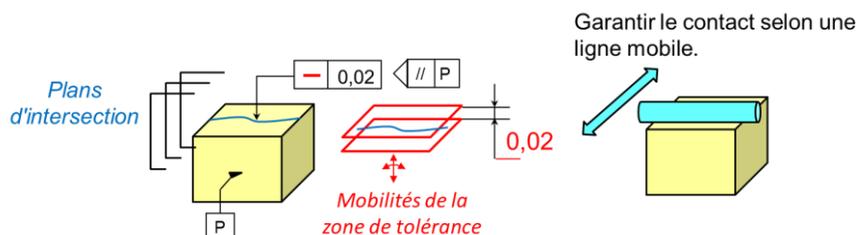
2 - 3 - 1 Principe

Le plan d'intersection est utilisé pour spécifier des surfaces, au voisinage de lignes⁸ dans une direction donnée, par exemple pour garantir la qualité du contact linéique entre deux pièces (ex : contact plan / cylindre) ou des caractéristiques d'écoulement dans une direction donnée ou des exigences esthétiques.

CONSEIL : Pour faciliter la lecture de la spécification et retrouver les conventions 2D à la mise en plan, la spécification doit être placée si possible dans une coupe parallèle aux plans d'intersection.

2 - 3 - 2 Rectitude des lignes d'une surface plane

Le plan P est défini dans le modèle nominal. Les plans d'intersection sont parallèles à P. Les points P sont prélevés au voisinage de chaque plan d'intersection.



Références : Néant

Nom du symbole : rectitude

Surface nominale spécifiée : Plan supérieur

Élément tolérancé : Points de la surface réelle au voisinage de chaque plan d'intersection parallèle à P

Zone de tolérance : Zone comprise entre deux plans distants de 0,02

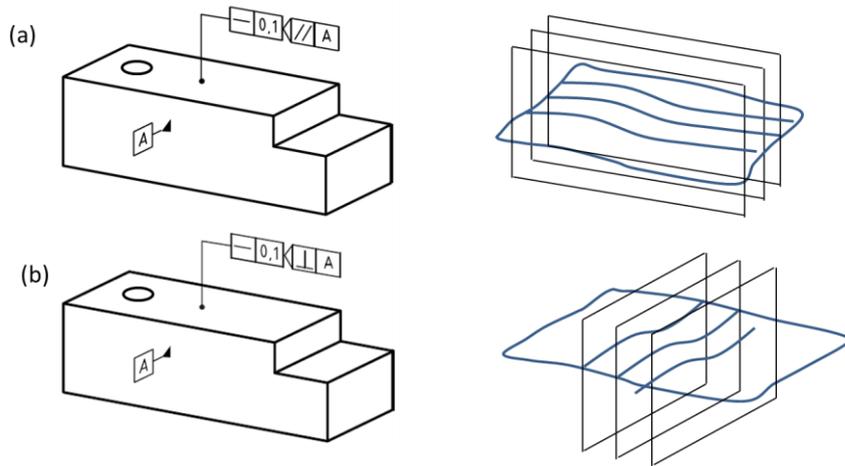
Validation : La spécification est respectée si l'élément tolérancé est dans la zone de tolérance pour chaque plan d'intersection

La zone de tolérance est construite centrée sur le plan nominal spécifié, puis translatée selon la normale au plan et orienter uniquement autour de la normale au plan d'intersection.

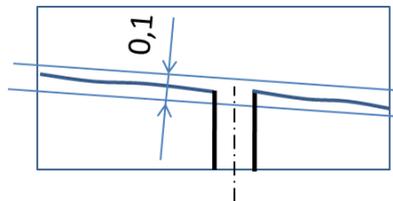
- Pour la figure (a) les plans d'intersection sont parallèles à A.

⁸ La norme 1101 considère l'élément tolérancé théorique obtenu par intersection de la surface réelle et le plan d'intersection. Il faut ensuite vérifier que la ligne réelle est comprise entre deux lignes qui limitent la zone de tolérance. En pratique, la surface réelle est identifiée par des points qui ne sont pas parfaitement dans le plan d'intersection. Cette démarche impose des algorithmes spécifiques complexes et de définir avec précision les plans d'intersection, surtout pour des surfaces quelconques. Tout en donnant des résultats identiques, la définition proposée est beaucoup plus souple et plus générale.

- Pour la figure (b), les plans d'intersection sont perpendiculaires à A. Comme il y a une infinité de solution, les plans sont également orientés perpendiculairement au plan spécifié



La zone de tolérance est indépendante pour chaque plan d'intersection. Il n'y a qu'une seule zone par plan d'intersection, même si le plan est localement interrompu par un trou ou une rainure par exemple.

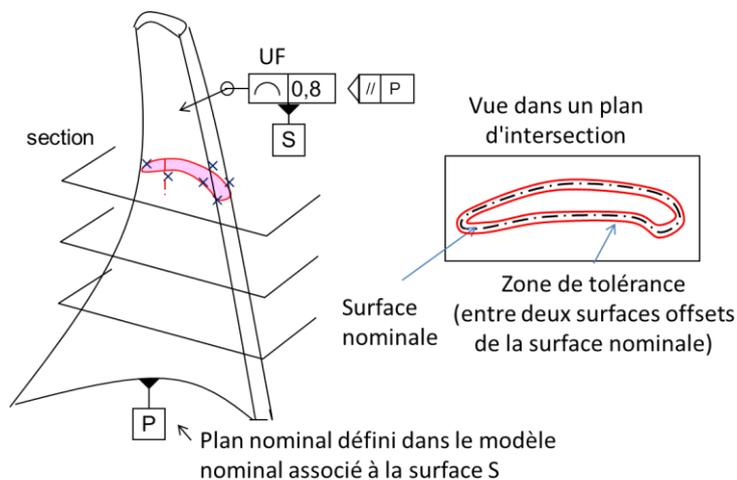


2 - 3 - 3 Lignes de surfaces quelconques

Remarque : les normes 1101 ou 1660 ne donnent aucun exemple sur des surfaces réellement gauches, pour consolider la définition ci-dessous. Elle n'a traité que des cas particuliers qui évitent le problème.

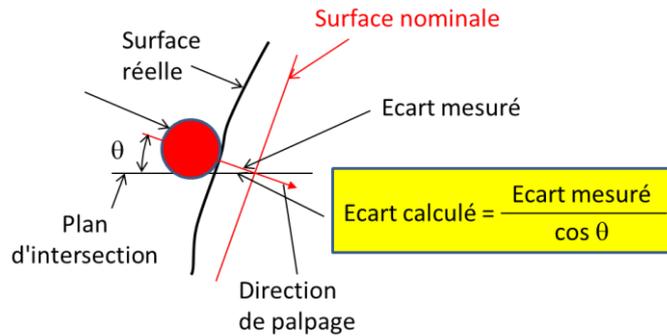
La surface nominale est associée par les moindres carrés à l'ensemble de la surface, pour définir les directions des plans d'intersection parallèles à P. La surface réelle est coupée par des plans d'intersection. Dans chaque plan, la zone de tolérance est définie par les deux courbes offset de la courbe nominale. Cette zone peut être déplacée librement dans le plan d'intersection pour placer si possible, la ligne intersection dans la zone de tolérance. L'écart est donc défini dans le plan d'intersection et pas selon la normale à la surface. L'écart de forme de la ligne peut donc être supérieur à l'écart de forme de la surface.

Attention, le plan P ne doit pas être identifié directement sur une surface réelle de la pièce, car il s'agit d'une spécification de forme sans référence, le modèle nominal se trouverait balancé par le plan mesuré P. P est un plan nominal défini dans la modèle nominal associé à l'ensemble de la surface S par les moindres carrés.



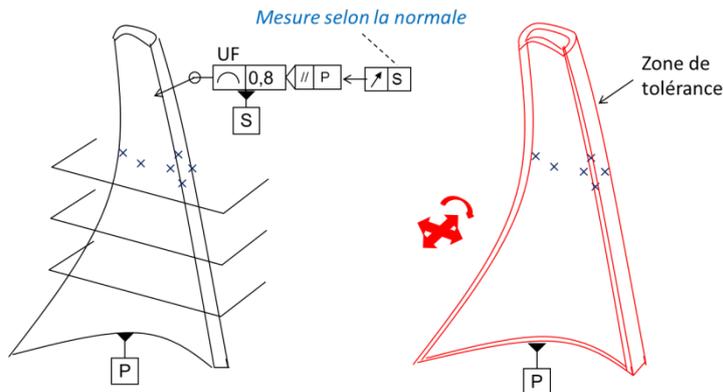
Théoriquement, cette définition pose une difficulté majeure, car les points mesurés doivent être prélevés avec précision dans le plan d'intersection (en tenant compte du rayon du palpeur). En pratique, il suffit de prélever des points au voisinage du plan d'intersection pour déterminer l'écart suivant la normale à la surface nominale.

L'écart dans le plan d'intersection est obtenu à partir de l'écart mesuré en fonction de l'angle θ . (Le point mesuré ne doit pas être simplement projeté sur le plan)



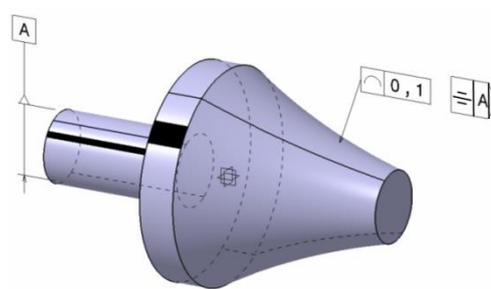
La figure suivante comporte une spécification de forme de la ligne quelconque avec un plan d'intersection et un indicateur de direction de mesure normale à la surface. Cette écriture n'est pas décrite dans la norme, mais elle est beaucoup plus simple à traiter. La surface nominale est associée par les moindres carrés à l'ensemble de la surface, pour définir des plans d'intersection parallèles à P. Les points sont prélevés dans un tronçon au voisinage du plan d'intersection. La zone de tolérance peut être déplacée par translation et rotation dans le plan d'intersection pour placer si possible, les points du tronçon dans la zone de tolérance.

Attention : cette spécification n'est pas équivalente à la précédente, car les écarts sont mesurés selon la normale à la surface.



Remarque : certains logiciels de métrologie fournissent les deux méthodes, selon les options activées.

Dans l'écriture suivante, le modèle nominal doit être associé à la surface de révolution par les moindres carrés, ce qui positionne l'axe nominal A, pour construire les plans d'intersection passant par cet axe. (A n'est pas directement l'axe associé à la surface réelle A, ce qui donnerait un décalage entre les profils mesurés et les profils théoriques en raison des écarts de coaxialité et de parallélisme).

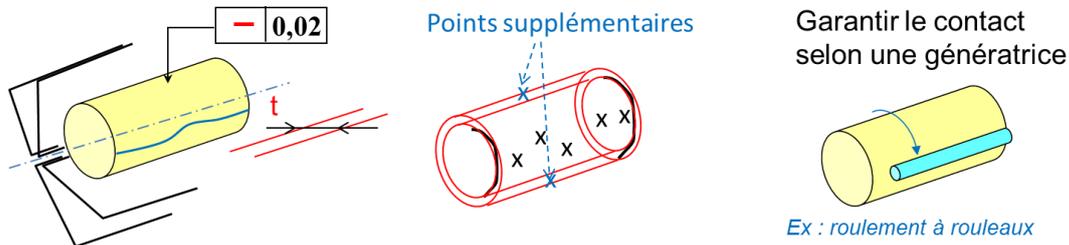


2 - 3 - 4 Rectitude des génératrices d'un cylindre ou d'un cône

La rectitude des génératrices d'un cylindre ou d'un cône ne nécessite pas de spécifier les plans d'intersection, car ils sont implicitement définis.

Selon la norme ISO 1101, la rectitude des génératrices d'un cylindre impose de définir l'axe du cylindre des moindres carrés associé à l'ensemble de la surface, puis de définir un plan d'intersection passant par cet axe associé, puis de déterminer la ligne intersection de la surface cylindrique réelle avec le plan d'intersection, puis de vérifier si la ligne intersection peut être placée entre deux droites distantes de la tolérance dans ce plan d'intersection.

En réalité, les points mesurés ne sont pas exactement dans le plan d'intersection. Une simple projection sur le plan introduit une erreur. Une définition pratique équivalente revient à prélever des points au voisinage d'une génératrice, puis deux points supplémentaires diamétralement opposés et d'évaluer la cylindricité, en cherchant deux cylindres coaxiaux dont la différence de rayon est minimale et qui contient tous les points. (Les deux points supplémentaires ont simplement pour effet de définir une zone de tolérance de diamètre proche du diamètre réel du cylindre).



Références : Néant

Nom du symbole : rectitude des génératrice

Surface nominale spécifiée : Cylindre

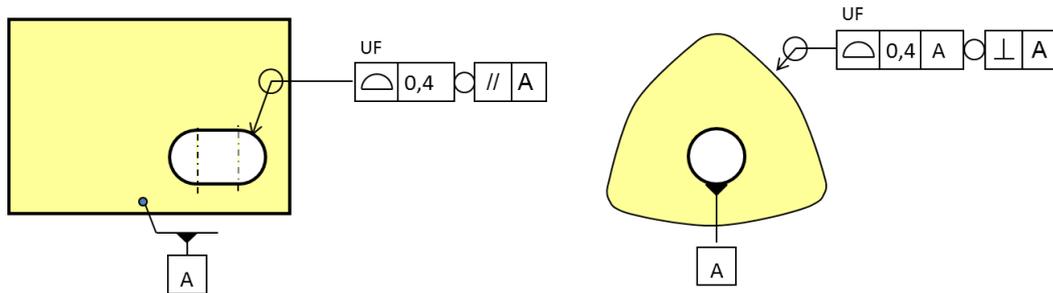
Élément tolérancé : Points de la surface réelle au voisinage de chaque plan d'intersection passant par l'axe

Zone de tolérance : Zone comprise entre deux cylindres coaxiaux dont la différence de rayons est 0,02

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

2 - 4 Plan de collection

Le symbole O (tout autour) placer sur la ligne repère permet de spécifier toute les surfaces du contour désigné. Le plan de collection indique la direction dans laquelle la pièce doit être parcourue.



En 3D, les surfaces spécifiées sont clairement identifiées dans le modèle 3D. Le plan de collection n'est destiné que pour faciliter la lecture après mise en plan 2D.

Pour une surface complexe composée de multiples facettes, le plan de collection ne permet pas de limiter clairement les bords de la surface,

Remarque : Pour une spécification comportant déjà un plan d'intersection, l'indication d'un plan de collection est facultative.

2 - 5 Élément de direction

2 - 5 - 1 Circularité d'une surface de révolution

La circularité d'un cylindre ne nécessite pas de plan d'intersection (voir partie 1 en 6.3.4).

Pour un cône ou une surface de révolution, il y a deux possibilités qui impose de spécifier avec un élément de direction (la norme ne précise pas qu'elle est la signification par défaut, s'il n'y a pas d'indication de direction⁹).

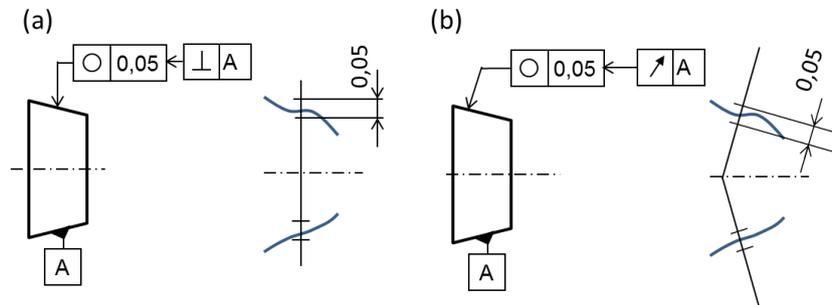
En (a), l'élément de direction indique que la mesure est perpendiculaire à l'axe de A. La ligne intersection est définie dans un plan perpendiculaire à l'axe de A. La zone de tolérance est définie par deux cercles concentriques du plan d'intersection dont la différence de rayons est 0,05.

⁹ Avant l'introduction des indicateurs de direction, la norme ISO 1101 : 2004 définissait la circularité uniquement dans une section perpendiculaire à l'axe, même pour des cônes et des surfaces de révolution. La norme ISO 1101 :2012 définit la circularité d'un cône uniquement dans la section conique.

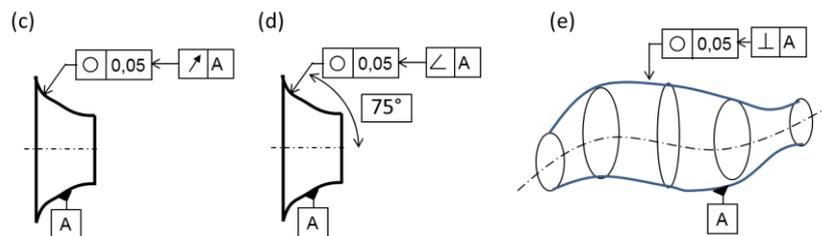
En (b), l'élément de direction indique que la mesure est perpendiculaire à la surface de A. la ligne est obtenue par intersection de la surface réelle avec un cône pour obtenir un écart normal à la surface. La zone de tolérance est définie par deux surfaces offset de la surface nominale dont la différence des offsets est $0,05^{10}$. L'écart est mesuré perpendiculairement à la surface du cône.

Remarque : en pratique, en métrologie, la mesure des écarts est toujours effectuée selon la normale à la surface nominale. La circularité du cas (a) est convertie par la relation :

$$\text{Circularité (a)} = \text{circularité (b)} / \cos(\text{angle})$$



La norme 1101 : 2017 ne dit rien pour les surfaces de révolution. Le cas (c) doit être mesuré selon une direction normale à la surface dans la section considérée. Le cas (d) impose une direction de mesure constante. La surface décrite en (e) est formée par une section circulaire évolutive dans des plans perpendiculaires à une ligne quelconque. La circularité est mesurée dans des sections localement perpendiculaires à l'axe nominal associé à la surface complète. Cette écriture hors norme est facilement compréhensible.

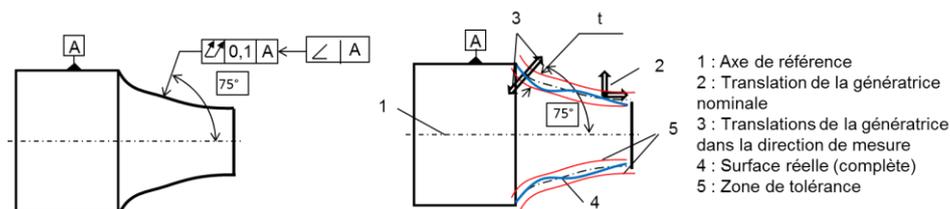


2 - 5 - 2 Battement d'une surface de révolution

Dans la figure suivante, la spécification de battement a été complétée par un indicateur de direction indiquant que la direction de mesure est inclinée à 75° par rapport à la référence A. La différence avec un battement classique est que la zone de tolérance n'est pas obtenue par des surfaces offset de la génératrice nominale mais par translation de la génératrice nominale dans la direction de 75° .

Définition : Le battement total impose que la surface réelle soit comprise dans la zone de tolérance centrée sur l'axe de référence. La zone de tolérance est obtenue en deux étapes :

- La génératrice nominale de la surface dans le plan passant par l'axe de référence peut être traduite radialement et axialement d'une valeur quelconque.
- La zone de tolérance est générée par rotation autour de l'axe de référence de deux lignes identiques à la génératrice décalées de $+t/2$ et $-t/2$ dans la direction fixée par l'indicateur de direction.



Avec le battement circulaire, la zone de tolérance est construite de la même manière, mais indépendamment pour chaque ensemble de points prélevés sur la surface réelle dans une section perpendiculaire à l'axe.

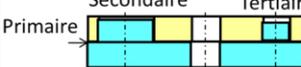
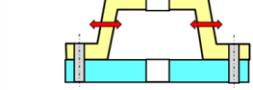
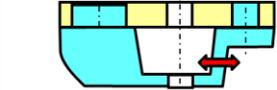
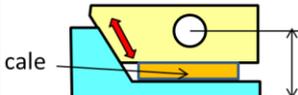
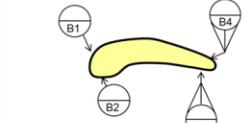
¹⁰ Sur la norme, la flèche est perpendiculaire à l'axe du cône. Pour éviter de créer un doute, il est préférable d'incliner la flèche perpendiculairement à la surface.

3 - MODIFICATEURS D'ASSOCIATION DES REFERENCES

3 - 1 Objectif

Dans un assemblage de pièces rigides, le modèle de chaîne de cotes 3D impose de considérer les références en positions nominales. Par contre, dès que l'une des pièces de l'assemblage se déforme ou qu'une mobilité est permise par une cinématique, la surface associée à l'élément de référence réel peut être décalée par rapport à la référence en position nominal dans une direction qui correspond à la direction de déformation ou à la direction de mobilité¹¹.

Les modificateurs sur les systèmes de références permettent de définir une cotation qui correspond au comportement de l'assemblage, notamment des déformations des pièces ou des mobilités apportées par les pièces voisines. Malheureusement, la norme actuelle ne permet pas de décrire la direction de déformation ou de mobilité.

Références en [DF] position nominale (par défaut avec M et L)	Fonctions Assemblage de pièces rigides	Exemples Primaire Secondaire Tertiaire 
[DV] Décalage symétrique des surfaces associées	Déformation symétrique dans une référence	
Référence décalée (par défaut sans M ni L)	Assemblage de pièces déformables ou avec une mobilité (rainure)	
>> Décalage du nominal	Dispositif de réglage en dehors de la pièce pour positionner une surface	
 Références partielles mobiles associées à des références fixes	Appui souple ou réglable assurant un auto-centrage en complément des appuis fixes.	

3 - 2 Référence commune symétrique avec [DV]

3 - 2 - 1 Contexte d'emploi

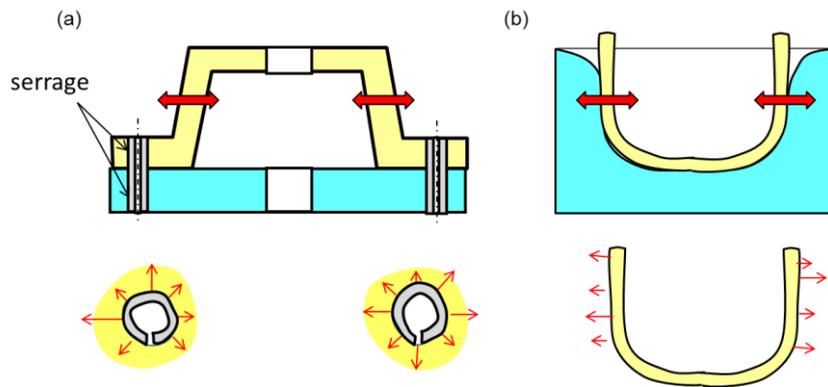
La norme ISO 5459 donne très peu d'information sur ce modificateur [DV]. Cette section est donc basée sur une analyse fonctionnelle du besoin pour définir les règles d'utilisation.

Dans certains mécanismes, une référence est assurée par plusieurs entités en parallèles. Si les deux pièces sont rigides, les références sont en position nominale.

Si les jeux ne sont pas suffisants pour compenser l'hyperstatisme, la déformation de l'une des pièces ou une cinématique particulière peut permettre de compenser les écarts de position des surfaces réelles.

- La figure (a) représente un assemblage dans lequel une des pièces peut se déformer pour compenser la différence d'entraxes entre les alésages.
- La figure (b) représente l'assemblage d'un profilé en U dans une poche. La flexibilité d'une des pièces compense les écarts de forme en assurant le contact sur le fond.

¹¹ Contrairement à ce qui est souvent énoncé, cette direction n'est pas une simple distance au sens SATT.



La pièce étant réputée souple, les pressions de contact vont s'équilibrer autour de chaque centreur ou entre les flancs du U.

Si les déformations sont symétriques par rapport à un plan de symétrie, les surfaces fonctionnelles situées dans la partie centrale de la pièce peuvent être spécifiées avec un modificateur [DV] sur cette référence qui assure le centrage de la pièce. (Attention, les surfaces un côté de la pièce seront à positionner en considérant la référence sur le côté correspondant).

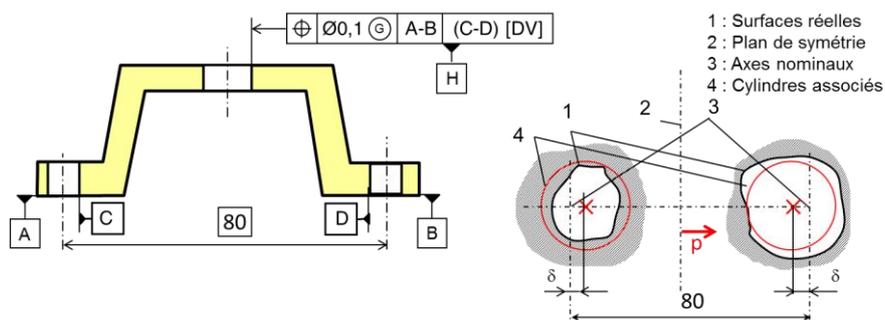
3 - 2 - 2 Distance variable [DV] dans une référence commune avec serrage

Définition : Le modificateur [DV] « distance variable » est applicable à l'intérieur d'une référence composée de plusieurs surfaces parfaitement symétriques par rapport à un plan clairement identifié.

REGLE : Les surfaces associées sont décalées symétriquement de δ par rapport aux surfaces nominales dans la direction normale au plan de symétrie.

Dans la symétrie de la figure suivante portant sur l'alésage H, la référence commune C-D est constituée de deux alésages symétriques par rapport à un plan de normale \vec{p} . La pièce est suffisamment fine pour être considérée comme déformable avec une déformation symétrique.

Les deux alésages sont associés en admettant respectivement un décalage dans la direction \vec{p} de δ pour l'alésage de gauche et de $-\delta$ pour l'alésage de droite. La variable δ est à calculer par le critère d'association des moindres carrés pour chaque cylindre. Le modèle nominal est ainsi centré entre les deux alésages.



Références :

Primaire : Plans A et B, critère [GE]

Secondaire : 2 cylindres associés en une seule opération par [GM], décalés symétriquement par rapport à C et D dans la direction normale au plan de symétrie.

Nom du symbole : Localisation

Surface nominale spécifiée : Alésage H

Élément tolérancé : axe associé par moindres carrés

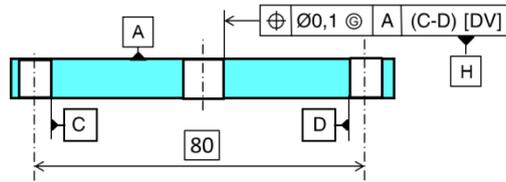
Zone de tolérance : Zone cylindrique Ø0,1 centrée sur l'axe nominal

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

L'association des moindres carrés suppose qu'il y a serrage dans les deux liaisons tout autour de chaque cylindre. Ce type de serrage peut être obtenu par déformation locale de la pièce autour de l'alésage (pièce en matière plastique) ou par un composant souple comme une douille fendue. Il n'y a pas décollement d'une douille dans son alésage.



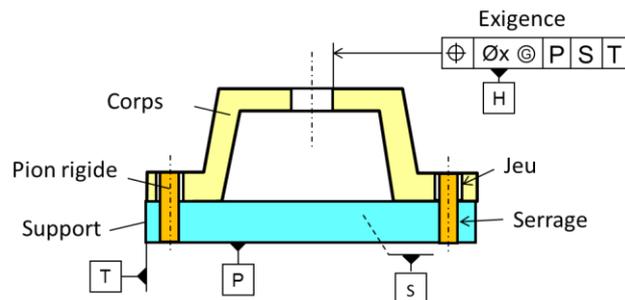
Remarque : le modificateur [DV] peut être appliqué sur les deux pièces de la liaison. Il suffit que l'une des deux pièces se déforme pour compenser la différence d'entraxes.



Ce modèle suppose l'une des pièces est effectivement suffisamment souple pour compenser la différence d'entraxes. Le décalage δ représente la déformation de la pièce et permet de mieux répartir la pression de contact dans chaque alésage, indépendamment de l'autre.

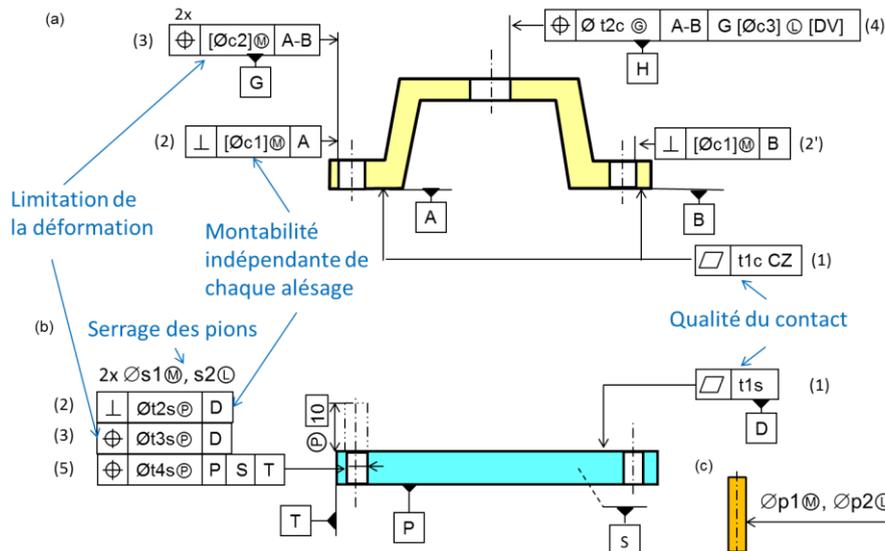
3 - 2 - 3 Distance variable [DV] dans une référence commune avec jeu

Le cas étudié comporte une pièce déformable avec une liaison réalisée avec des pions serrés dans le support et monté avec du jeu dans le corps. La déformation du corps permet de compenser une différence d'entraxes, autrement dit, si les entraxes sont identiques ou proches, il y a du flottement entre les deux pièces. Si les entraxes sont différents, le corps se centre sur les deux pions du support.

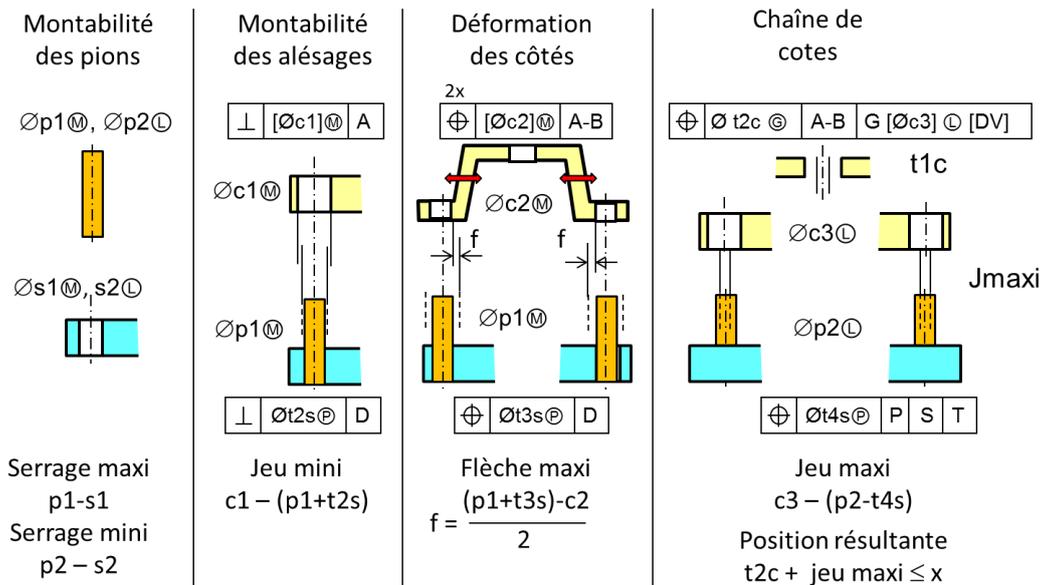


La cotation du corps, du support et des pions sont les suivantes :

- La planéité (1) en zone commune assure le bon contact entre le support et le corps.
- Les perpendicularités (2) et (2') assurent la montabilité de chaque pion dans son alésage, en supposant que le corps puisse se déformer pour compenser les différences d'entraxes.
- La localisation (3) avec $c1 < c2$ assure la montabilité du corps en limitant la déformation du corps.
- Les localisations (4) et (5) constituent les maillons de la chaîne de cotes 3D pour le respect de l'exigence de position de l'alésage H du corps.



La figure suivante illustre les différentes exigences et les règles de calcul.



Remarque : Les tolérances sur l'entraxe (t3s et c2) peuvent être assez larges, car la différence d'entraxes est composée par la déformation de la pièce. Pour l'exigence étudiée, le pire des cas est obtenu lorsque les entraxes sont identiques avec le jeu maximal dans les alésages, c'est-à-dire avec les alésages $\varnothing c3$. Le flottement, établi avec ce diamètre est donc intégré dans la chaîne de cotes 3D de cette exigence. Cette approche permet d'avoir une faible tolérance c3-c1 sur les diamètres des alésages G, ce qui donne un jeu maxi faible, car il n'y a plus à prendre en compte la variation d'entraxe.

La condition à remplir pour l'exigence est :

$$\text{Jeu mini} + (c3-c1) + (p1-p2) + t1c + t2s + t4s \leq x \quad (c3-c1 \text{ est la tolérance sur le diamètre du trou. } P1-p2 \text{ est la tolérance sur le diamètre du pion).$$

La signification de la localisation (4) du corps est la suivante :

Références :

Primaire : Plans A et B, critère [GE]

Secondaire : 2 Zones cylindriques $\varnothing c3$ décalés symétriquement par rapport aux axes nominaux dans la direction normale au plan de symétrie.

Nom du symbole : Localisation

Surface nominale spécifiée : Alésage H

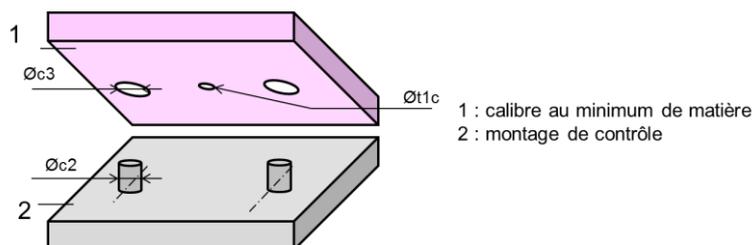
Élément toléré : axe associé par moindres carrés

Zone de tolérance : Zone cylindrique $\varnothing 0,1$ centrée sur l'axe nominal

Validation : La zone de tolérance étendue doit être respectée quelle que soit la position de la pièce permise par le jeu entre la surface réelle de référence et le montage de contrôle.

Remarque : sans [DV], la pièce serait refusée s'il y a un écart d'entraxe. Le [DV] laisse donc une mobilité des zones de tolérance des deux alésages entre deux plans.

Le contrôle peut être réalisé avec un calibre et un montage numériques représenté ci-dessous. Le montage de contrôle représente les deux pions du support. La mobilité du calibre représente la mobilité maximale admise pour définir la zone de tolérance étendue. Si le corps réel a un écart d'entraxe, il n'utilisera pas toute la mobilité par rapport aux pions. L'écart de position admissible du trou central est plus grand.

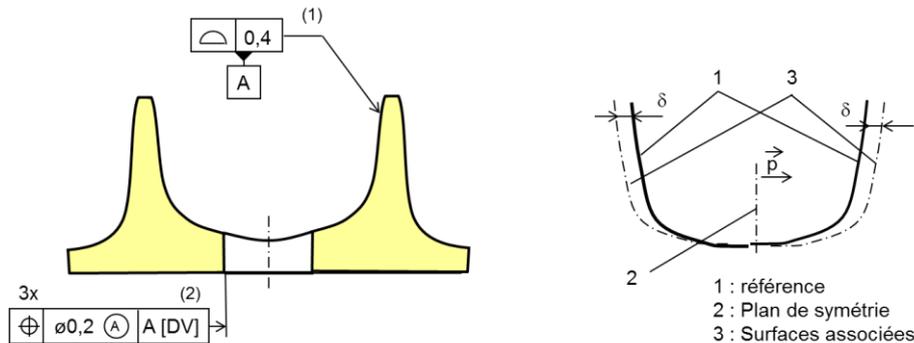


3 - 2 - 4 Généralisation du [DV] pour une référence simple symétrique

La figure suivante comporte une localisation (2) avec une référence A [DV]. La surface A est symétrique par rapport à un plan de normale \vec{p} . Sur l'une des pièces, les flancs sont suffisamment fins pour être considérés comme déformables avec une déformation symétrique.

La surface nominale A est fractionnée en 2 parties de chaque côté du plan de symétrie. De chaque côté, la surface associée est décalée de δ ou $-\delta$ dans la direction \vec{p} normale au plan de symétrie

La surface réelle est associée aux deux surfaces associées en une seule opération. La variable δ doit être calculée lors de l'association par les moindres carrés. Le modèle nominal est ainsi centré entre les deux flancs de la surface réelle A tout en assurant un contact au fond de la poche.



3 - 3 Décalage d'une surface associée par rapport à la surface nominale de référence

3 - 3 - 1 Evolution des normes

Les anciennes normes AFNOR NFE 04 554 : 1988 § 5.1 (référence et système de référence) et E10-105 - 1986 §4.5 (établissement des références spécifiées) précisait "les éléments géométriques constituant un système de référence sont en position exacte les unes par rapport aux autres".

Cette précision n'existe pas dans la norme ISO 5459 : 1981, ce qui laissait un doute (aucune mention ne contredisait la contrainte de position).

La norme ISO 5459:2011 dit au paragraphe 6.3.4 : "Les éléments associés pour établir le système de références spécifiées sont obtenus successivement, dans l'ordre défini par la spécification géométrique. L'orientation relative des surfaces associées est théoriquement exacte mais leur position relative est variable."

Cela signifie que les positions relatives des références primaire, secondaire et tertiaire sont libres. Plusieurs constructions "classiques" ne correspondent plus au besoin fonctionnel, ce qui impose des constructions "hors normes" avec des commentaires.

Par contre, la norme 2692 sur le maximum de matière semble confirmer que les références sont en positions relatives parfaites. Ces 2 normes n'appliquent pas la même règle !

Les références en position libre apportent deux difficultés, sources de litiges et de complexité :

- il y a confusion entre « position relative » et « distance ». La notion de distance n'est possible qu'entre des éléments géométriques particuliers. C'est quoi la distance entre deux surfaces quelconques ???.
- la définition des éléments de situation, des plans d'annotation, des références partielles mobiles est très compliquée par rapport à des références « mobiles entre elles ».

La norme 5459 de 2017 doit introduire le modificateur [DF] avec la règle suivante :

Sans \textcircled{M} ni \textcircled{L} : par défaut : surface associée décalée par rapport au nominal (pas de contrainte de position)

Avec [DF] : surface associée en position nominale¹².

Avec \textcircled{M} ou \textcircled{L} : par défaut : surface associée en position nominale

Pas de modificateur pour libérer la contrainte de position avec \textcircled{M} ou \textcircled{L} (il manque le \triangleright de l'ASME)

Remarque : pour les dessins avant 2017, le modificateur [DF] n'existe pas.

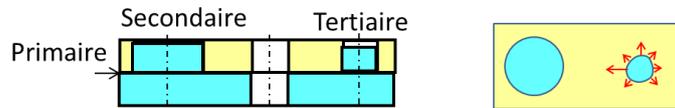
Pour information, en ASME, par défaut, les surfaces sont toujours associées en position nominale. Le modificateur \triangleright permet de translater la surface associée par rapport à la surface nominale.

¹² Ce modificateur [DF] (distance fixe) est prévu dans le projet 5459 qui doit être publié en 2017. Il faut vérifier sa publication et son évolution, car il ne convient pas parfaitement. Le besoin est une contrainte de position par rapport à la position nominale, pas une contrainte de distance, car la notion de distance entre références n'existe que pour des cas simples. De plus distance et orientation sont liées.

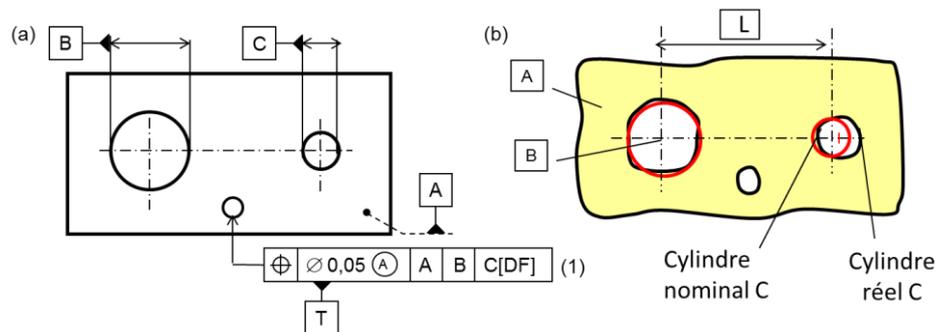
3 - 3 - 2 Association d'un cylindre tertiaire pour deux pièces rigides

L'assemblage est composé de deux pièces rigides avec deux liaisons cylindriques avec serrage. La différence d'entraxes entre les deux pièces modifie la pression de contact autour de l'alésage C.

L'association du cylindre tertiaire avec le critère [GM] (moindres carrés) donne la position d'équilibre en supposant que la pièce en vis-à-vis est parfaitement nominale et que le contact est maintenu tout autour du centreur tertiaire.



La cotation correspondante comporte un système de références avec le modificateur [DF] sur la référence tertiaire. La surface nominale C est directement associée à la surface réelle C par le critère [GM].



Références :

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

Secondaire : Cylindre B, critère [GM] moindres carrés

Tertiaire : Cylindre C, critère [GM] moindres carrés

Nom du symbole : Localisation

Surface nominale spécifiée : Alésage T

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

Zone de tolérance : Zone cylindrique $\varnothing 0,05$ centrée sur l'axe nominal

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

3 - 3 - 3 Plan secondaire parallèle à un cylindre primaire

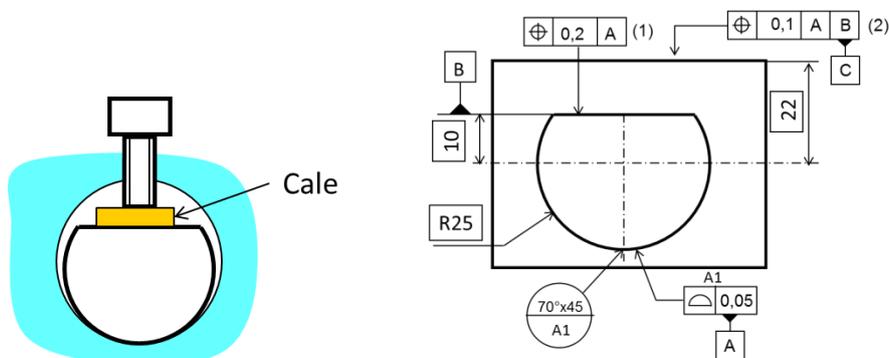
Dans cet exemple, l'arbre est guidé par le cylindre sur la partie inférieure. L'orientation est donnée par un plat.

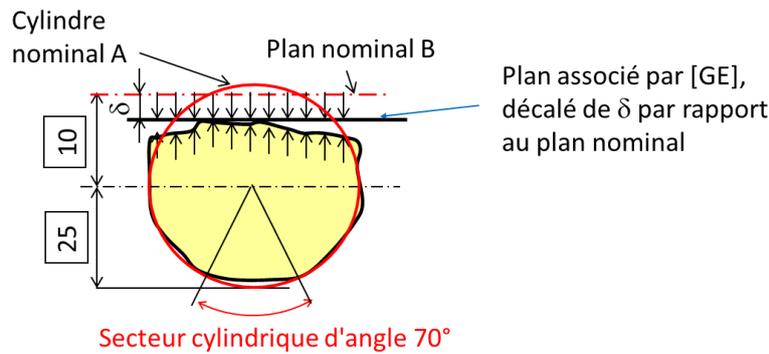
Pour la localisation (2), le modèle nominal est associé à la pièce réelle à l'aide du système de références A|B :

Pour la référence secondaire, la règle d'association est :

La surface associée est décalée par translation de δ par rapport à cette surface nominale.

Ce mode de présentation permet de conserver les références du modèle nominal, tout en permettant des associations en libérant des contraintes de position.



**Références :**

Primaire : Cylindre A, critère [GM] moindres carrés (rayon nominal) associé aux points de la zone partielle A1

Secondaire : Plan associé à la surface réelle B avec critère [GE] décalé de δ dans la direction perpendiculaire au plan nominal B

Nom du symbole : Localisation

Surface nominale spécifiée : Plan C

Élément tolérancé : Tous les points de la surface réelle

Zone de tolérance : Zone comprise entre 2 plans distants de 0,1, centrée sur la surface nominale

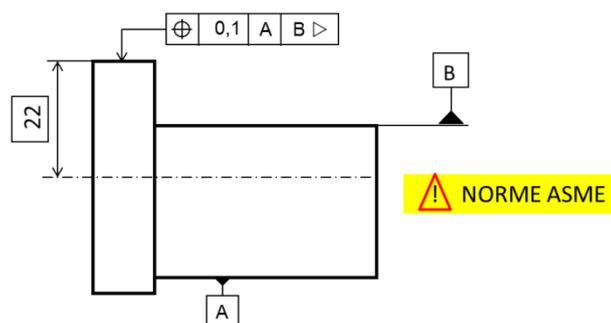
Validation : La spécification est respectée si l'élément tolérancé est dans la zone de tolérance

- Le cylindre nominal A est associé par le critère [GM] au secteur cylindrique inférieur limité par la zone partielle (secteur cylindrique d'angle 70°). (aucune variation de rayon possible).
- Le modèle nominal est ensuite orienté par le plan B. La surface nominale B est à 10 mm de A. S'il y a trop de matière sur B, le plan nominal peut être dans la matière. Le plan nominal ne peut donc pas respecter la contrainte de tangence habituellement pratiquée avec le critère [GE].

La référence B est donc toujours en position nominale par rapport à A, mais la surface associée à la surface réelle B est un plan parallèle à la surface nominale B décalé de δ . Le critère d'association est [GE]. Le paramètre δ est déterminé par le critère [GE] pour minimiser la somme des carrés des distances.

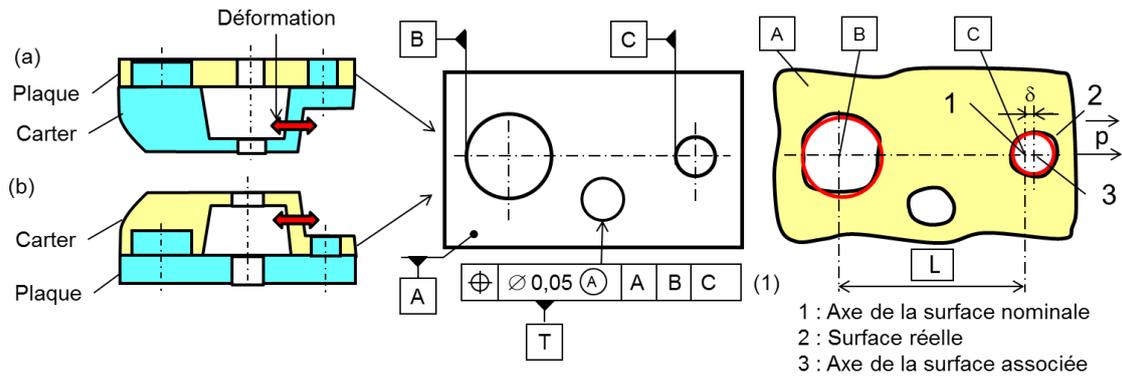
La surface nominale C permet de construire la zone de tolérance pour la localisation (2).

Pour information, l'écriture en ASME est la suivante. Le symbole \triangleright autorise la translation de la surface associée par rapport à la surface nominale B.

**3 - 3 - 4 Association d'un cylindre tertiaire avec une pièce déformable**

L'assemblage est composé de deux pièces avec deux liaisons cylindriques avec serrage. La différence d'entraxes entre les deux pièces est compensée par la déformation de l'une des deux pièces. L'alésage spécifié est dans la partie rigide de la pièce du côté de la référence secondaire. La déformation de la pièce donnera une répartition régulière de la pression de contact autour de l'alésage C.

L'association du cylindre tertiaire avec le critère [GM] (moindres carrés) donne la position d'équilibre en supposant que l'une des deux pièces se déforme et que le contact est maintenu tout autour du centreur tertiaire.



Références :

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

Secondaire : Cylindre B, critère [GM] moindres carrés

Tertiaire : Surface associée avec le critère [GM] décalée de δ dans la direction nominale définie par B et C

Nom du symbole : Localisation

Surface nominale spécifiée : Alésage T

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

Zone de tolérance : Zone cylindrique $\varnothing 0,05$ centrée sur l'axe nominal

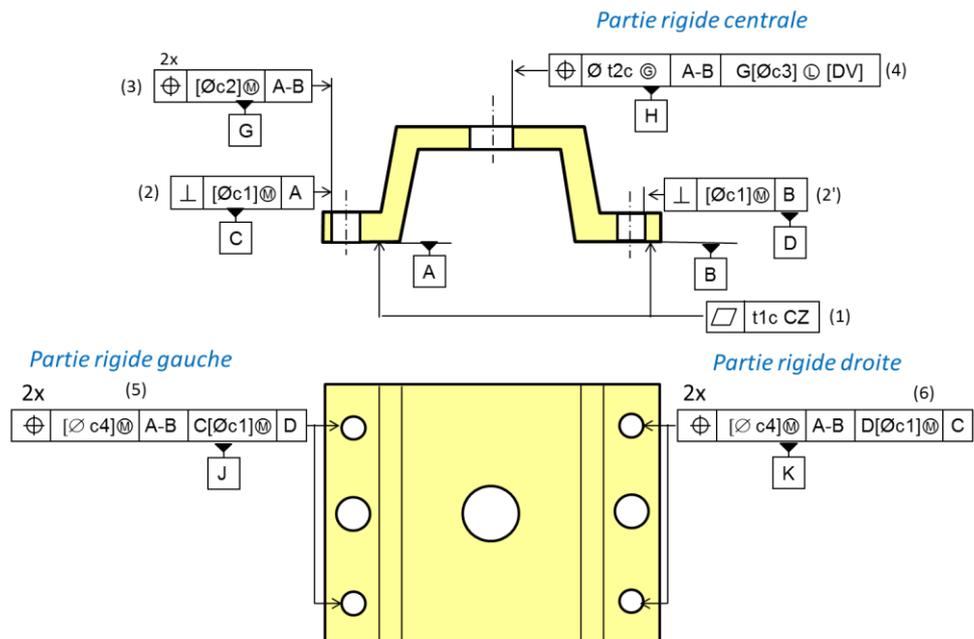
Validation : La spécification est respectée si l'élément tolérancé est dans la zone de tolérance

La figure suivante complète la cotation établie en 3 - 2 - 3, en ajoutant 4 trous de fixation J et K pour le passage des vis. Il n'est pas possible de considérer simplement une localisation classique des 4 trous par rapport à G, car la pièce peut se déformer.

Dans la partie centrale, la localisation (4) utilise le modificateur [DV] qui traduit le centrage de la pièce par rapport à G formé par les deux trous C et D.

Dans la partie gauche, la localisation (5) des deux trous J est assurée par rapport à l'alésage C, mais il faut orienter le modèle nominal par le trou D sans contrainte de position. (Il aurait été préférable de considérer D au minimum de matière avec indication de translation pour supprimer la contrainte de position, mais ce n'est pas possible avec la norme actuelle).

Inversement, dans la partie droite, la localisation (6) des deux trous K est assurée par rapport à l'alésage D, en orientant le modèle nominal par le trou C sans contrainte de position.

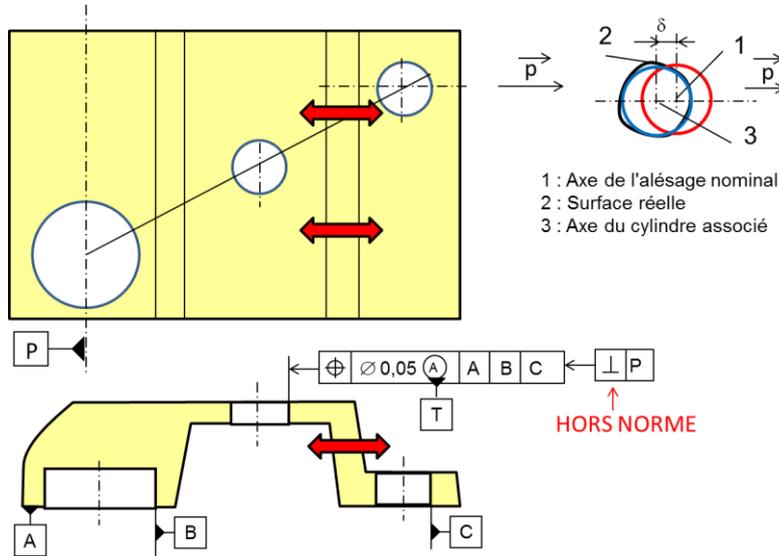


3 - 3 - 5 Déformation définie par un élément de direction

Le modèle par défaut suppose que la déformation est dans la direction \vec{p} des deux axes secondaire et tertiaire, ce qui n'est pas toujours le cas. Pour être complet, il faudrait pouvoir désigner la direction \vec{p} de déformation, à l'aide d'un indicateur de direction.

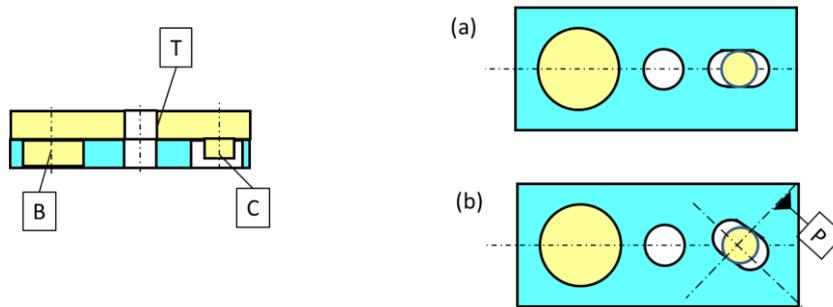
Dans le carter ci-dessous, la partie droite portant l'alésage C fléchit dans la direction \vec{p} perpendiculaire au plan P. La position du trou T ne dépend pas de la position du trou C dans la direction \vec{p} .

En tertiaire, le modèle nominal doit être orienté de sorte que la surface associée avec le critère [GM] soit décalé de δ dans la direction \vec{p} . La norme ne donne pas le moyen de déclarer cette direction de la flexion. Il suffirait de décrire cette direction par un élément de direction placé à droite de la spécification¹³.



Lorsque le cylindre tertiaire est placé dans une lumière, il faut également admettre un décalage de la surface associée par rapport au cylindre nominal :

- Cas (a) : dans la direction par défaut de B et C
- Cas (b) : dans la direction de la rainure qui perpendiculaire au plan P à indiquer par un élément d'orientation.

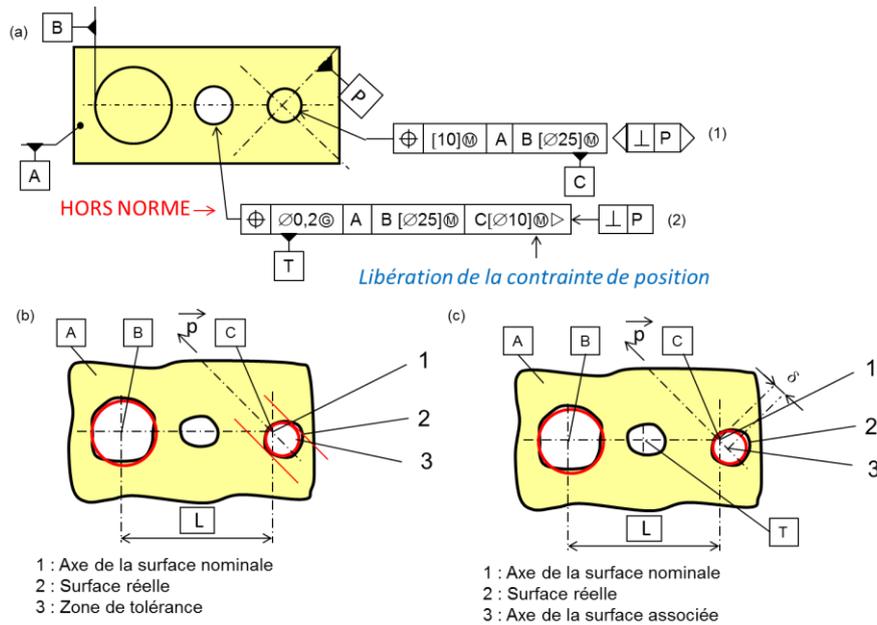


Si la rainure est inclinée, la cotation est donnée sur la figure suivante. Cette cotation pourrait encore être améliorée en définissant une zone partielle sur C au voisinage de la zone de contact avec la rainure.

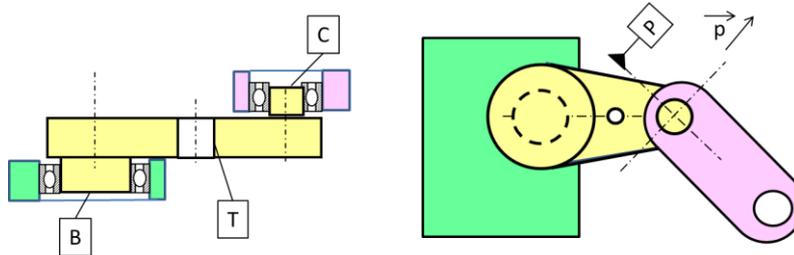
La localisation (1) laisse au cylindre tertiaire C une zone de tolérance $\varnothing 10$ comprise entre deux plans distants de 10, perpendiculaires à P et centrés sur l'axe nominal de C (figure b). Cette zone $\varnothing 10$ n'est donc pas forcément perpendiculaire à A. Elle autorise une inclinaison de la surface réelle C sans effet, tant qu'elle reste dans la rainure.

La localisation (2) du trou central T n'est pas définie dans les normes actuelles. Le symbole \triangleright a été ajouté à la référence C pour décaler la surface associée de δ dans la direction perpendiculaire au plan P par rapport à la surface nominale. En effet, le décalage de ce cylindre dans la direction de la rainure n'a aucun effet sur la mise en position de la pièce.

¹³ Cette écriture ne permet pas de savoir directement à quelle référence du système de références est appliqué l'élément de direction. Il aurait été préférable d'imposer la position par défaut et de placer un modificateur \triangleright pour désigner clairement la référence à décaler dans la direction \vec{p} .

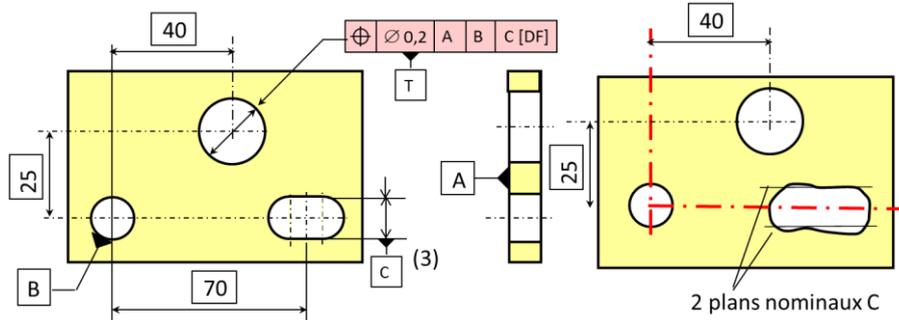


Lorsque le cylindre tertiaire est guidé par une pièce articulée, la position du trou central est indépendante de la position de C dans la direction tangente à la trajectoire. La surface associée doit également être décalée dans la direction \vec{p} perpendiculaire au plan P.



3 - 3 - 6 Orientation du nominal par une rainure tertiaire

La référence C est formée par les deux plans latéraux de la rainure. Le modificateur [DF] impose donc que les plans associés aux deux faces de la rainure soient les plans nominaux. Autrement dit, le plan médian de la référence C passe bien à une distance « 0 » de la référence secondaire B (distance nulle ou position nominale).



Références :

- Primaire : Plan A, critère [GE] plan extérieur matière des moindres carrés
- Secondaire : Cylindre B, critère [GM] moindres carrés
- Tertiaire : 2 plans nominaux C associés par [GM] moindres carrés aux deux faces réelles de la rainure.

Nom du symbole : Localisation

Surface nominale spécifiée : Alésage T

Élément toléré : axe réel (lieu des centres des sections)

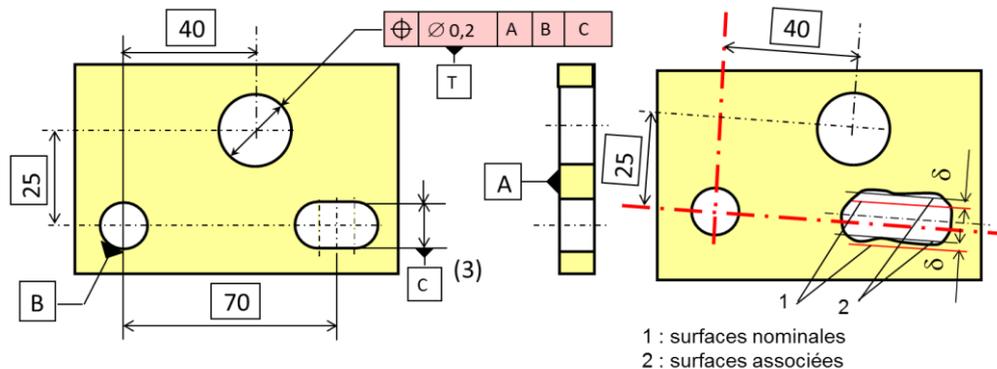
Zone de tolérance : Zone cylindrique $\varnothing 0,2$ centrée sur l'axe nominal

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

Remarque : la norme 5459 ne donne aucune règle ni exemple significatif pour définir la position nominale dans les cas similaires au cas suivant.

Dans cette figure, le modèle nominal est associé à A, puis centré sur B. La référence C est formée par 2 plans perpendiculaires à A, mais le plan médian de ces deux plans ne passe pas forcément par B. Il y a un décalage δ . Le nominal devient contraint en orientation par la direction de la rainure donnée par ce plan médian.

Le modèle nominal obtenu pour positionner les zones de tolérance ne correspondent pas du tout au besoin fonctionnel. Il est orienté selon la direction de la rainure avec un écart qui n'a aucun sens physique. Il n'est pas positionné sur la rainure. Le système de références obtenu par défaut est inexploitable.



Références :

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

Secondaire : Cylindre B, critère [GM] moindres carrés

Tertiaire : 2 plans décalés de δ par rapport aux plans nominaux C associés par [GM] moindres carrés aux deux faces réelles de la rainure.

Nom du symbole : Localisation

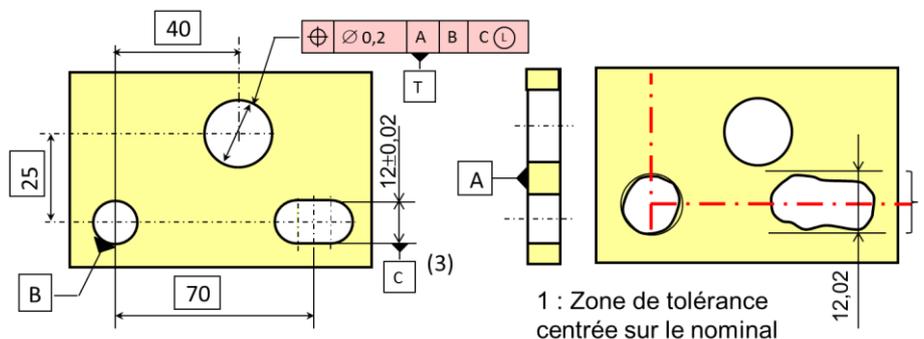
Surface nominale spécifiée : Alésage T

Élément toléré : axe réel (lieu des centres des sections)

Zone de tolérance : Zone cylindrique $\varnothing 0,2$ centrée sur l'axe nominal

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

Avec un modificateur \textcircled{L} , les surfaces associées sont en positions nominales.



Références :

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

Secondaire : Cylindre B, critère [GM] moindres carrés

Tertiaire : 2 plans distants de 12,02, centrés sur les plans nominaux devant être dans la matière.

Nom du symbole : Localisation

Surface nominale spécifiée : Alésage T

Élément toléré : axe réel (lieu des centres des sections)

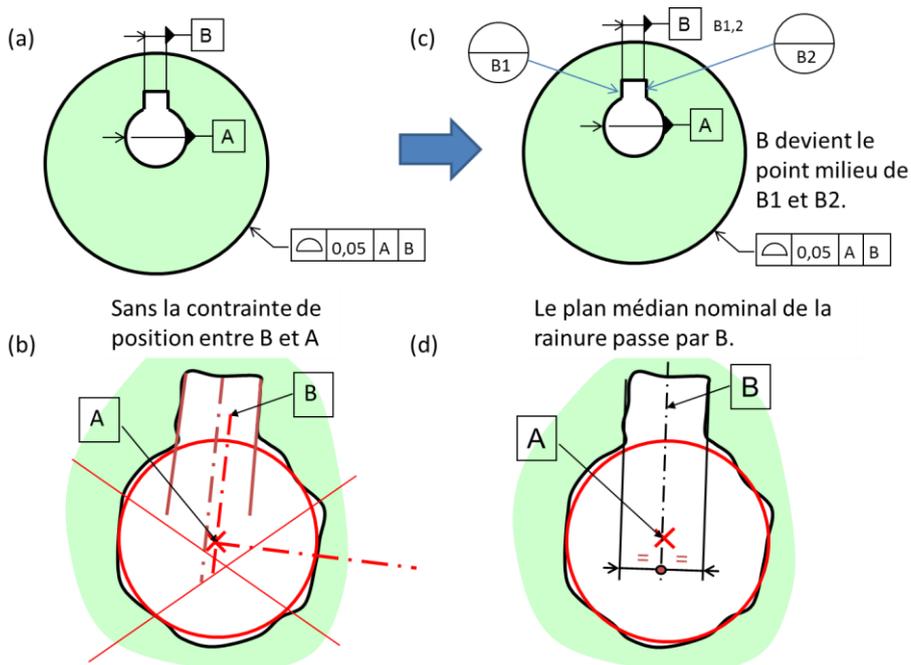
Zone de tolérance : Zone cylindrique $\varnothing 0,2$ centrée sur l'axe nominal

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

Pour contourner l'absence de modificateur [DF] pour imposer la contrainte de position, il faut faire une cotation dégradée.

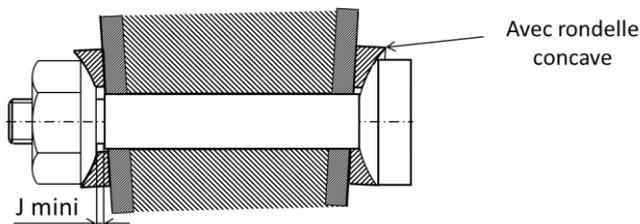
Pour ce moyeu, avec la cotation classique par défaut (a), l'orientation du repère imposé par défaut par les plans B est inacceptable (figure b).

Une solution de cotation (c) consiste à ne prendre que deux points B1 et B2 de chaque côté de la rainure. Ces deux points ne permettent pas de contraindre l'orientation de la rainure. La référence B peut alors être considérée comme le point milieu de B1 et B2. Le modèle nominal est associé à A, puis le plan médian nominal de la rainure passe par le point B (figure d).



3 - 3 - 7 Sphère secondaire

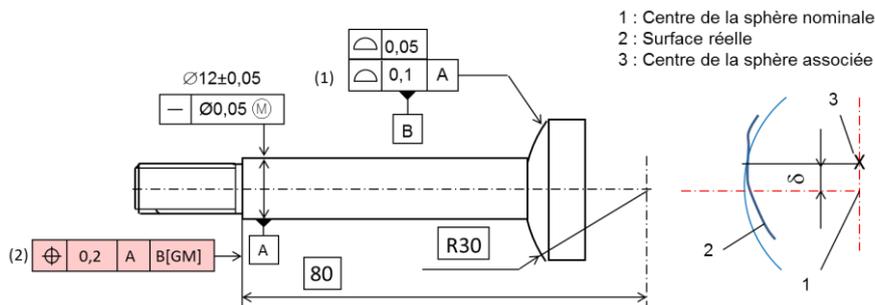
Ce boulon est en appui sur une rondelle sphérique concave pour serrer un composite.



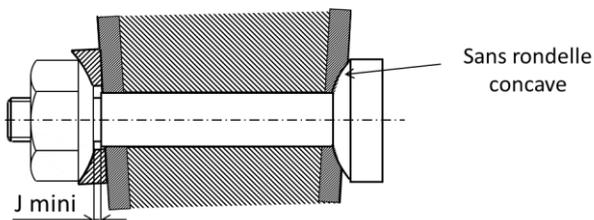
La spécification (1) impose le centrage du secteur sphérique par rapport l'axe nominal associé à A.

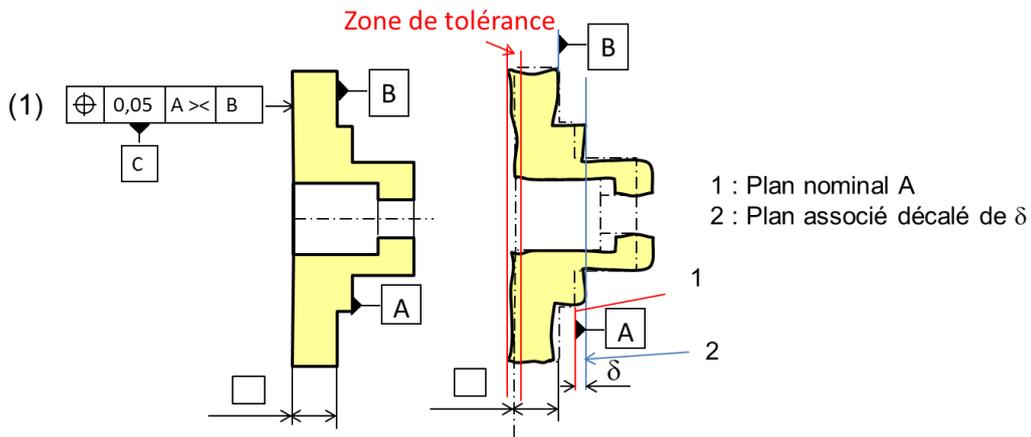
Dans la spécification (2), B est une sphère de rayon 30 associée à la surface réelle par les moindres carrés. Le centre de cette sphère est décalée de δ par rapport au centre nominal.

Cette définition correspond au besoin fonctionnel en raison du glissement radial de la rondelle concave sur le plan.



Dans cette variante sans rondelle, tout décalage de la surface d'appui sphérique fait reculer le boulon.





Références :

Primaire : Plan associé à la surface réelle A par le critère [GE] parallèle à la surface nominale A (décalé de δ)

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

Nom du symbole : Localisation

Surface nominale spécifiée : Plan C

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

Zone de tolérance : Zone entre 2 plans distants de 0,05, centrée sur le plan nominal

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

3 - 4 - 3 Réglage sur machine-outil à commande numérique

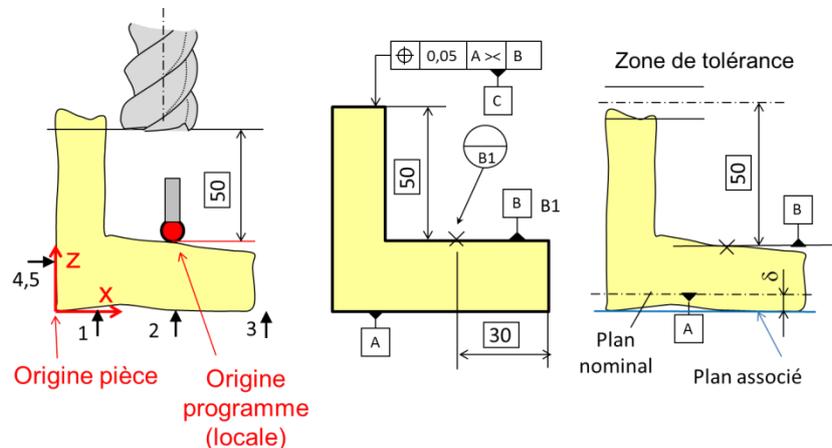
Ce symbole >> peut être utilisé dans les dessins de phase pour machine-outil à commande numérique, si une opération de mesure permet de translater le repère pour définir une origine programme locale.

La mise en position dans le montage d'usinage permet de définir un repère pièce avec une origine pièce. Un palpeur à contact est utilisé pour identifier la surface B au point B1. Un repère local est construit parallèlement au repère pièce, mais décalé pour passer par le point B1. La surface C est usinée dans le repère local en respectant ainsi la distance nominale de 50 par rapport à B1.

Sur la pièce fabriquée, la spécification de fabrication comporte le modificateur >> sur le plan primaire.

Le modèle nominal est associé avec la méthode suivante :

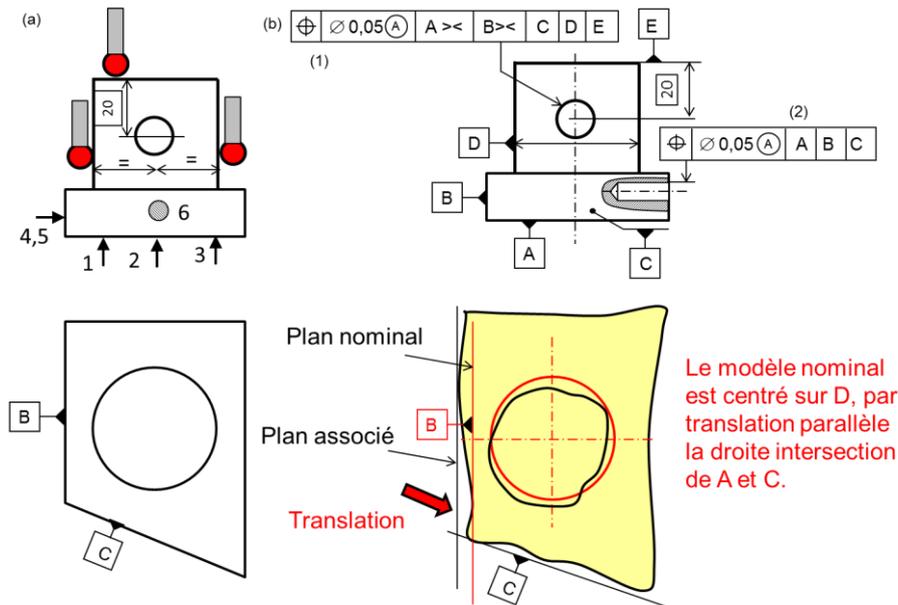
- Primaire : Plan associé à la surface réelle A par le critère [GE], parallèle à la surface nominale A (décalée de δ)
- Secondaire : Plan B, critère [GE] plan extérieur matière des moindres carrés aux points prélevés au voisinage de la zone partielle B1.



Avec ce modificateur ><, l'exemple suivant montre qu'il devient possible d'avoir 5 références dans le cadre de tolérance¹⁵.

La définition du modèle nominal est la suivante :

1. Référence primaire : Plan associé à la surface réelle A par le critère [GE], parallèle à la surface nominale A (décalée de $\delta 1$)
2. Référence secondaire : Plan associé à la surface réelle B par le critère [GE] parallèle à la surface nominale B (décalée de $\delta 2$).
3. Référence tertiaire : Le plan nominal C est associé à la surface réelle C, par le critère [GE]
4. Référence 4 : Le cylindre nominal D est associé à la surface réelle D par [GM].
5. Référence 5 : Le plan nominal E est associé à la surface réelle E par le critère [GE]¹⁶.



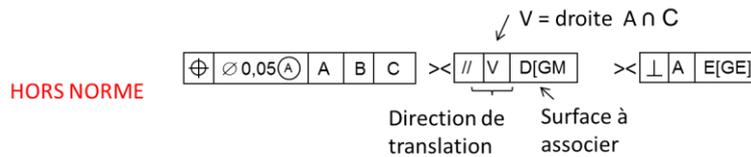
Chronologiquement, la construction est différente :

- Primaire : La surface nominale primaire est associée à la surface réelle A par [GE].
- Secondaire : La surface nominale secondaire est associée à la surface réelle B par [GE].
- Tertiaire : La surface nominale tertiaire est associée à la surface réelle C par [GE].
- Référence 4 : Le modèle nominal est ensuite translaté dans la direction donnée par la droite intersection de A et de C, pour associer la surface nominale D à la surface réelle D par [GM].
- Référence 5 : Le modèle nominal est translaté dans la direction donnée par la droite intersection de B et de C, pour associer la surface nominale E à la surface réelle E par [GE].

Remarque : Cette seconde analyse montre que la définition de ce modificateur >< n'est pas satisfaisante. La mise en position d'une pièce ne peut être assurée que par un seul système de références A|B|C avec au maximum 3 références (éventuellement avec déjà de multiples modificateurs [DV], [DF], \textcircled{M} , \textcircled{L}).... Ensuite, le dispositif de réglage autorise la translation de la pièce pour assurer le recentrage de la pièce sur une surface de réglage. La direction de la translation ne dépend que du dispositif de réglage. Cette direction doit être définie à l'aide d'un nouveau type de plan d'annotation, car cette direction n'est pas forcément donnée par les surfaces de références. La cotation de la pièce ci-dessus nécessite le concept suivant (en dehors des normes actuelles) : Après avoir associé le modèle nominal au système de références A|B|C, le modèle est translaté dans la direction parallèle à V pour associer la surface nominale D à la surface réelle D puis dans la direction perpendiculaire à A pour associer la surface nominale E à la surface réelle E.

¹⁵ La multiplication des références avec éventuellement d'autres modificateurs \textcircled{M} , \textcircled{L} et des positions non contraintes en position peut devenir ingérable.

¹⁶ Si E avait été défini à l'aide d'une zone partielle, la norme ne dit rien sur la position de cette zone.



3 - 4 - 4 Avertissement

Le modificateur >< est a priori compatible avec les autres modificateurs sur les références (M)(L)(P), cependant le flottement du système de références peut rendre le réglage très compliqué. Suivant le contexte, le flottement peut être favorable ou défavorable au réglage, avec un risque de mauvaise interprétation. Les algorithmes d'association peuvent devenir très complexes.

Dans l'état actuel des normes et des connaissances, il est préférable de n'utiliser ce modificateur qu'avec un système de références sans flottement.

3 - 4 - 5 Exploitation du modificateur >< pour l'orientation d'une surface quelconque.

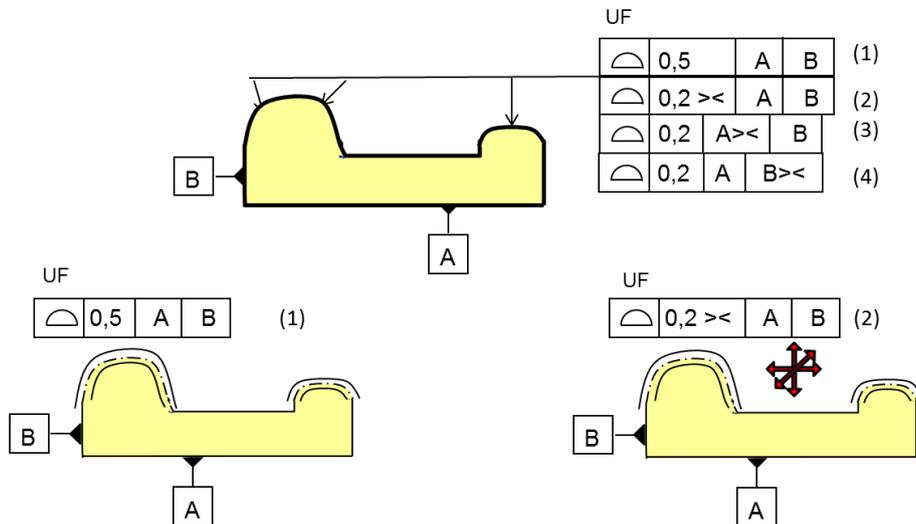
Pour une raison indéterminée, il n'existe pas de symbole spécifique pour l'orientation d'une surface quelconque. Le modificateur >< palie à ce manque.

Si le modificateur >< (orientation seulement) est appliqué à la zone de tolérance, la zone de tolérance peut être translaturée dans toutes les directions. Ceci transforme une spécification de position en orientation.

La figure suivante illustre une surface quelconque composée de 3 parties considérées comme une seule surface avec UF. Le modèle nominal est positionné sur le système de références A|B.

- La spécification (1) impose une zone de tolérance de largeur 0,5 centrée sur la surface nominale.
- La spécification (2) impose de construire une zone de tolérance de largeur 0,2 centrée sur la surface nominale, puis de translater cette zone dans toutes les directions pour que la surface tolérancée soit, si possible, dans la zone de tolérance.

Cette écriture permet d'imposer une spécification d'orientation plus sévère que la position pour une surface quelconque¹⁷.

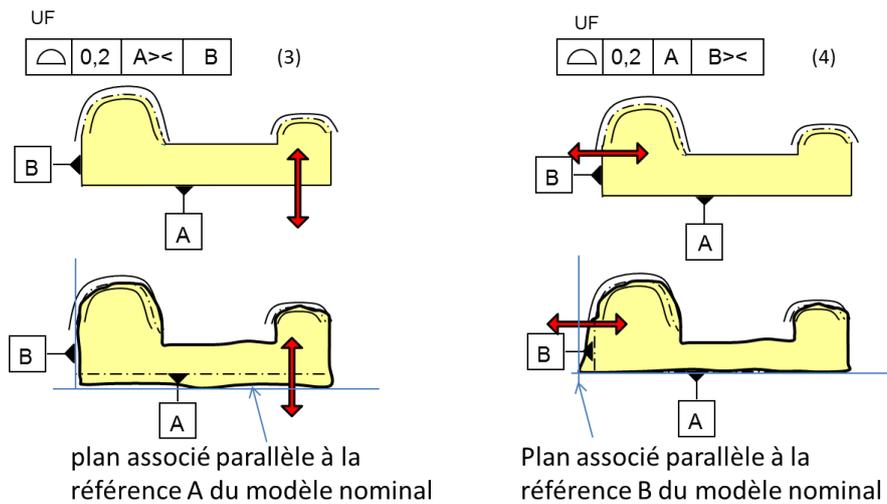


Pour les spécifications (3) et (4), le modèle nominal est positionné sur le système de références A|B, la zone de tolérance de largeur 0,2 est construite en position centrée sur la surface nominale

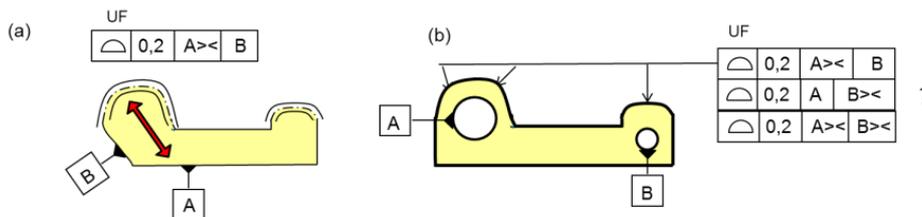
- Dans la spécification (3), le plan associé à la surface réelle A par le critère [GE] est parallèle à la surface nominale A (décalée de δ). Le plan nominal associé à B est associé par [GE]. La zone de tolérance conserve sa position par rapport à A. δ peut être déterminé librement pour placer si possible la surface tolérancée dans la zone de tolérance.

¹⁷ En pratique, dans les chaînes de cotes tridimensionnelles, il est très difficile d'établir le lien entre la tolérance d'orientation ainsi défini et le défaut angulaire ainsi maîtrisé dans l'assemblage (voir 4 - 4 - 3).

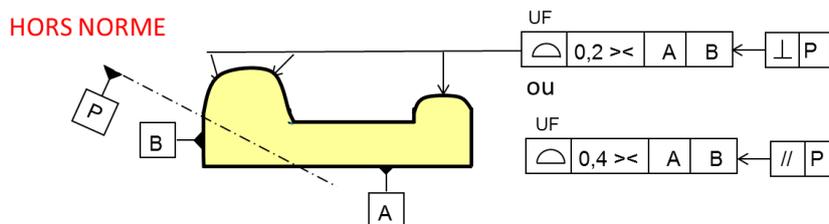
- Dans la spécification (4), le plan associé à la surface réelle B par le critère [GE] est parallèle à la surface nominale B (décalée de δ). δ peut être déterminé librement pour placer si possible la surface tolérancée dans la zone de tolérance.



Remarque : cette méthode n'est pas complètement satisfaisante car la direction libérée par la référence avec le symbole >< est parallèle à l'autre référence (figure a). Dans la figure (b), comme dans le cas précédent, les références A et B forment une prismatique. Cependant l'exploitation des modificateurs >< n'a plus de sens.



Il faudrait généraliser ce besoin en complétant le modificateur >< placé à côté de la tolérance par un élément d'orientation pour donner la direction de translation dans une direction perpendiculaire à un plan ou dans toutes les directions parallèles à un plan.



3 - 5 Références partielles mobiles

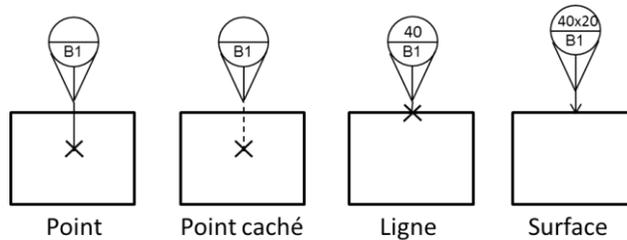
3 - 5 - 1 Définition

Dans une zone partielle mobile, la surface réelle est associée à une surface offset de la surface nominale selon les mêmes modalités qu'une référence partielle fixe ¹⁸.

Les zones partielles mobiles avec la même lettre sont associées avec le même offset.

L'indicateur de référence partielle mobile est composé de deux lignes tangentes en trait fin continu à partir du cercle du cadre de zone partielle vers le segment médian.

¹⁸ Cet indicateur est très mal défini dans les normes 5459 pour deux raisons. La première est que la définition est tirée de la norme ASME qui impose des références en position nominale. La mobilité a donc un sens par rapport à des références en position nominale. En ISO, les références sont libres en position. La mobilité par rapport à une référence mobile n'a plus de sens. La seconde raison est que les exemples de la norme sont donnés avec des appuis de type aiguille ou lame de rasoir, ce qui l'a pas de sens physique. La position des points dans le plan tangent à la surface n'est pas significative.



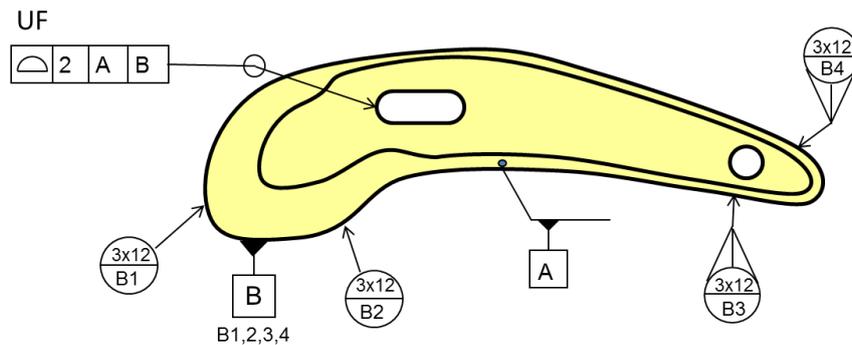
3 - 5 - 2 Référence composée de références partielles fixes et de références mobiles

La figure montre un carter supposé rigide, en appui sur le plan A. Le centrage est assuré par deux appuis ponctuels rigides en B1 et B2 et par deux appuis souples en B3 et B4. Les appuis souples se déforiment pour compenser l'hyperstatisme.

- La référence primaire A est le plan associé avec le critère [GE].
- La référence secondaire B est constituée des 4 zones partielles ponctuelles B1, 2, 3, 4. Les zones partielles mobiles B3 et B4 ont la même lettre. La surface nominale B est donc associée par le critère [GM] en une seule opération à l'ensemble des zones partielles B1 à B4, avec un offset δ identique pour B3 et B4

Dans les zones B1 et B2, l'écart e_i d'un point est directement la distance entre le point et la surface nominale. Dans les zones B3 et B4, l'écart e_i d'un point est égal à la distance entre le point et la surface nominale - δ . (l'inconnue δ est à optimiser pour minimiser la sommes des écarts au carrés).

La surface nominale spécifiée et la zone de tolérance sont définies dans ce nominal.



3 - 5 - 3 Référence composée uniquement de références mobiles

Les cas d'utilisation sont très rares voire inutiles, car l'absence de contraintes de position des références donne déjà la mobilité recherchée. Pour les cas hyperstatiques, la méthode des moindres carrés assure déjà un recentrage du modèle nominal entre des références partielles fixes. L'utilisation de 3 références partielles mobiles pour représenter un mandrin 3 mors concentriques est redondante avec le critère d'association de la référence [GM] par les moindres carrés.

4 - ELEMENT DE SITUATION

4 - 1 Définition d'un élément de situation

Un élément de situation est un élément géométrique parfait identifié dans un modèle nominal associé à la pièce réelle par un système de références. Les éléments de situation sont de type plan [PL], droite [SL], point [PT]

L'élément de situation doit être associé de manière unique à la pièce. (Il ne faut pas de modificateur avec \textcircled{M} ou \textcircled{L} dans le système de références).

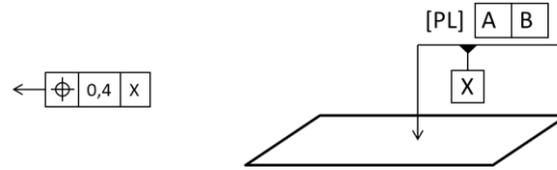
Il y a très peu d'information dans la norme 5459 sur les éléments de situation. Pourtant, de nombreux industriels utilisent quotidiennement des éléments de situation, pour répondre à des besoins fonctionnels non couverts par les moyens classiques. La difficulté est aujourd'hui d'écrire une spécification claire, éventuellement avec un commentaire pour éviter tous les doutes.

Deux types de notation sont possibles :

Lorsque l'élément de situation est désigné à l'intérieur d'un système de références, l'élément géométrique est représenté dans le modèle nominal et est désigné par le même nota : B[PL] est l'élément de situation de type plan associé à B dans le système de références A|B[PL].



Une variante de cette notation consiste à donner un nom à cet élément géométrique : X est le plan défini dans le système de références A|B. Cet élément de situation X peut être utilisé directement et seul comme référence dans un système de références.



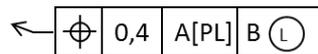
4 - 2 Libération de degrés de liberté dans un système de références

4 - 2 - 1 Principe

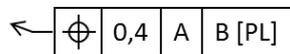
Par défaut, une référence bloque tous les degrés de liberté correspondant à la classe de surface de la référence pour positionner le modèle nominal sur les surfaces réelles.

L'élément de situation permet débloquer certains degrés de liberté. L'élément de situation doit donc bloquer moins de degrés de liberté que la surface sur laquelle il est défini. Cet élément de situation est décrit dans le modèle nominal.

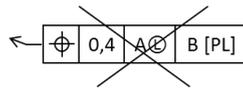
Dans le système de références suivant, pour la référence primaire, le modèle nominal est associé à la surface réelle A. Les degrés de libertés bloqués par A doivent permettre de définir de manière unique l'élément de situation A[PL]. La référence est alors limitée au plan A[PL], ce qui libère des degrés de liberté. Le modèle nominal peut alors glisser sur A[PL] pour associer la surface nominale B à la surface réelle B. Le système de références est donc construit avec le plan A[PL] primaire et B secondaire



Le modèle nominal est associé à la surface réelle A puis à la surface réelle B. Le plan B[PL] est défini dans ce modèle nominal. Le système de références est construit avec A primaire et le plan B[PL] secondaire.



Il faut éviter de définir des éléments de situation avec des systèmes de référence flottant, car l'élément B[PL] serait également flottant et difficile à maîtriser.



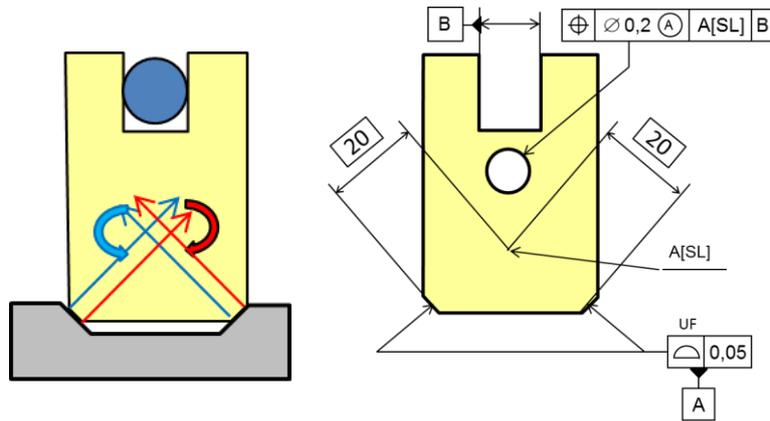
4 - 2 - 2 Applications

La figure suivante illustre une mise en position sur la surface A composée de deux plans perpendiculaires. Théoriquement ces deux plans forment une liaison prismatique. En pratique, la largeur de ces plans est très faible. La pièce peut pivoter autour d'une droite située sur les centres instantanés de rotation. La droite, désignée A[SL] est définie dans le modèle nominal. Un centrage dans la rainure B oriente la pièce autour de la droite A[SL].

Le modèle nominal est associé à surface réelle A (composée de deux plans perpendiculaires) par le critère [GM] à la surface réelle. La droite A[SL] est alors définie sur la pièce de manière unique.

La référence B est associée ensuite par le critère [GM], en considérant la droite A[SL] comme référence primaire.

Remarque : Un essai de répétabilité en changeant le nuage de points sur A peut montrer que, dans la première étape, les plans associés à la surface A sont très instables. Par contre, la droite A[SL] est très stable. Le système de références A[SL] | B donne une bonne répétabilité des mesures.



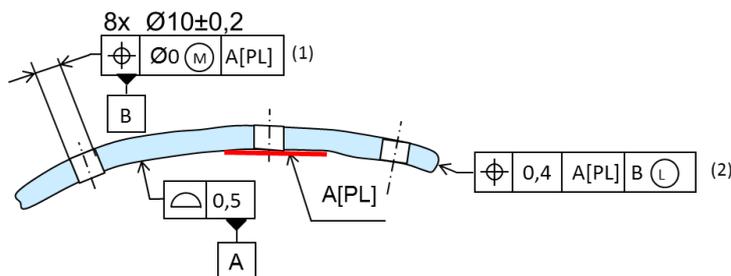
Sur la figure suivante, la surface quelconque A bloque en principe les 6 degrés de liberté. En pratique, elle est très plate et va glisser facilement sur sa pièce d'appui. Ce sont les vis passant dans les trous qui positionnent la pièce.

L'élément de situation A[PL] est un plan défini dans le modèle nominal. Il est dans le plan tangent à la pièce et donne la direction supposée de glissement au voisinage de sa position en fonctionnement.

La surface nominale quelconque A est associée par le critère [GE] à la surface réelle. Le modèle nominal est ainsi positionné par rapport à l'élément réel. Le plan A[PL] est alors défini par rapport à la pièce réelle.

Pour la localisation (1), le modèle nominal peut glisser sur le plan A[PL] pour placer si possible les 8 alésages réels dans les 8 zones de tolérance au maximum de matière.

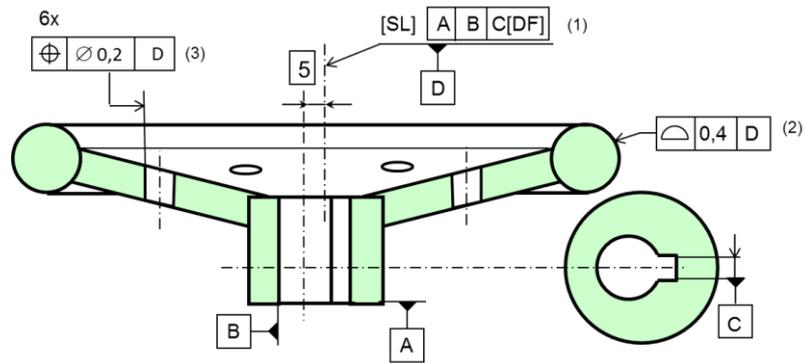
Pour la localisation (2), le modèle nominal peut glisser sur le plan A[PL] pour que les 8 alésages réels soient dans les 8 zones de tolérance au minimum de matière de B. Le flottement résiduel permet de déplacer le nominal pour que la surface spécifiée soit, si possible, dans la zone de tolérance.



4 - 3 Élément de situation utilisé comme référence primaire

Dans la figure suivante, le modèle nominal est en appui sur A, centré dans B et orienté par C.

- L'indication (1) permet de construire de manière unique la référence D, qui est la droite construite dans le modèle nominal associé au système de références A|B|C[DF]. Cette droite est définie à 5 mm de B dans le plan passant par B et C.
- Dans la spécification (2), D est une droite. La position de la surface nominale torique est donc définie par rapport à cette droite. La mobilité axiale laissée par D permet de placer si possible la surface réelle tolérancée torique dans la zone de tolérance.
- La localisation (3) porte sur le groupe des 6 trous. Les 6 axes nominaux sont définis uniquement par rapport à la droite D. La position angulaire est donc indifférente autour de D. Cette spécification est donc moins sévère qu'une localisation par rapport à A|B|C.



Nota : beaucoup d'industriels définissent ainsi des plans X, Y, Z orthogonaux par rapport au même système de références A|B|C pour pouvoir écrire les cotes encadrées et simplifier les cotations en utilisant directement chaque plan X ou Y ou Z ou un système de références X|Y|Z. Dans ce cas, le système A|B|C est rigoureusement équivalent à X|Y|Z.

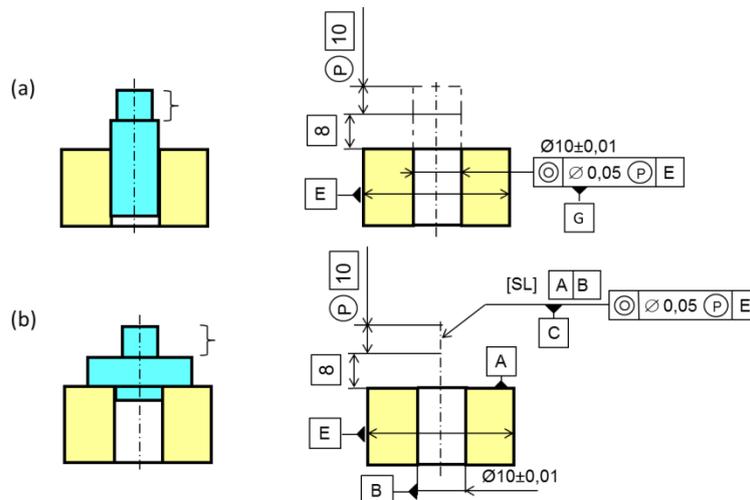
4 - 4 Élément de situation dans une plage de projection

4 - 4 - 1 Principe

La figure (a) rappelle le principe de cotation dans une plage de projection. L'élément tolérancé est l'axe associé à l'alésage G dans la plage de projection indiquée par ⊕.

La figure (b) illustre l'extension de la cotation en zone projetée, lorsque l'entité à projeter est constituée de plusieurs surfaces. L'élément tolérancé est un élément de situation de type droite construit dans le système de références A|B. L'élément tolérancé est une portion de cet élément de situation limité à la plage indiquée par ⊕.

Cet élément de situation peut être utilisé au sein d'un système de références ou en tant qu'élément tolérancé (comme un élément projeté classique).



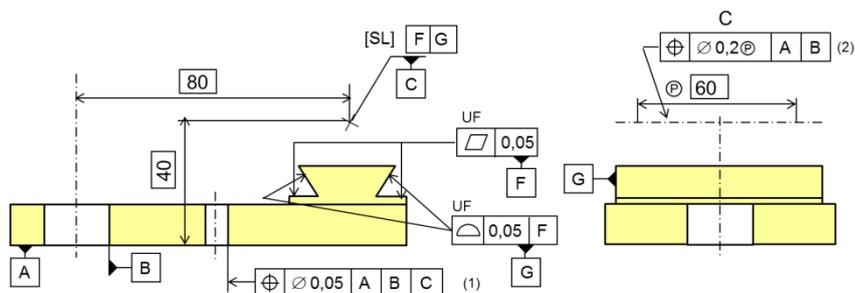
Plus généralement, en 3D, le contour de la surface construite pour définir l'élément de situation représente directement l'étendue à considérer.

4 - 4 - 2 Spécification et référence sur un élément de situation en plage de projection

La figure suivante présente une localisation (1) avec un système de références défini par le plan A primaire, le cylindre B secondaire. L'orientation tertiaire est définie par la droite C qui est un élément de situation défini dans un autre système de références F|G.

L'élément de situation C est construit en associant le modèle nominal à l'élément de référence F par le critère [GE]. Les plans secondaires sont associés par [GM] aux deux faces réelles G. Dans ce modèle, l'élément de situation C de type [SL] est parfaitement défini (C est d'étendue infinie).

La plage de projection ⊕ est définie dans le modèle nominal. Pour cet exemple, le système de références F|G n'est pas suffisant pour positionner la plage de projection. Il faut donc compléter le positionnement du modèle nominal à l'aide de toute autre surface (par exemple, le plan G ou le cylindre B).



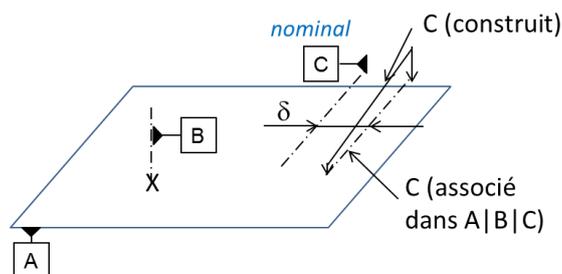
La droite C ainsi construite par rapport à F|G n'est pas rigoureusement parallèle au plan A. Elle ne peut pas passer par la droite nominale C définie après association du modèle nominal par le plan A et l'alésage B. Cet élément se comporte exactement comme pour l'axe d'un cylindre tertiaire dans la plage de projection \textcircled{P} . (C doit être considéré comme un axe réel avec défaut).

Dans la localisation (1), le système de référence A|B|C est défini de la manière suivante :

- Primaire : Plan A associé par [GE]
- Secondaire : Cylindre B associé par [GM] (Le système A|B est une révolution)
- Tertiaire : La surface associée est la droite parallèle à la droite nominale C avec un décalage δ , associée par [GM] à l'élément de situation construit dans F|G, limité à la plage \textcircled{P} associé

Le modèle nominal étant orienté, l'axe nominal du trou central spécifié par (1) est parfaitement identifié.

La localisation (2) permet de vérifier que la droite C est en bonne position dans la plage \textcircled{P} par rapport à A|B.



4 - 4 - 3 Application à l'orientation d'une surface complexe

La figure (a) illustre une exigence fonctionnelle d'orientation dans un assemblage. La liaison est assurée par deux surfaces quelconques G et B. La référence B est définie sur la zone partielle qui correspond à l'étendue de la surface réellement en contact avec G. Les surfaces G et B sont nominale-ment identiques.

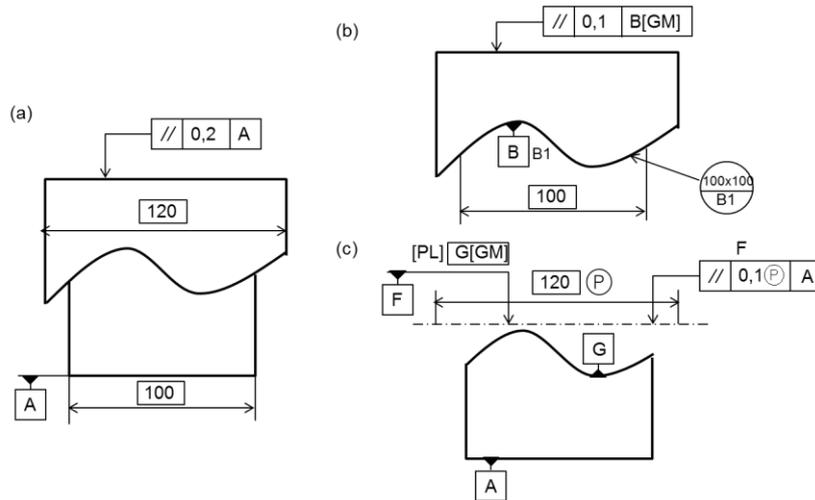
La figure (b) indique une spécification d'orientation classique par rapport à B pour la pièce supérieure. La surface nominale B est associée par [GM] aux points de la zone partielle B1.

Dans la figure (c), le modèle nominal comporte la face G et le plan de situation F défini dans le modèle nominal associé à la surface réelle G par les moindres carrés, ce qui positionne l'élément de situation F par rapport à la pièce réelle.

Le parallélisme de la surface F est défini dans la plage de projection \textcircled{P} par rapport à A. (Il peut être analysé sans difficulté).

En négligeant les défauts de forme des surfaces, la résultante correspondant à l'exigence est alors simplement égale à la somme des tolérances d'orientation¹⁹.

¹⁹ La difficulté d'une spécification d'orientation classique d'une surface complexe est de déterminer les angles de rotation admissibles par la pièce en appui dans chaque direction et de rapporter ces angles non indépendants à l'étendue de la surface fonctionnelle. La solution préconisée ici définit parfaitement et directement l'influence sur l'exigence, tout en étant extrêmement simple à mesurer..



Remarque : Cet élément de situation se comporte exactement comme le prolongement d'un plan dans une plage de projection.

5 - ELEMENT DE CONTACT

5 - 1 Principe

Normalement, dans une jonction entre deux pièces, les surfaces en contact sont de même nature (ex : plan sur plan). La surface nominale associée à la surface réelle représente également la pièce idéale en vis-à-vis. Elle est de même nature que la surface réelle. Elle est « tangente » à la surface réelle.

Inversement, une pièce peut être mise en position sur des appuis de natures différentes, par exemple un plan peut être en contact avec la génératrice d'un cylindre. L'élément de contact décrit la géométrie de la pièce en vis à vis qui est utilisée pour définir la référence. Le contact nominal est ponctuel ou selon une ligne.

Un élément de contact est une surface idéale d'étendue indéterminée définie dans le modèle nominal qui représente la surface de la pièce en contact. L'élément de contact est désigné par un nota sous la forme A[CF], A étant le nom de la référence (CF = Contacting Feature). Dans un système de références, le modificateur [CF] indique que la référence A est associée à l'élément de contact en appui sur la surface réelle.

Si l'étendue de la surface en contact est limitée, il est nécessaire de définir une référence partielle sur la pièce.

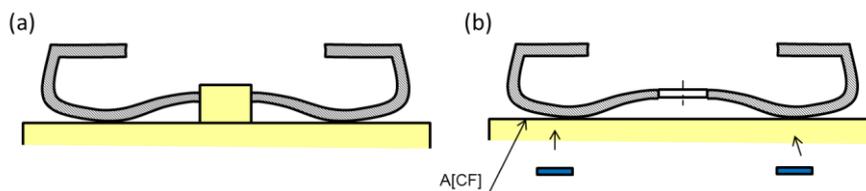
Les éléments de contact peuvent être fixes ou mobiles selon des degrés de liberté décrits par rapport au modèle nominal.

Si une surface A est en contact avec plusieurs éléments de contact, ces éléments sont notés A[CF1], A[CF2].. et sont associés simultanément à la surface réelle.

La norme 5459 ne précise pas si elle autorise un élément de contact avec jeu (un pion rigide dans une rainure) ou avec serrage (une douille fendue dans une rainure). Elle ne donne aucune information sur le critère d'association pour un contact simple ou pour une liaison avec jeu ou serrage.

5 - 2 Elément de contact fixe

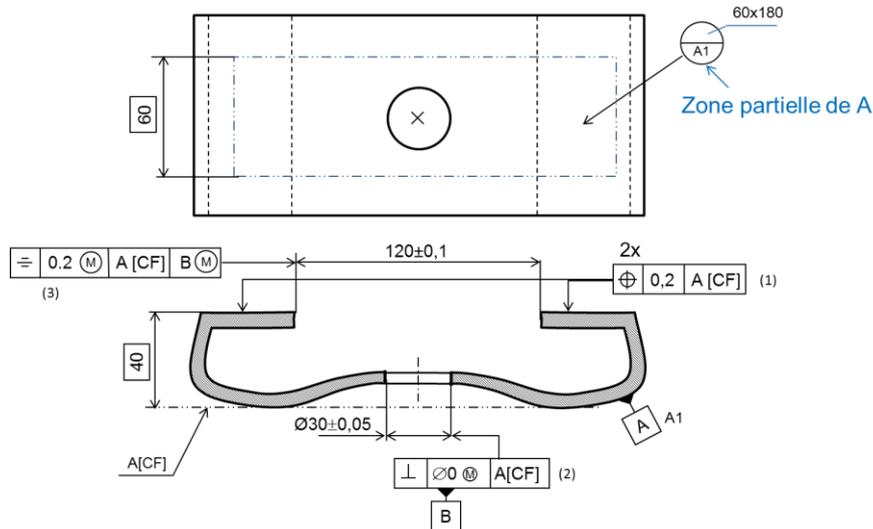
Le clip représenté figure (a) est posé sur un plan de largeur 60mm et est centré sur un pion. La liaison primaire est donc réalisée par une surface prismatique et un plan. La surface peut glisser sur le plan.



La figure suivante montre que la surface A est une surface quelconque prismatique. La zone partielle A1 limite l'étendue de la surface A à une largeur de 60mm qui correspond en fait à la largeur de l'élément de contact. Le plan A[CF] est défini dans le modèle nominal.

Pour les 3 spécifications, la référence primaire est notée A[CF]. Il faut donc associer le modèle nominal en associant le plan nominal A[CF] à la surface réelle A. La surface étant plate au voisinage de la zone de contact, par défaut, le

critère est [GE]. Le plan est tangent. Il faut ensuite minimiser le carré des écarts entre la surface réelle et ce plan tangent. La difficulté est donc d'identifier les points qui sont sur la ligne de contact en excluant les points sur les côtés.



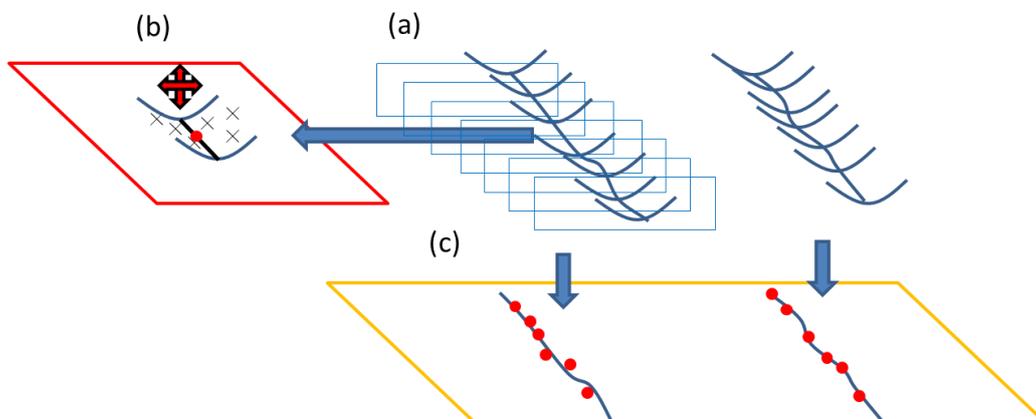
La mesure peut se faire très facilement en posant la pièce sur un montage de contrôle de largeur 60mm. (Voir figure b ci-dessus). Si la pièce « boîte » sur le plan, deux cales de même hauteur doivent être placées sous la pièce pour équilibrer les écarts (critère minimax [CE] proche du [GE]).

- La référence A[CF] est simplement identifiée sur le plan du montage de contrôle (avant de poser la pièce).
- La localisation (1) revient à faire la localisation des deux faces supérieures par rapport à ce plan A[CF].
- La spécification (2) vérifie l'orientation de l'alésage B par rapport à ce plan A[CF], avec un calibre de contrôle $\varnothing 29,95$ placé dans le montage.
- La spécification (3) peut-être vérifiée sur le montage avec le plan A[CF], un centreur $\varnothing 29,95$ pour B et un calibre formé par deux plans distants de 119,7 pour les deux côtés de la rainure.

En métrologie tridimensionnelle, le processus est plus délicat, car il faut déterminer les points potentiels de contact entre la surface réelle A et le plan de contact A[CF] :

Un premier balançage permet d'approcher le modèle nominal de la surface réelle A.

- Des points sont prélevés dans des tronçons définis perpendiculairement à chaque ligne théorique de contact entre la surface A et le plan A[CF].
- La surface nominale A est associée uniquement aux points de chaque tronçon en translatant la surface nominale uniquement dans le plan perpendiculaire à la ligne théorique de contact. Le point de la ligne de contact nominal au milieu du tronçon sera supposé le point représentatif de la surface réelle le plus proche du plan A[CF] dans ce tronçon.
- Le plan nominal A[CF] est associé avec le critère [GE] à l'ensemble des points supposés les plus proches de A[CF] identifiés dans les divers tronçons.

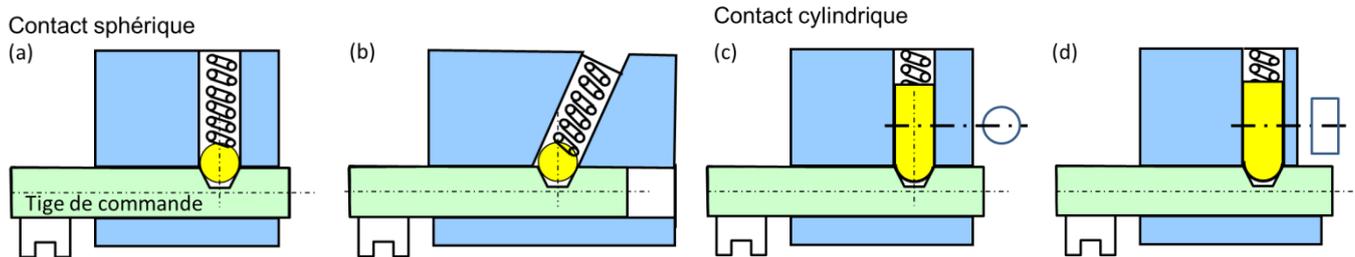


5 - 3 Élément de contact mobile

En référence secondaire ou tertiaire, s'il y a hyperstatisme, l'élément de contact ne peut pas être en position nominale. Il est mobile (ou déformable). La mobilité dépend de la forme de l'élément de contact et de la cinématique du mécanisme.

Dans la figure suivante, la tige de commande est guidée par une liaison cylindrique.

- (a) L'élément de contact est une sphère qui coulisse dans un cylindre perpendiculaire au cylindre primaire.
- (b) L'élément de contact est une sphère qui coulisse dans un cylindre incliné par rapport au cylindre primaire (la position axiale de la tige dépend de la profondeur de l'encoche).
- (c) L'élément de contact est un cylindre qui coulisse selon une liaison pivot.
- (d) L'élément de contact est un cylindre qui coulisse selon une liaison glissière.

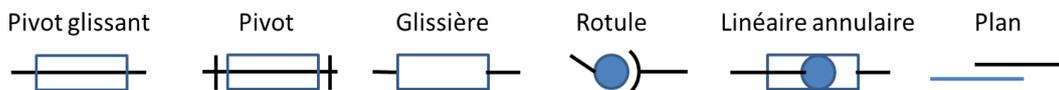


Il n'y a rien dans les normes pour décrire ce besoin. Cela suppose que la direction et la mobilité est « implicite », ce qui est loin d'être général²⁰. Ce paragraphe fait une proposition « lisible » hors norme dans l'attente d'une normalisation indispensable.

Par défaut, un élément de contact est un élément géométrique idéal fixe défini dans le modèle nominal. Un élément de contact peut être mobile par rapport au modèle nominal pour s'adapter aux dimensions ou aux défauts géométriques de la pièce. Cette mobilité de l'élément de contact représente la mobilité de la pièce étudiée par rapport à la pièce complémentaire.

L'élément de contact est défini par une surface nominale dans le modèle nominal. La mobilité est définie par une liaison cinématique dont l'axe ou le point représentatif est parfaitement défini dans le modèle nominal (la représentation n'est pas une simple illustration graphique). Si plusieurs solutions sont possibles, choisir la représentation qui évite les redondances de degrés de liberté.

La représentation des liaisons courantes est définie par la norme ISO 3952-1. La figure représente les cas les plus courants : (si nécessaire, la mobilité peut être décrite par un commentaire). La liaison doit être décrite dans le modèle nominal par un élément géométrique de type droite ou point.



La figure suivante correspond au cas (a) ci-dessus. La surface nominale B est formée par les deux flancs de l'encoche. L'élément de contact B[CF] est une sphère $\varnothing 10$ placée dans l'encoche. Cette sphère est mobile selon une liaison glissière définie dans le modèle nominal (perpendiculaire à A).

Pour la localisation (1) de la tige, en négligeant le modificateur \textcircled{C} sur la référence A, le modèle nominal est associé avec A|B[CF] :

- Primaire : Le cylindre A est associé par [GM] à la surface réelle.
- Secondaire : La surface associée à l'élément de contact est une sphère $\varnothing 10$ décalée de δ dans la direction de la glissière qui est perpendiculaire à A.

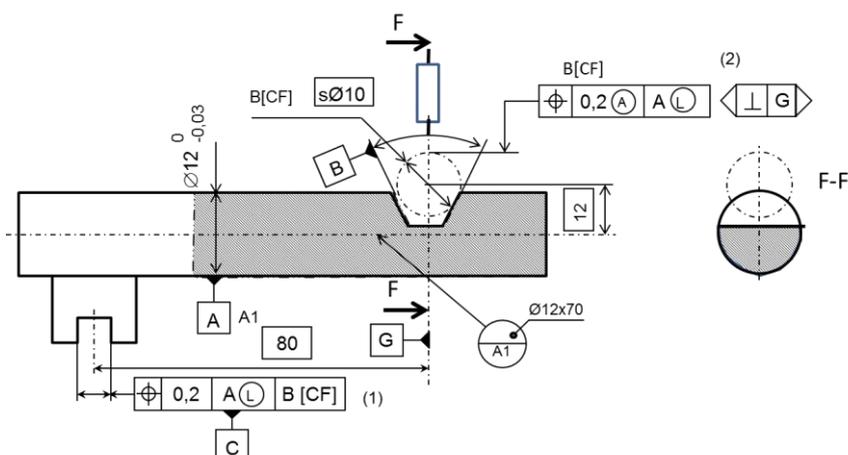
La liaison secondaire étant isostatique, elle permet un critère simple de tangence de la sphère sur les 2 côtés de l'encoche. Cependant, la position angulaire de la tige est donnée en orientant l'encoche B perpendiculairement à la glissière, pour maximiser δ .

En métrologie tridimensionnelle, la solution la plus simple est de poser une bille $\varnothing 10$ dans l'encoche, d'identifier l'axe A et le centre de la bille pour associer le modèle nominal à la surface A par [GM] et de positionner le modèle nominal tel que le centre de la bille soit sur l'axe de la glissière passant le centre nominal de l'élément de contact.

Sans utiliser de bille, il faut associer le modèle nominal à A par le critère [GM] puis positionner le modèle nominal de manière suffisamment approchée pour identifier des points au voisinage des deux points théoriques de contact entre la bille et les deux flancs de l'encoche. La surface nominale de l'encoche est associée à cet ensemble de points, ce qui permet de définir la droite qui serait le lieu possible des centres de la sphère dans l'encoche B. Le modèle nominal est orienté autour de A de sorte que cette droite soit perpendiculaire à la direction de la glissière. Le centre de la sphère bitangente est à l'intersection de cette droite et du plan passant par l'axe de A et le centre de la sphère

²⁰ Il y a peut-être une confusion dans la norme 5459, avec la définition de référence partielle mobile qui indique semble-t-il inutilement une direction de mobilité.

nominale. Le modèle nominal est alors translaté suivant l'axe de A pour faire passer la glissière par ce point. Le plan nominal de la rainure est un plan perpendiculaire à l'état virtuel de A situé à 80 mm de B. La zone de tolérance est définie par 2 plans distants de 0,2 centrés sur ce plan nominal.



Remarque : cette construction montre la difficulté de définir « automatiquement » un processus de contrôle pour positionner le modèle nominal compte tenu de la diversité des formes des éléments de contact, des surfaces de références et de la cinématique de mobilité. Le problème est encore plus difficile avec le modificateur \textcircled{L} sur la référence A, car il faut déterminer la zone de tolérance étendue du plan médian de la rainure avec un calibre avec A au minimum de matière et une encoche nominale, en maximisant le déplacement des points P_i de la rainure. Cela est relativement facile, car le centre de la sphère est connu sur le calibre. Ce centre doit rester sur l'axe de la glissière. Il est par contre plus difficile de maximiser le déplacement des points P_i de la pièce réelle, car il faut recalculer la position du centre de la bille à chaque itération.

Cet exemple comporte une localisation (2). Avec le modificateur \textcircled{A} , l'élément tolérancé est le centre de la bille à localiser entre deux plans distants de 0,2 parallèle au plan d'orientation qui perpendiculaire à la droite G définie dans le modèle nominal et qui correspond à la direction de la glissière.

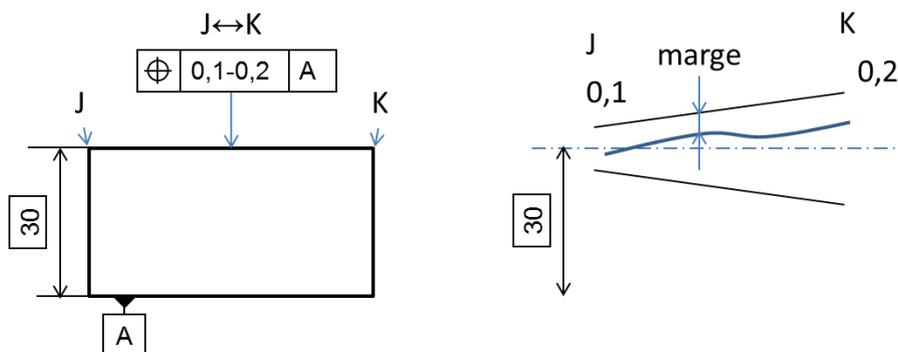
6 - ZONES DE TOLERANCES PARTICULIERES

6 - 1 Zones de tolérances variables

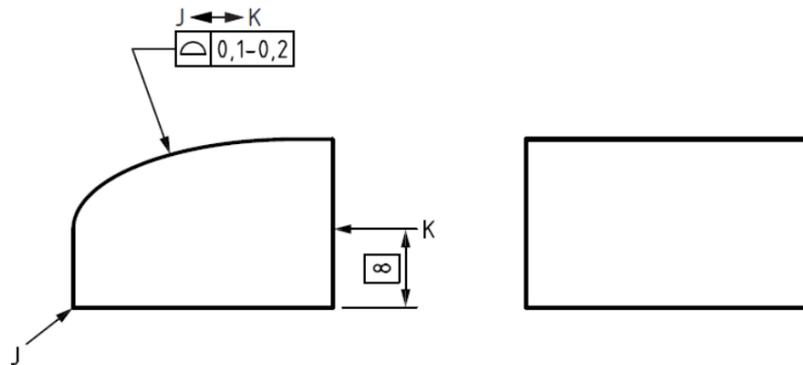
Une zone de tolérance variable est définie par les deux valeurs respectivement sur deux lignes limites de la surface repérées par deux lettres.

- La tolérance varie linéairement entre ces deux lignes.
- La marge m_i en un point P_i est la différence entre l'écart maxi défini par la zone de tolérance et l'écart du point réel. La marge M est la plus petit des marges m_i .

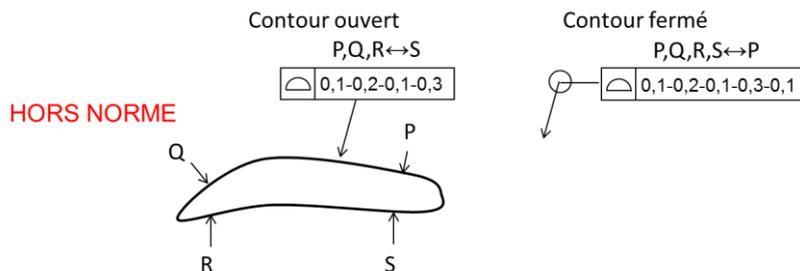
Dans la figure suivante, la tolérance est 0,1 sur la ligne J et 0,2 sur la ligne K (le symbole \leftrightarrow au-dessus des tolérances donne le sens de progression). L'écart maxi admissible en J est 0,05, en K de 0,1 et au milieu de 0,075. La marge en un point est la différence entre l'écart maxi et l'écart réel de ce point.



Pour une surface prismatique limitée par 2 droites, la variation est linéaire en fonction de l'abscisse curviligne.

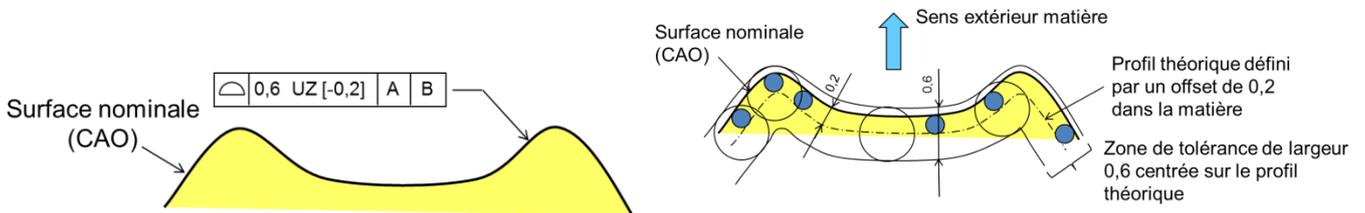


Le principe est acté, mais la norme 1101 ne précise pas comme faire une zone variable avec une variation définies par 3 lignes ou davantage, ni si les lignes J et K ne sont pas parallèles, ni sur une surface quelconque... Dans l'attente d'évolution de cette norme, les deux écritures ci-dessous semblent possibles, suivant que le contour est ouvert (sans la partie entre S et P) et pour tout le contour de la pièce, en reboulant sur la première ligne.



6 - 2 Zones de tolérances à décalage imposé par UZ

Le modificateur UZ permet de modifier la surface nominale avec un offset UZ dirigé hors matière. Le UZ peut être positif ou négatif.



- Une zone de tolérance de position est centrée sur ce nouveau profil théorique.
- Une zone de tolérance d'orientation est construite centrée sur ce nouveau profil théorique puis translatée pour que la surface réelle soit si possible dans la zone de tolérance.
- Une zone de tolérance de forme est construite centrée sur ce nouveau profil théorique puis déplacée librement pour que la surface réelle soit si possible dans la zone de tolérance.

Le UZ doit être répété dans toutes les spécifications relatives à la surface

⌀	0,05 UZ [-0,2]		
⌀	0,3 UZ [-0,2] ><	A	B
⌀	0,6 UZ [-0,2]	A	B

Attention, si la surface est utilisée comme référence, il faut également mettre le UZ dans le système de références, ce qui n'a jamais été décrit dans les normes, mais qui est indispensable.

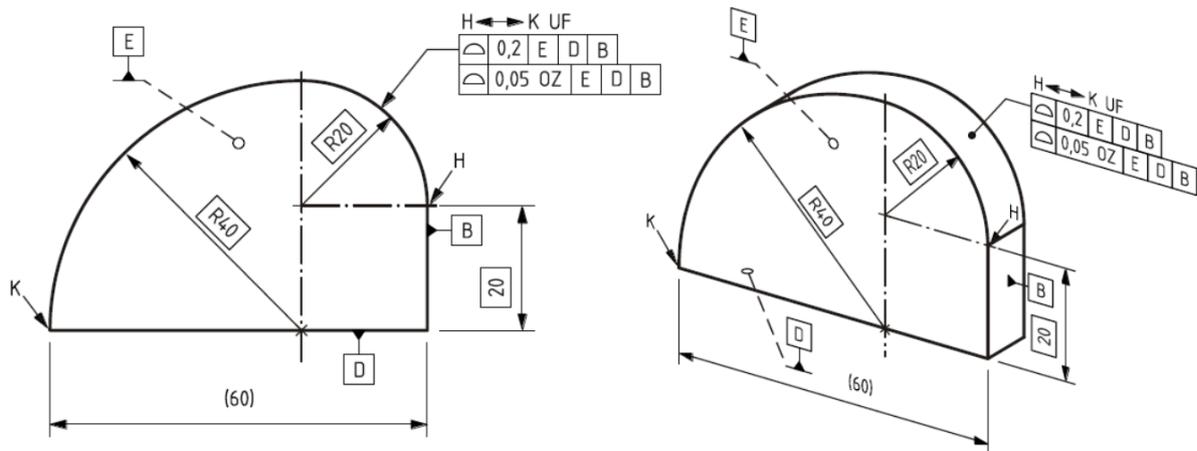
⊕ ⌀0,2 C UZ[-0,2] **HORS NORME**

Le modificateur UZ est utilisé par exemple pour représenter avec le même modèle nominal, la pièce avant ou après peinture. Dans les autres cas, l'emploi d'un UZ est à éviter. Il est préférable de remettre à jour le modèle nominal à l'aide de la notion d'offset.

6 - 3 Zones de tolérances à décalage libre avec OZ

Le modificateur OZ est similaire à UZ, mais le décalage est libre. Autrement dit, l'offset du profil théorique peut être ajusté pour que la surface réelle soit si possible dans la zone de tolérance.

S'il y a plusieurs spécifications avec OZ (position, orientation et forme), les décalages admissibles sont indépendants.



Une surface courbe avec un OZ ne peut pas être utilisée comme référence, car sa forme nominale est inconnue pour faire l'association. Il n'est pas possible de définir une référence avec un OZ.

Le modificateur OZ est utilisé par exemple pour assurer l'esthétique d'une surface, sans imposer une précision importante.

7 - TOLERANCEMENT DES PIECES NON RIGIDES

7 - 1 Spécifications à l'état libre et contraint

7 - 1 - 1 Principe

Une pièce peu rigide peut être relativement déformée, mais elle sera remise en forme lors de son assemblage dans le mécanisme. La norme ISO 10579-NR propose donc de définir les conditions de mesure de la pièce pour la mettre dans une forme la plus proche possible de sa forme en fonctionnement, afin de vérifier les spécifications fonctionnelles de la pièce. En parallèle, le dessin peut comporter des spécifications à l'état libre avec le modificateur \textcircled{F} qui seront donc vérifiées avec un simple maintien de la pièce sur le moyen de mesure (par de la pâte à modeler par exemple).

La description de l'état contraint est un simple texte ou un dessin, qui décrit généralement le bridage de la pièce sur un montage. On peut aussi avoir des conditions de pression, d'efforts, voire de température. Si nécessaire, une flèche peut indiquer le sens de la pièce par rapport à la gravité lors de la mesure. Une spécification courante est aussi « mesure avec compensation de la gravité » notamment pour les pièces longues. Cela consiste généralement à faire deux mesures par retournement, pour séparer la déformation de l'effet de la gravité.

Le dessin comporte des spécifications avec \textcircled{F} à vérifier à l'état libre. Toutes les autres spécifications sont à vérifier à l'état contraint.

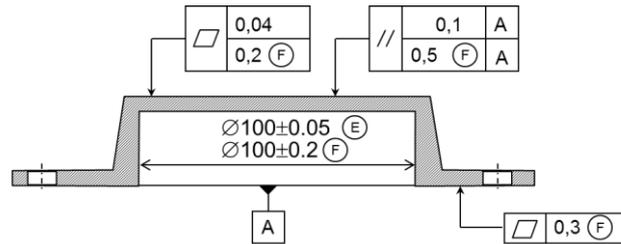
Si la référence est définie sur les points de contact avec le montage de contrôle, il est nécessaire d'identifier la référence sur le montage avant de fixer la pièce.

7 - 1 - 2 Application

Ce capot qui est assez déformable reçoit deux indications :

- A l'état libre \textcircled{F} la planéité est limitée à 0,2 et le parallélisme à 0,5.
- Les contraintes imposées sont censées mettre la pièce en situation de service. Pour cela, la pièce est vissée avec 8 vis M6 passant dans les trous sur une plaque réputée plane. Dans cette situation la planéité admissible est 0,04 et le parallélisme 0,1.

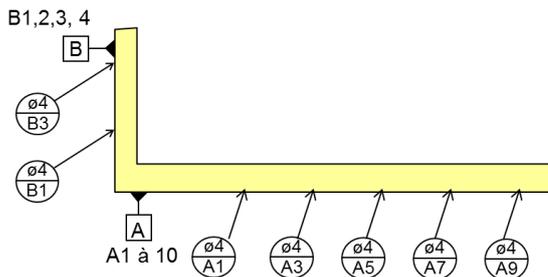
Remarque : la planéité de la surface A n'est plus mesurable lorsque la pièce est fixée sur son montage. Elle ne peut être mesurée qu'à l'état libre. (La mesure à l'état contraint n'aurait pas de sens).



Condition de contraintes : ISO 10579-NR

La pièce est plaquée face A sur un marbre avec 8 vis M6 placées dans les 8 trous périphériques. Le couple de serrage des vis est de 10 Nm.

Les points d'appuis peuvent être précisés avec des zones partielles.



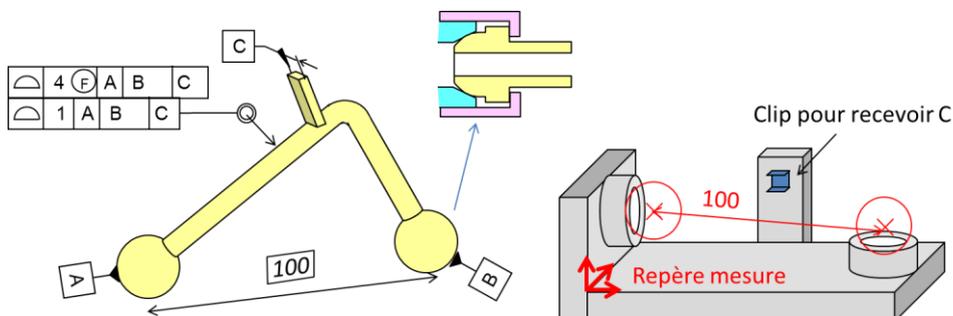
Condition de contrainte :
norme ISO 10 579-NR

La pièce doit être plaquée sur les 10 points A1 à A10 et les 4 points B1 à B4 sur deux plans perpendiculaires.

7 - 2 Application au contrôle des tubulures

7 - 2 - 1 Références sur sphères

La tubulure ci-dessous est assez simple car les appuis sont des surfaces sphériques, identifiées par un point, sans problème d'orientation. Les spécifications sont des positions de surface quelconque mesurées avec la pièce placée dans un montage. Les spécifications à l'état libre (F) vérifient que la pièce n'est pas trop déformée avant le montage.



Condition de contrainte : norme ISO 10 579-NR : La pièce est bridée dans 2 cônes d'angle 90° tels que l'entraxe de 2 sphères $\varnothing 10$ soit 100mm. Elle est orientée sur C par un clip en position nominale.

Remarque : pour l'état contraint, le système de références A|B est établi une fois pour toute en plaçant deux billes de diamètre nominal sur les deux cônes du montage. Il serait possible d'ajouter un [DF] sur les spécifications, mais cela ne changerait rien car la position est imposée par le montage.

7 - 2 - 2 Références sur cônes

La proposition de décrire un élément de contact monté sur une glissière comme ci-dessous est encore hors norme. Les conditions de contrainte imposent de fixer la pièce sur un montage muni de 2 billes $\varnothing 6$ distantes de 100mm et d'un appui ponctuel sur le côté du tube.

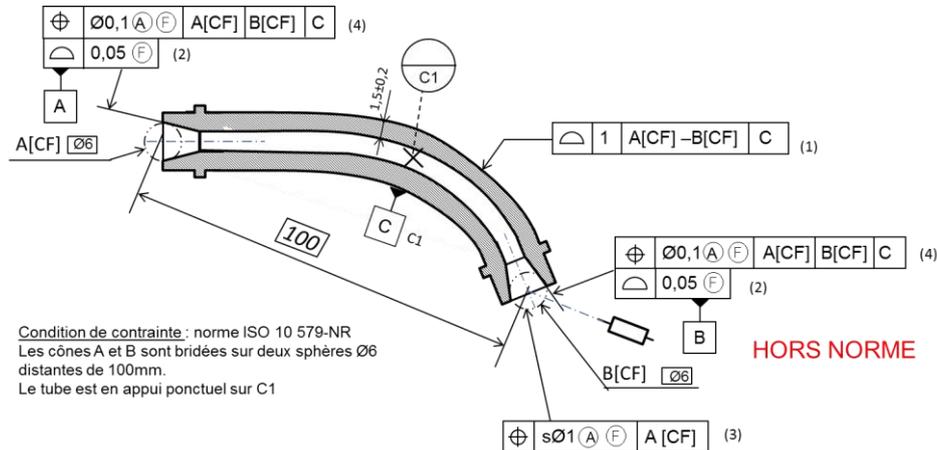
La spécification (1) comporte les deux références A[CF] et B[CF]. Elle doit être vérifiée sur ce montage. La distance entre A[CF] et B[CF] est imposée par le montage. Le modèle nominal est positionné par rapport au montage en mesurant les deux sphères et l'appui ponctuel C. Il est alors facile de mesurer les écarts de la surface extérieure du tube par rapport au nominal dans un état proche de celui en fonctionnement.

Il faut également s'assurer que la pièce ne sera pas trop déformée avant son installation. Il faut donc la contrôler à l'état libre. Les deux spécifications de forme (2) peuvent être vérifiées indépendamment sur chaque cône.

A l'état libre, la pièce est identifiée par des éléments de contact non contraints en distance relative. Les billes peuvent simplement être placées dans les cônes et tenues avec de la pâte à modeler par exemple. La dissociation des billes est possible, car l'élément de contact B[CF] est représenté avec une glissière de direction imposée dans le modèle nominal comme la direction des centres des billes.

La localisation (3) est mesurée sur l'élément de contact B[CF] par rapport à A[CF]. Elle permet de vérifier la distance entre les cônes en mesurant la distance entre les billes.

Les deux localisations (4) vérifient l'orientation des axes des cônes. Pour créer le système de références, il faut mesurer les positions des deux billes. Le modèle nominal est centré sur A[CF], orienté de sorte que B[CF] soit décalé dans la direction de la glissière, puis orienté autour de A-B pour minimiser la distance maxi en C1. Les billes sont alors retirées pour identifier les axes des cônes.

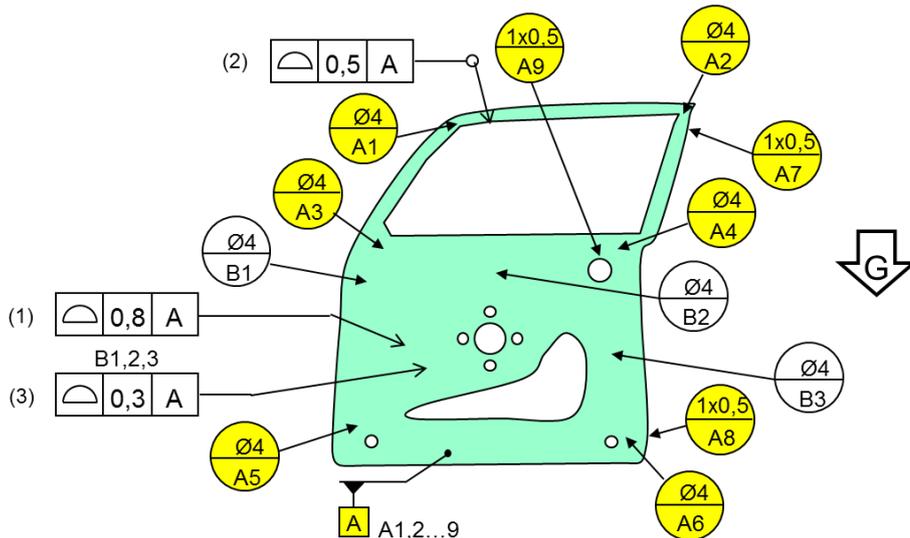


7 - 3 Indication de la gravité

La norme ISO 10579-NR permet d'imposer des conditions de mesure qui consistent généralement à mettre la pièce dans une forme la plus proche possible de ces conditions de fonctionnement. Il faut parfois orienter la pièce pour être conforme à la direction de la gravité.

Dans cette figure, la pièce doit être fixée de sorte que les 9 points A1 à A9 soient en positions nominales, par exemple en serrant la pièce sur un montage avec ces 9 points d'appui. (Ces 9 points redressent la pièce pour la rapprocher de sa forme nominale). De plus la pièce doit être orientée de sorte que le vecteur G indiqué dans le modèle nominal soit placé en position verticale. La référence A bloque tous les degrés de liberté. Le modèle nominal A est associé directement aux faces d'appui du montage par les moindres carrés, avant installation de la pièce.

- La spécification de position (1) localise l'ensemble de la surface de la porte par rapport à A.
- La spécification de position (2) localise le contour intérieur de la porte par rapport à A.
- La spécification de position (3) localise uniquement quelques points de mesure au voisinage des points B1, B2 et B3.



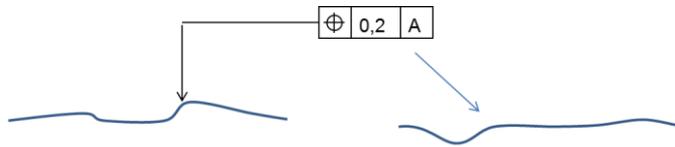
ISO 10579-NR : Conditions de mesure : zones A1 à A9 en position nominale.
Le vecteur G doit être orienté selon la gravité.

Chaque zone partielle A1, 2, 3 sera identifiée sur la pièce réelle par un ou plusieurs points. L'association sera réalisée par le critère [GE].

8 - FILTRAGE

8 - 1 Problématique

La norme 5459 :2011 impose un filtrage sur les surfaces de références. La norme 1101 impose également un filtrage sur les surfaces spécifiées filtres similaires à ceux utilisés pour les états de surfaces.



La norme ISO 1101:2017 permet d'imposer le critère de filtrage

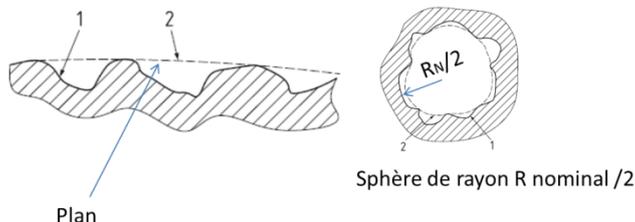
Le projet de norme ISO 5459 va permettre d'imposer le critère de filtrage

Extrait de la norme 5459:2011

Le filtrage doit retenir les points les plus hauts de l'élément intégral réel. Pour un élément nominal plat ou convexe, tel qu'un arbre, le filtrage doit résulter en un élément convexe (voir Figure A.2). Pour les autres types d'élément nominal, tel qu'un alésage, les cavités de surface doivent être supprimées de façon similaire.

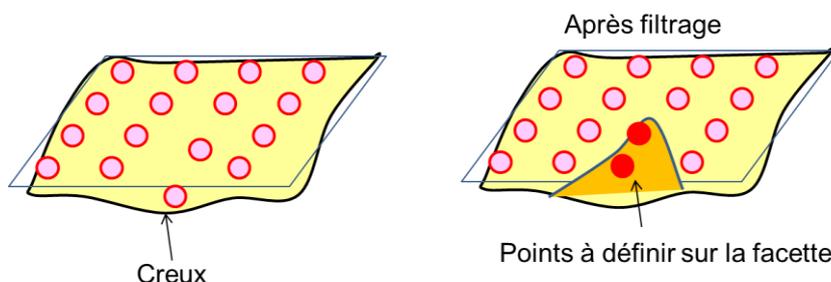
Le filtrage n'est pas défini autrement dans la présente Norme internationale.

NOTE Il est prévu de fournir plus de détails sur le filtrage dans une prochaine version de la présente Norme internationale.



Manifestement ces critères ne sont pas logiques et encore mal définis. Leurs interactions avec les critères d'association des références sont encore mal maîtrisées.

Avec les critères des moindres carrés, les points ne doivent pas simplement être supprimés, mais projetés sur la facette filtrée, sinon, la densité change.



8 - 2 Application pratique avec CB (Closing Ball)

Ces filtrages sont très mal définis et sont inexploitablement actuellement, sauf cas très particuliers avec un protocole bien défini, en particulier pour adapter le filtre à la forme et au contour de la surface.

Dans l'état actuel des normes, avec une spécification sans filtrage, le filtrage est dit « indéterminé », ce qui pourrait constituer une cause de litige.

Pour répondre à la majorité des besoins, il est possible de mettre l'indication « CB r » au-dessus du cartouche : ex : CB 1

- CB = (closing ball),
- r = rayon du palpeur à utiliser pour faire la mesure en éliminant ainsi la rugosité.

La mesure doit être effectuée avec une sphère de rayon supérieur ou égal à 1mm (ou un moyen équivalent).

9 - AUTRES MODIFICATEURS

Les différentes normes proposent de nombreux autres modificateurs pour des cas spécifiques. Ces nouvelles indications ont un domaine d'emploi très limité et souvent redondant avec d'autres spécifications. Elles sont très peu exploitées. Il est nécessaire de consulter les documents des normes pour bien les identifier et les exploiter.

Peu de logiciels sont capables de traiter ces nouveaux modificateurs.

Modifieur	Description
ⓁP	Two-point size
ⓁS	Local size defined by a sphere
ⓁG	Least square association criteria
ⓁX	Maximum inscribed association criteria
ⓁN	Minimum circumscribed association criteria
ⓁC	Circumference diameter (Calculated size)
ⓁA	Area diameter (Calculated size)
ⓁV	Volume diameter (Calculated size)
ⓁX	Maximum (rank order) size ^a
ⓁN	Minimum (rank order) size ^a
ⓁA	Average (rank order) size ^a
ⓁM	Median (rank order) size
ⓁD	Mid-range (rank order) size
ⓁR	Range (rank order) size