

normalisation française

E 04-555

Février 1992

ISO 2692

Dessins techniques

Tolérancement géométrique

Exigence du maximum de matière

E : Technical drawings — Geometrical tolerancing — Maximum material principle

D : Technische Zeichnungen — Geometrische Tolerierung — Maximum-Material-Anforderung

Norme expérimentale publiée par l'afnor en février 1992.

Les observations relatives à la présente norme expérimentale doivent être adressées à l'afnor, avant le 31 décembre 1992.

Remplace la norme enregistrée NF E 04-555, de juillet 1978.

correspondance

La présente norme expérimentale reproduit intégralement la norme internationale ISO 2692:1988.

analyse

Cette norme décrit l'exigence du maximum de matière, qui constitue l'un des outils de la définition fonctionnelle des produits (voir E 04-561) ; l'exigence du maximum de matière convient particulièrement aux fonctions d'assemblage.

descripteurs

Thésaurus International Technique : dessin technique, cotation, tolérance géométrique, jeu mécanique, principe.

modifications

Par rapport à la précédente édition mise en accord avec l'ISO (en particulier, l'indication du symbole **M** à la suite d'une tolérance dimensionnelle n'est plus prévue).

corrections

Membres de la commission de normalisation

Président : MME KOPLEWICZ

Secrétaire : MME LECOUFLE — UNM

M	AMARA	EDUCATION NATIONALE	M	GATEAU	PEUGEOT SA
M	BALLU	ENS CACHAN	M	GAUTHIER	MERLIN GERIN
M	BEAUJEAN	EDUCATION NATIONALE	M	GEORGE	SMG CONSULTANTS
M	BOMBARDELLI	SNECMA	M	GUERRIER	TURBOMECA
M	BOURHIS	RENAULT AUTOMOBILES	M	HAEBIG	PEUGEOT SA
M	BREBAN	THOMSON CSF	MME	KOPLEWICZ	UNM
M	CARRARA	DAT	M	LECRINIER	EDUCATION NATIONALE
M	CAVAILLES	MINISTERE DE LA DEFENSE	M	LEGENDRE	UNITOP
M	CHAUVIERE	ETRI	M	LETIZIA	GIAT INDUSTRIES
M	CHEVALIER	EDUCATION NATIONALE	M	MATHIEU	ENS CACHAN
M	CLAUSTRE	CITROEN	M	MERCIER	AEROSPATIALE
M	CORDONNIER	SEXTANT AVIONIQUE	M	NEVEU	SMAN
M	DEHAYE	MESSIER HISPANO BUGATTI	M	NOGARET	PEUGEOT SA
M	DESCHENES	EDUCATION NATIONALE	M	SENELAER	ENSTIMD
M	DI CRESCENZO	XAO INDUSTRIES	M	SPENLE	EDUCATION NATIONALE
M	DUCLUZEAU	AFNOR	M	TINEL	EDUCATION NATIONALE
M	DURSAPT	EN INGENIEURS	M	TIRET	EPDI

Avant-propos national

Le programme de normalisation française dans le domaine de la cotation et du tolérancement inclut l'établissement d'une norme sur l'exigence du maximum de matière, basée sur le texte ISO 2692 et destinée à remplacer la version française de juillet 1978, peu explicite.

Dans l'attente que ce projet de révision soit disponible, la commission UNM 03 «Dessins techniques» a décidé de remplacer la norme française de juillet 1978 par le texte de la norme ISO, publié en décembre 1988, et dont le contenu tient compte des évolutions intervenues à l'ISO durant ces 10 années. Toutefois, cette norme ISO devant être précisée et complétée sur un certain nombre de points de façon à bien s'intégrer aux normes françaises de ce domaine, il a été décidé de la publier sous forme expérimentale pour une durée d'un an.

NOTE : l'appellation «Principe du maximum de matière» utilisée dans le texte ISO doit être comprise comme «exigence du maximum de matière».

Références aux normes françaises

La correspondance entre les normes mentionnées à l'article «Références» et les normes françaises est la suivante :

ISO 1101	: NF E 04-552
ISO 5458	: E 04-559
ISO 5459	: NF E 04-554
ISO/TR 5460	: NF E 10-101 à E 10-107
ISO 7083	: NF E 04-511
ISO 8015	: E 04-561

Sommaire

	Page
0 Introduction	1
1 Objet et domaine d'application	1
2 Références	1
3 Définitions	2
4 Principe du maximum de matière	3
5 Application du principe du maximum de matière	3
6 Exemples d'application avec \textcircled{M} appliqué à un (des) élément(s) tolérancé(s)	9
7 Tolérancement géométrique zéro	15
8 Exemples d'application lorsque \textcircled{M} s'applique à un (aux) élément(s) tolérancé(s) et à l'élément de référence	18

Page laissée intentionnellement blanche

Dessins techniques — Tolérancement géométrique — Principe du maximum de matière

0 Introduction

0.1 L'assemblage des pièces dépend de la relation entre la dimension réelle et les écarts géométriques réels des éléments à ajuster, tel que des trous de passage de boulons dans deux brides et leurs boulons de retenue.

Le jeu d'assemblage minimal existe lorsque chacun des éléments conjugués est à sa dimension au maximum de matière (par exemple, le plus grand boulon et le plus petit alésage) et lorsque l'écart géométrique (par exemple, les écarts de position) est également à son maximum.

Le jeu d'assemblage augmente jusqu'au maximum lorsque les dimensions réelles des éléments assemblés s'éloignent des dimensions au maximum de matière (par exemple, le plus petit boulon et le plus grand alésage) et lorsque les écarts géométriques (par exemple, les écarts de position) sont zéro.

Suite à ce qui précède, il ressort que si les dimensions réelles d'un élément conjugué n'atteignent pas leurs dimensions au maximum de matière, les tolérances géométriques indiquées peuvent être augmentées sans nuire à l'assemblage de l'autre pièce.

Ceci est appelé principe du maximum de matière et est indiqué sur les dessins par le symbole **(M)**.

Les figures de la présente Norme internationale ne sont données que comme illustration pour aider le lecteur à comprendre le principe du maximum de matière. Dans certains cas, les figures montrent des détails complémentaires pour accentuer la démonstration; dans d'autres cas, les figures sont intentionnellement incomplètes. Les valeurs numériques des dimensions et des tolérances ne sont que des exemples.

Pour simplifier, les exemples sont limités aux cylindres et aux plans.

0.2 Pour des raisons d'uniformité, les figures de la présente Norme internationale sont disposées suivant la méthode de projection du premier dièdre.

Il est entendu que les principes établis s'appliquent également à la méthode de projection du troisième dièdre.

Pour la présentation définitive (proportions et dimensions) des symboles pour le tolérancement géométrique, voir ISO 7083.

1 Objet et domaine d'application

La présente Norme internationale établit le principe du maximum de matière et définit son applicabilité.

L'utilisation du principe du maximum de matière facilite la fabrication sans nuire au libre assemblage des éléments pour lesquels il y a une interdépendance entre la dimension et la géométrie.

NOTE — L'exigence d'enveloppe (voir 5.2.2) pour un élément isolé peut être indiquée soit par le symbole **(E)** (voir ISO 8015), soit en faisant référence à une norme nationale appropriée évoquant cette exigence.

2 Références

ISO 1101, *Dessins techniques — Tolérancement géométrique — Tolérancement de forme, orientation, position et battement — Généralités, définitions, symboles, indications sur les dessins.*

ISO 5458, *Dessins techniques — Tolérancement géométrique — Tolérancement de localisation.*

ISO 5459, *Dessins techniques — Tolérancement géométrique — Références spécifiées et systèmes de références spécifiées pour tolérances géométriques*

ISO/TR 5460, *Dessins techniques — Tolérancement géométrique — Tolérancement de forme, orientation, position et battement — Principes et méthodes de vérification — Principes directeurs.*

ISO 7083, *Dessins techniques — Symboles pour tolérancement géométrique — Proportions et dimensions.*

ISO 8015, *Dessins techniques — Principe de tolérancement de base.*

3 Définitions

3.1 dimension locale réelle: Chaque distance individuelle dans toute section d'un élément, c'est-à-dire dimension mesurée entre deux points opposés [exemples: voir figures 1, 12b) et 13b)].

3.2 Dimension d'assemblage

3.2.1 dimension d'assemblage pour un élément extérieur: Dimension du plus petit élément parfait qui peut être circonscrit autour de l'élément et qui tangente la surface aux points les plus hauts.

NOTE — Par exemple, dimension du plus petit cylindre de forme parfaite ou plus petite distance entre deux plans parallèles de forme parfaite qui tangente le(s) point(s) le(s) plus haut(s) de la (des) surface(s) réelle(s) (voir figure 1).

3.2.2 dimension d'assemblage pour un élément intérieur: Dimension du plus grand élément parfait qui peut être inscrit dans l'élément et qui tangente la surface aux points les plus hauts.

NOTE — Par exemple, dimension du plus grand cylindre de forme parfaite ou plus grande distance entre deux plans parallèles de forme parfaite qui tangente le(s) point(s) le(s) plus haut(s) de la (des) surface(s) réelle(s).

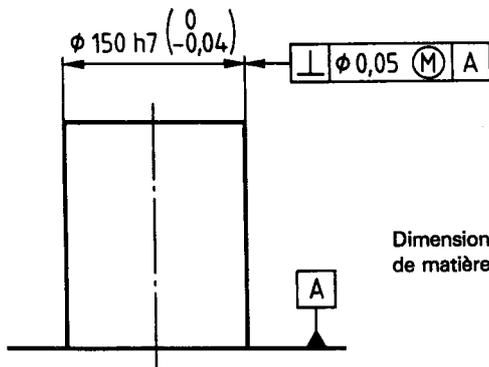
3.3 état au maximum de matière (MMC): État de l'élément considéré lorsque, en tout endroit, il est à la dimension limite telle que l'élément ait le maximum de matière, par exemple diamètre minimal d'un alésage et diamètre maximal d'un arbre (voir figure 1).

NOTE — L'axe de l'élément peut ne pas être droit.

3.4 dimension au maximum de matière (MMS): Dimension définissant l'état au maximum de matière d'un élément (voir figure 1).

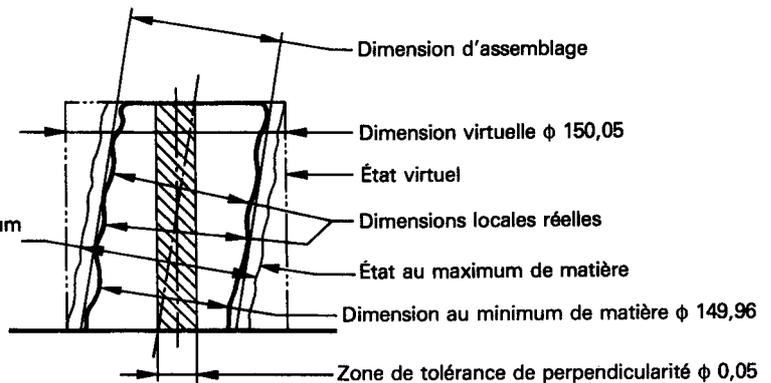
3.5 état au minimum de matière (LMC): État de l'élément considéré lorsque, en tout endroit, il est à la dimension limite telle que l'élément ait le minimum de matière, par exemple diamètre maximal d'un alésage et diamètre minimal d'un arbre (voir figure 1).

Indication sur le dessin

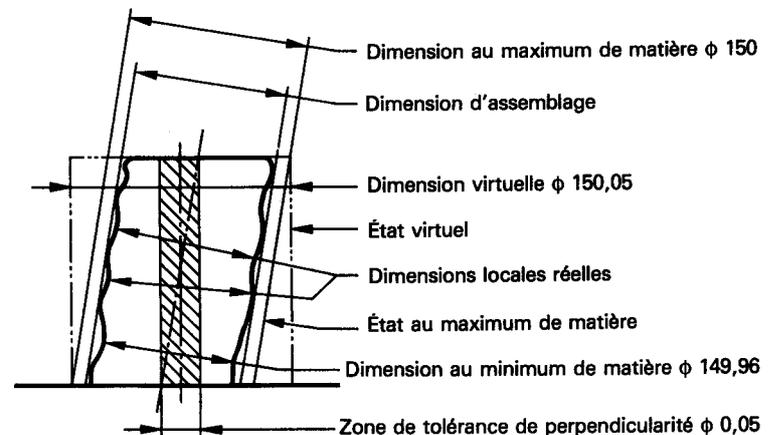
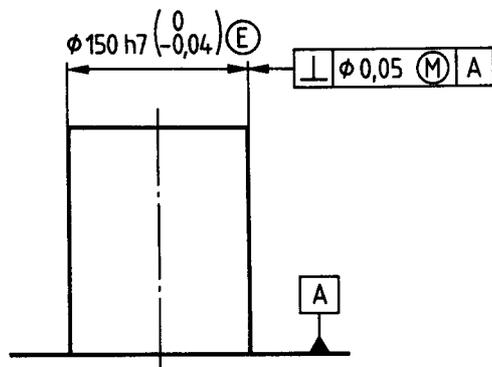


Interprétation

Dimension au maximum de matière $\phi 150$



a) Cotation selon le principe de l'indépendance



b) Cotation selon le principe de l'enveloppe

Figure 1

3.6 dimension au minimum de matière (LMS): Dimension définissant l'état au minimum de matière d'un élément (voir figure 1).

3.7 état virtuel: État de l'enveloppe limite de forme parfaite permis par les exigences du dessin pour l'élément. Il est généré par l'effet collectif de la dimension au maximum de matière et des tolérances géométriques.

Lorsque le principe du maximum de matière s'applique, seules les tolérances géométriques suivies par le symbole **(M)** sont à prendre en compte pour déterminer l'état virtuel (voir figure 1).

NOTE — L'état virtuel représente la dimension de définition du calibre fonctionnel.

3.8 dimension virtuelle: Dimension définissant l'état virtuel d'un élément.

4 Principe du maximum de matière

4.1 Généralités

Le principe du maximum de matière est un principe de tolérancement qui implique que l'état virtuel de l'(des) élément(s) tolérancé(s) et, si indiqué, l'état de forme parfaite au maximum de matière pour l'(les) élément(s) de référence ne soient pas dépassés.

Ce principe s'applique aux axes ou aux plans médians et prend en compte la relation mutuelle de la dimension et de la tolérance géométrique concernée. L'application de ce principe doit être indiquée par le symbole **(M)**.

4.2 Principe du maximum de matière appliqué à l'(aux) élément(s) tolérancé(s)

Le principe du maximum de matière appliqué à l'(aux) élément(s) tolérancé(s) permet une augmentation de la tolérance géométrique indiquée lorsque l'élément tolérancé concerné n'est pas à son état au maximum de matière sous réserve que l'élément ne dépasse pas l'état virtuel.

4.3 Principe du maximum de matière appliqué à l'(aux) élément(s) de référence

Lorsque le principe du maximum de matière est appliqué à l'(aux) élément(s) de référence, l'axe ou le plan médian de référence peut être flottant par rapport à l'élément tolérancé si l'élément de référence s'écarte de son état au maximum de matière. La valeur du jeu (flottement) est égale à l'écart entre la dimension d'assemblage de l'élément de référence et sa dimension au maximum de matière [voir figures 27 b) et 27 c)].

NOTE — L'écart de l'élément de référence par rapport à sa dimension au maximum de matière n'augmente pas la tolérance des éléments tolérancés entre eux.

5 Application du principe du maximum de matière

Dans tous les cas, le concepteur doit décider s'il est possible d'appliquer le principe du maximum de matière aux tolérances concernées.

NOTE — Le principe du maximum de matière ne devrait pas être utilisé pour des applications telles que les liaisons cinématiques, centres d'engrenages, taraudages, ajustements à serrage, etc., pour lesquels il y aurait un risque fonctionnel en augmentant la tolérance.

5.1 Tolérance de localisation pour un groupe de trous

Le principe du maximum de matière est le plus couramment utilisé avec des tolérances de localisation, c'est la raison pour laquelle le tolérancement de localisation a été utilisé sur les illustrations suivantes.

NOTE — Dans les calculs des dimensions virtuelles donnés ci-après, il a été supposé que l'arbre aussi bien que l'alésage sont à leur dimension au maximum de matière et de forme parfaite.

5.1.1 L'indication sur le dessin de la tolérance de la localisation pour un groupe de quatre alésages est représentée à la figure 2.

L'indication sur le dessin de la tolérance de localisation pour un groupe de quatre arbres fixes qui s'ajustent dans le groupe d'alésages est représentée à la figure 4.

La dimension minimale des alésages est de ϕ 8,1; c'est la dimension au maximum de matière.

La dimension maximale des arbres est de ϕ 7,9; c'est la dimension au maximum de matière.

5.1.2 La différence entre la dimension au maximum de matière des alésages et celle des arbres est de

$$8,1 - 7,9 = 0,2$$

La somme des tolérances de localisation pour les alésages et les arbres ne doit pas dépasser cette différence (0,2). Dans cet exemple, cette tolérance est également répartie entre les alésages et les arbres, c'est-à-dire que la tolérance de localisation pour les alésages est de $\phi 0,1$ (figure 2) et celle des arbres est également de $\phi 0,1$ (voir figure 4).

Les zones de tolérance de $\phi 0,1$ sont positionnées à leur position théoriquement exacte (voir figures 3 et 5).

En fonction de la dimension réelle de chaque élément, la tolérance de localisation additionnelle peut être différente de l'un à l'autre.

Indication sur les dessins

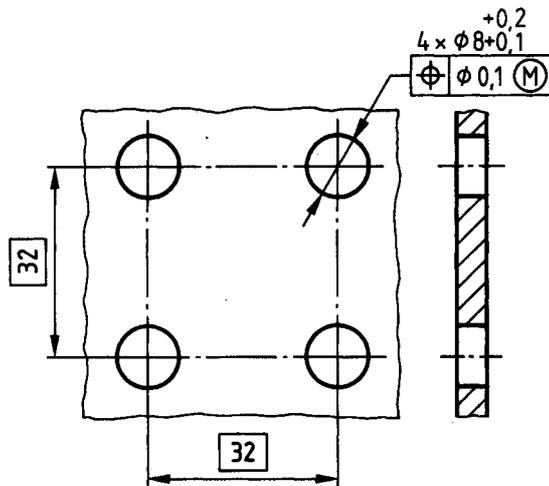


Figure 2

Interprétation

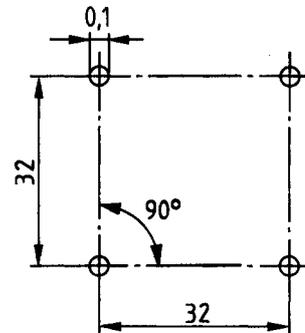


Figure 3

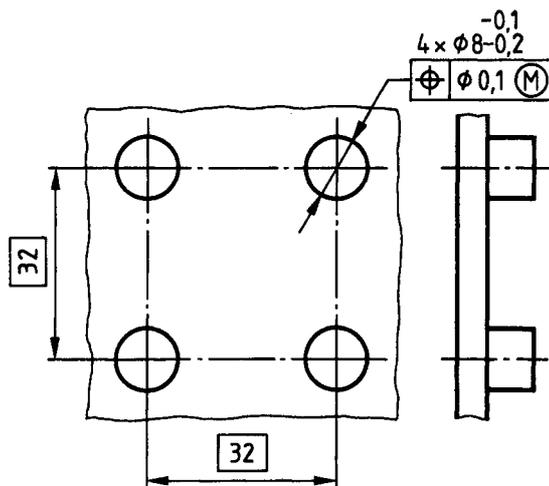


Figure 4

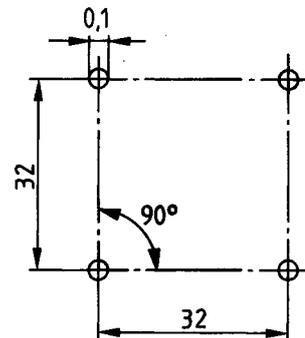


Figure 5

5.1.3 La figure 6 représente quatre surfaces cylindriques pour chacun des quatre alésages, chacune étant à sa dimension au maximum de matière et à sa forme parfaite. Les axes sont situés aux positions limites à l'intérieur de la zone de tolérance.

La figure 8 représente les arbres correspondant à leurs dimensions au maximum de matière. On peut voir sur les figures 6 à 9 que l'assemblage des pièces est toujours possible dans les conditions les plus défavorables.

5.1.3.1 Un des alésages de la figure 6 est représenté à la figure 7 à une plus grande échelle. La zone de tolérances pour l'axe est de $\phi 0,1$, la dimension au maximum de matière de l'alésage est de $\phi 8,1$. Tous les cercles de $\phi 8,1$, dont les axes sont positionnés à la limite extrême de la zone de tolérance de $\phi 0,1$, forment un cylindre enveloppe inscrit de $\phi 8$. Ce cylindre enveloppe de $\phi 8$ est situé à sa position théoriquement exacte et forme la limite fonctionnelle pour la surface de l'alésage.

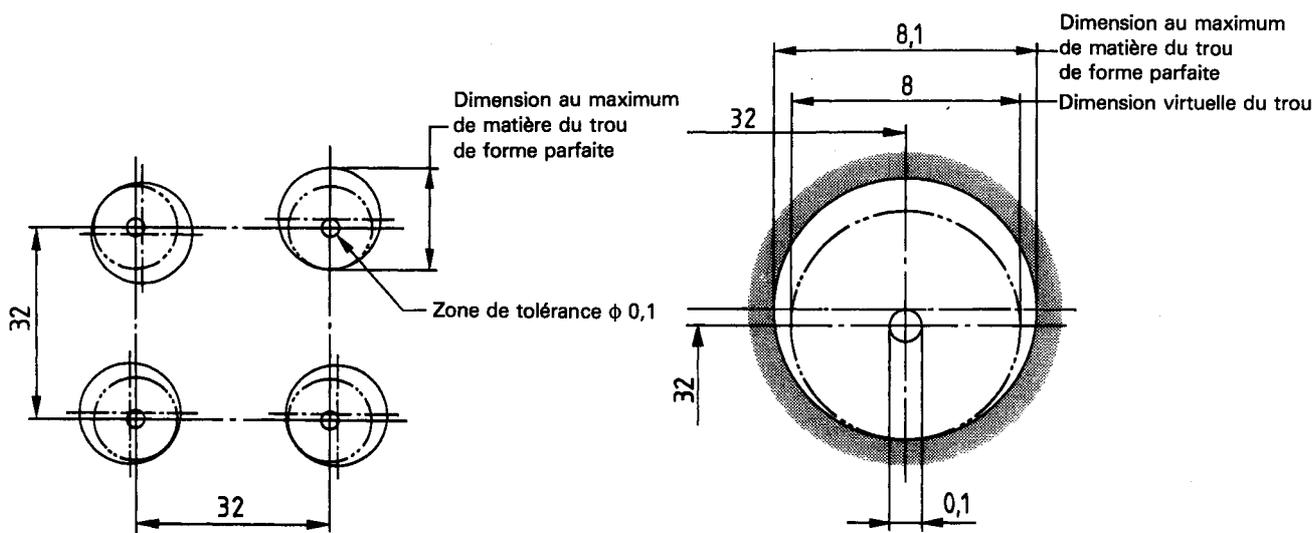


Figure 6

Figure 7

5.1.3.2 Un des arbres de la figure 8 est représenté à la figure 9 à une plus grande échelle. La zone de tolérance pour les axes est de $\phi 0,1$. La dimension au maximum de matière de l'arbre est de $\phi 7,9$. Tous les cercles de $\phi 7,9$, dont les axes sont situés à la limite extrême de la zone de tolérance de $\phi 0,1$, forment un cylindre enveloppe circonscrit de $\phi 8$, qui est l'état virtuel de l'arbre.

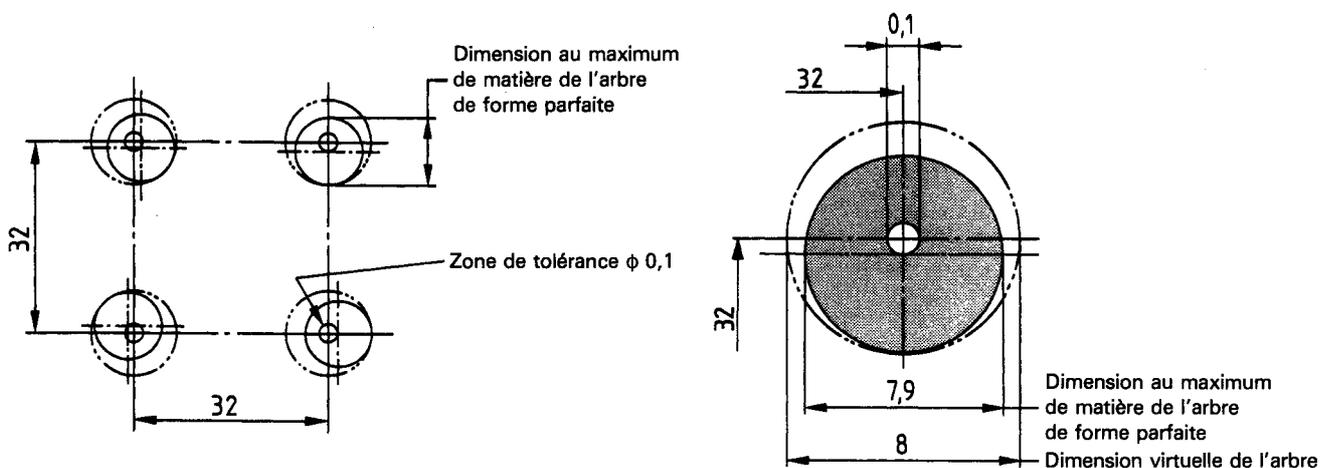


Figure 8

Figure 9

5.1.4 Lorsque la dimension de l'alésage est plus grande que sa dimension au maximum de matière, et/ou lorsque la dimension de l'arbre est plus petite que sa dimension au maximum de matière, il y a un jeu plus grand entre l'arbre et l'alésage qui peut être utilisé pour augmenter les tolérances de localisation de l'arbre et/ou de l'alésage. Suivant la dimension réelle de chacun des éléments, l'augmentation de la tolérance de localisation peut être différente pour chacun d'eux.

Le cas extrême se produit lorsque l'alésage est à sa dimension au minimum de matière, soit au ϕ 8,2. La figure 10 montre que l'axe de l'alésage peut se situer n'importe où à l'intérieur d'une zone de tolérance de ϕ 0,2 sans que la surface de l'alésage dépasse le cylindre de dimension virtuelle.

La figure 11 montre une situation similaire appliquée aux arbres. Lorsque l'arbre est à sa dimension au minimum de matière, soit au ϕ 7,8, le diamètre de la zone de tolérance pour la localisation est égal à ϕ 0,2.

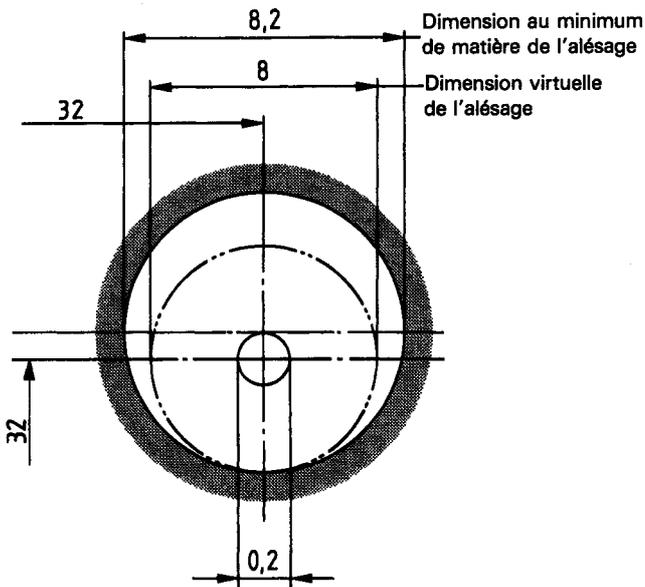


Figure 10

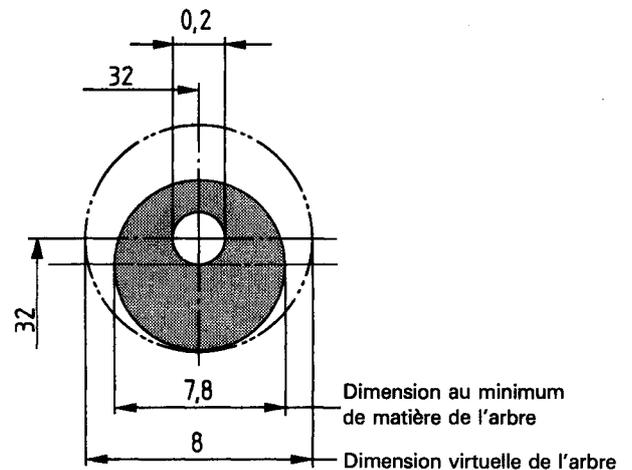


Figure 11

5.1.5 L'augmentation de la tolérance géométrique est appliquée à un élément de l'assemblage sans référence à l'élément conjugué. L'assemblage sera toujours possible même si l'élément conjugué est fabriqué aux limites extrêmes de la tolérance les plus défavorables pour l'assemblage, puisque l'écart combiné de dimension et de géométrie d'aucun élément n'est dépassé, c'est-à-dire que les états virtuels ne sont pas dépassés.

5.2 Tolérance de perpendicularité d'un arbre par rapport à un plan de référence

5.2.1 L'élément toléré à la figure 12 a) doit remplir les conditions représentées à la figure 12 b), c'est-à-dire que l'élément ne doit pas dépasser l'état virtuel, soit $\phi 20,2$ ($\phi 20 + 0,2$), et comme toutes les dimensions locales réelles doivent se situer entre $\phi 19,9$ et $\phi 20$, l'écart de rectitude des génératrices ou de l'axe ne peut pas dépasser $0,2 \dots 0,3$ suivant la dimension locale réelle, par exemple $0,2$ si toutes les dimensions locales réelles sont de $\phi 20$ [voir figure 12 c)] et $0,3$ si toutes les dimensions locales réelles sont de $\phi 19,9$ [voir figure 12 d)].

Indication sur le dessin

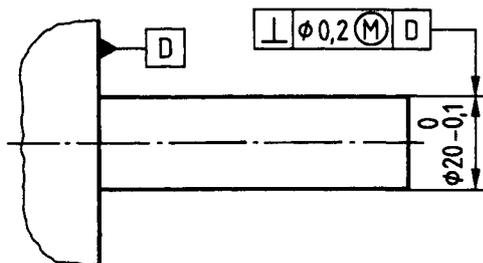
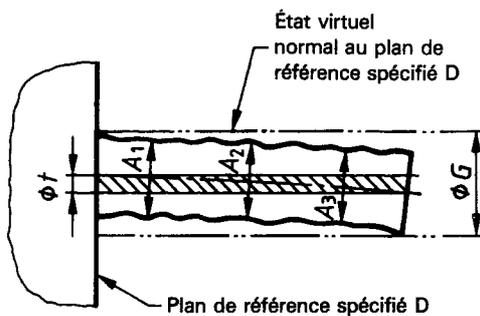


Figure 12 a)

Interprétation



- A_1 à A_3 = dimensions locales réelles = $19,9 \dots 20$
(dimension au maximum de matière = $\phi 20$)
- G = dimension virtuelle = $\phi 20,2$
- ϕt = zone de tolérance d'orientation = $0,2 \dots 0,3$

Figure 12 b)

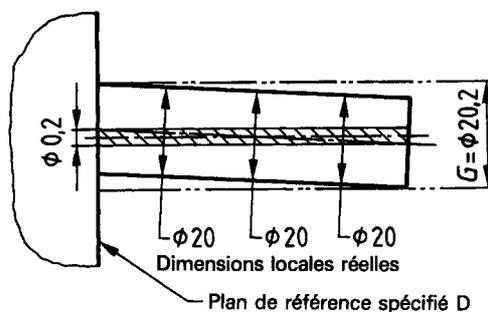


Figure 12 c)

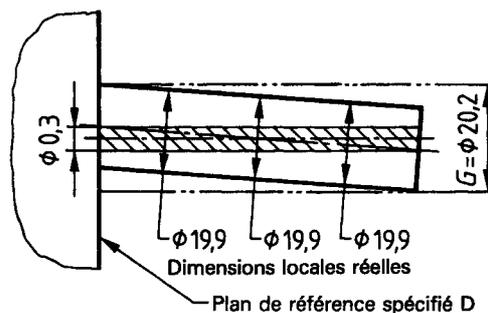


Figure 12 d)

5.2.2 À la figure 13 a), l'exigence supplémentaire \textcircled{E} (voir ISO 8015) associée au \textcircled{M} implique que l'élément reste à l'intérieur de l'enveloppe de forme parfaite à sa dimension au maximum de matière de ϕ 20 [voir figure 13 b)]. Dans cet exemple, les dimensions locales réelles doivent se situer entre ϕ 19,9 et ϕ 20, et l'effet combiné des écarts de rectitude et de circularité ne doit pas conduire l'élément à dépasser l'exigence de l'enveloppe; par exemple, l'écart de rectitude des génératrices ou de l'axe ne peut pas dépasser 0 ... 0,1 en fonction des dimensions locales réelles. Cependant, l'écart de perpendicularité par l'indication du \textcircled{M} peut être augmenté à 0,3 (dimension virtuelle = ϕ 20,2) lorsque les dimensions locales réelles de l'éléments sont de ϕ 19,9 [voir figure 13 b)].

Indication sur le dessin

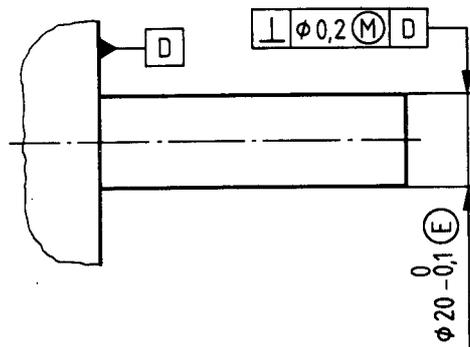
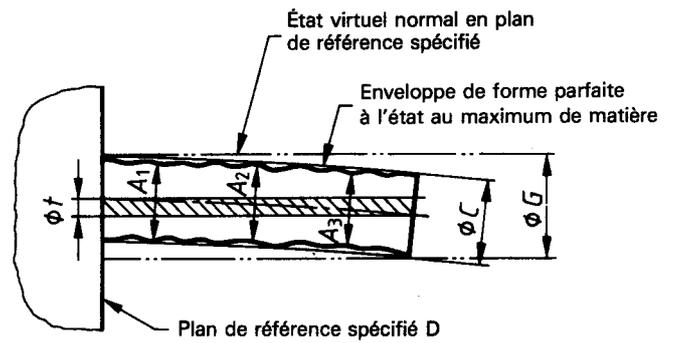


Figure 13 a)

Interprétation



- A_1 à A_3 = dimensions locales réelles = 19,9 ... 20
- C = dimension au maximum de matière = ϕ 20
- G = dimension virtuelle = ϕ 20,2
- ϕt = zone de tolérance d'orientation = 0,2 ... 0,3

Figure 13 b)

6 Exemples d'application avec \textcircled{M} appliqué à un (des) élément(s) tolérancé(s)

6.1 Tolérance de rectitude d'un axe

a) Indication sur le dessin

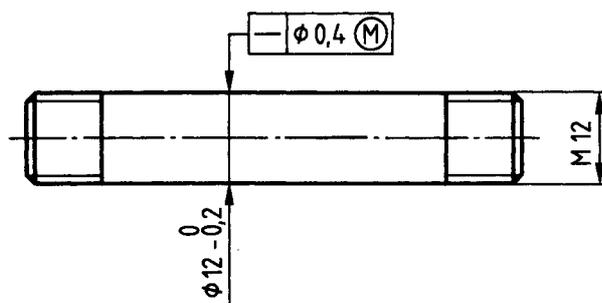


Figure 14 a)

b) Exigences fonctionnelles

L'élément tolérancé doit répondre aux exigences suivantes:

- chaque dimension locale réelle de l'élément doit rester à l'intérieur de la tolérance dimensionnelle de 0,2 et peut donc varier entre $\phi 12$ et $\phi 11,8$;
- l'élément tolérancé doit respecter l'état virtuel: cylindre enveloppe de forme parfaite et de $\phi 12,4$ ($= \phi 12 + 0,4$) [voir figures 14 b) et 14 c)].

C'est-à-dire que l'axe doit rester à l'intérieur de la zone de tolérance de rectitude de $\phi 0,4$ lorsque tous les diamètres de l'élément sont à leur dimension au maximum de matière de $\phi 12$ [voir figure 14 b)] et peut varier jusqu'à la zone de tolérance de $\phi 0,6$ quand tous les diamètres de l'élément sont à leur dimension au minimum de matière de $\phi 11,8$ [voir figure 14 c)].

NOTES

- 1 Les deux figures 14 b) et 14 c) représentent les cas extrêmes de dimension de l'élément. En pratique, l'élément se situerait n'importe où entre les conditions extrêmes avec différentes dimensions locales réelles.
- 2 Cette indication [voir figure 14 a)] peut être appropriée lorsque l'indication d'une plus grande tolérance diamétrale associée à une exigence d'enveloppe ne peut être appliquée, par exemple dans le cas d'un boulon fileté.

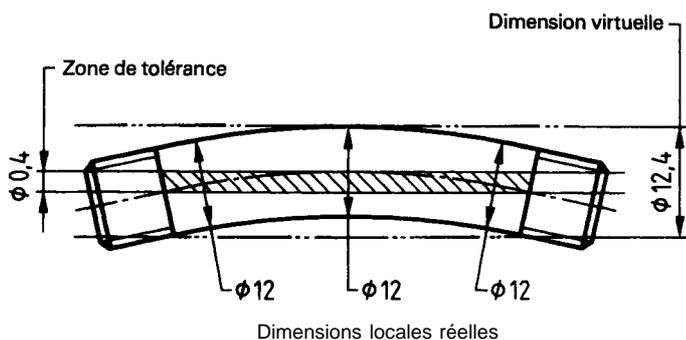


Figure 14 b)

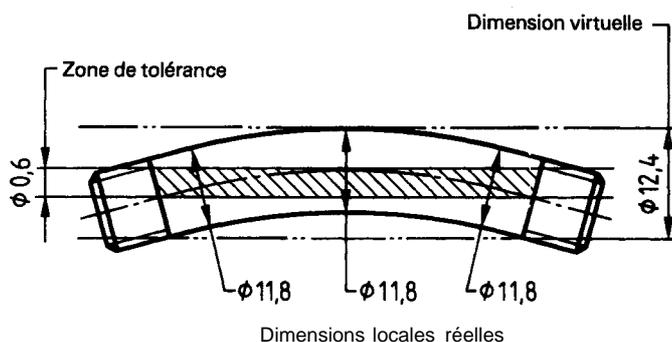


Figure 14 c)

6.2 Tolérance de parallélisme d'un arbre par rapport à un plan de référence

a) Indication sur le dessin

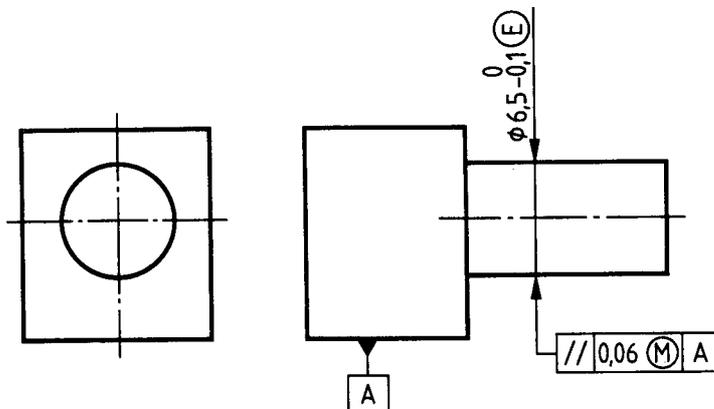


Figure 15 a)

b) Exigences fonctionnelles

L'élément toléré doit répondre aux exigences suivantes :

- chaque dimension locale réelle de l'élément doit rester à l'intérieur de la tolérance dimensionnelle de 0,1 et peut donc varier entre $\phi 6,5$ et $\phi 6,4$;
- l'élément entier doit rester à l'intérieur de la limite du cylindre enveloppe de forme parfaite de $\phi 6,5$;
- l'élément toléré doit respecter l'état virtuel établi par deux plans parallèles distants de 6,56 ($= 6,5 + 0,06$) et parallèles au plan de référence A [voir figures 15 b) et 15 c)].

C'est-à-dire que l'axe doit rester entre deux plans parallèles distants de 0,06 et parallèles au plan de référence A lorsque tous les diamètres de l'élément sont à leur dimension au maximum de matière de $\phi 6,5$ [voir figure 15 b)] et peut varier à l'intérieur d'une zone de tolérance (distance entre deux plans parallèles) jusqu'à 0,16 lorsque tous les diamètres de l'élément sont à leur dimension au minimum de matière de $\phi 6,4$ [voir figure 15 c)].

NOTES

- 1 Dans le cas d'une tolérance de parallélisme d'un axe par rapport à un plan de référence, la zone de tolérance doit être une zone entre deux plans parallèles et ne peut pas être une zone de tolérance cylindrique.
- 2 Comme la zone de tolérance de parallélisme est une zone comprise entre deux plans parallèles, l'état virtuel est une zone comprise entre deux plans parallèles. La distance entre eux est la dimension au maximum de matière 6,5 plus la tolérance de parallélisme de 0,06, soit 6,56. L'état du cylindre parfait à la dimension au maximum de matière indiqué par (E) doit être contrôlé séparément.
- 3 Les deux figures 15 b) et 15 c) représentent les cas extrêmes où l'élément est de forme théoriquement exacte. En pratique, l'élément se situerait n'importe où entre ces conditions extrêmes avec différentes dimensions locales réelles.

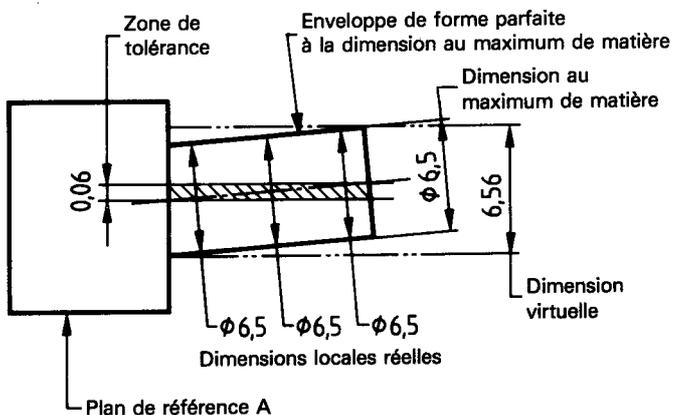


Figure 15 b)

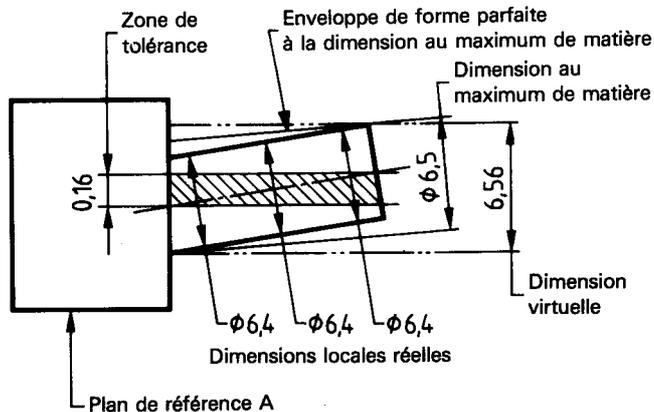


Figure 15 c)

6.3 Tolérance de perpendicularité d'un alésage par rapport à un plan de référence

a) Indication sur le dessin

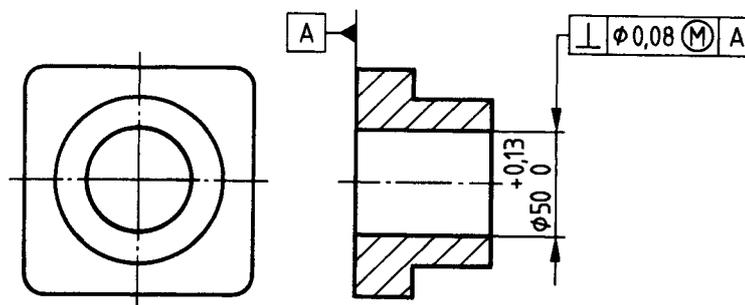


Figure 16 a)

b) Exigences fonctionnelles

L'élément tolérancé doit respecter les exigences suivantes:

- chaque dimension locale réelle de l'élément doit rester à l'intérieur de la tolérance dimensionnelle de 0,13 et peut donc varier entre φ 50 et φ 50,13;
- l'élément tolérancé doit respecter la limite de l'état virtuel : cylindre inscrit de forme parfaite et de φ 49,92 (= φ 50 - 0,08) et perpendiculaire au plan de référence A [voir figures 16 b) et 16 c)].

C'est-à-dire que l'axe doit rester à l'intérieur de la zone de tolérance de φ 0,08 perpendiculaire au plan de référence A lorsque tous les diamètres de l'élément sont à leur dimension au maximum de matière de φ 50 [figure 16 b)] et peut varier jusqu'à une zone de tolérance de φ 0,21 lorsque tous les diamètres de l'élément sont à leur dimension au minimum de matière de φ 50,13 [voir figure 16 c)].

NOTE - Les deux figures 16 b) et 16 c) représentent les cas extrêmes où l'élément est à sa forme théoriquement exacte. En pratique, l'élément se situerait n'importe où entre les conditions extrêmes avec différentes dimensions locales réelles.

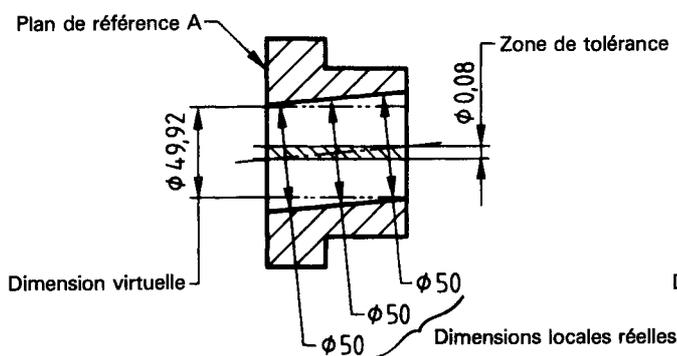


Figure 16 b)

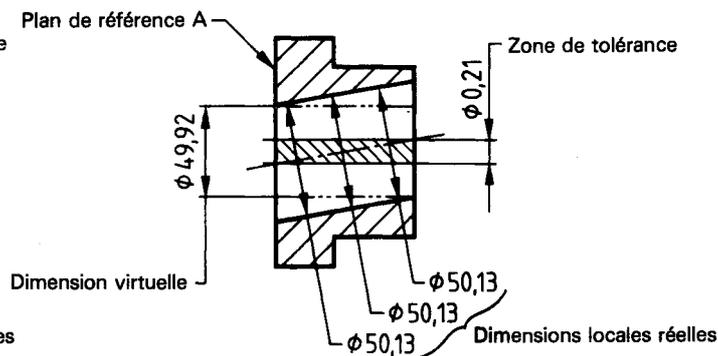


Figure 16 c)

6.4 Tolérance d'inclinaison d'une rainure par rapport à un plan de référence

a) Indication sur le dessin

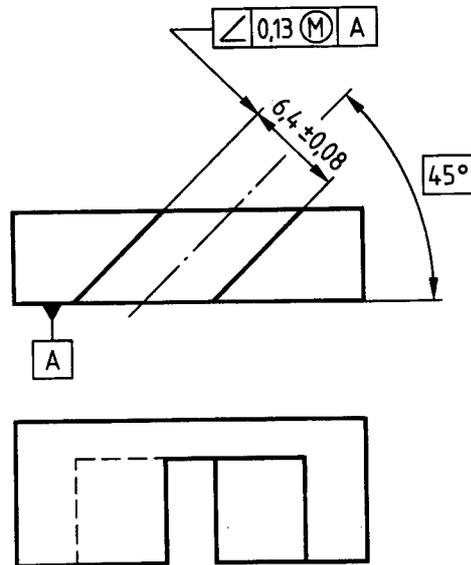


Figure 17 a)

b) Exigences fonctionnelles

L'élément tolérancé doit répondre aux exigences suivantes:

- chaque dimension locale réelle de l'élément doit rester à l'intérieur de la tolérance dimensionnelle de 0,16 et peut donc varier entre 6,32 et 6,48;
- l'élément tolérancé doit respecter la limite de l'état virtuel définie par deux plans parallèles distants de 6,19 (= 6,32 - 0,13) et inclinés de l'angle spécifié de 45° par rapport au plan de référence A [voir figure 17 a)].

C'est-à-dire que le plan médian de l'élément doit rester entre deux plans parallèles distants de 0,13 inclinés de l'angle spécifié de 45° par rapport au plan de référence A lorsque toutes les largeurs de l'élément sont à leur dimension au maximum de matière de 6,32 [voir figure 17 b)]. Le plan médian de l'élément peut varier à l'intérieur d'une zone de tolérance de 0,29 lorsque toutes les largeurs de l'élément sont à leur dimension au minimum de matière de 6,48 [voir figure 17 c)].

NOTE — Les deux figures 17 b) et 17 c) représentent les cas extrêmes où l'élément est de forme théoriquement exacte. En pratique, l'élément se situerait n'importe où entre les conditions extrêmes avec différentes dimensions locales réelles.

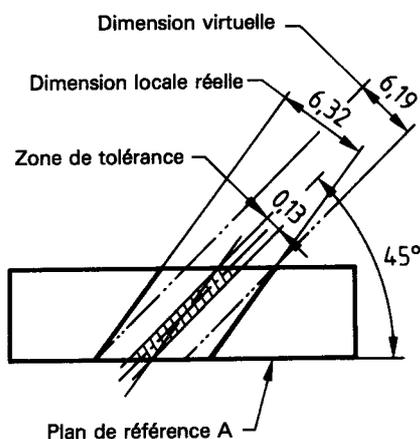


Figure 17 b)

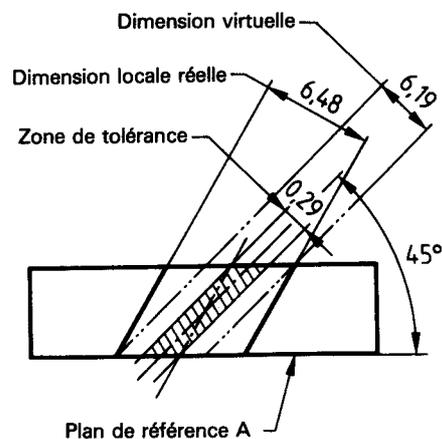


Figure 17 c)

6.5 Tolérance de localisation de quatre alésages les uns par rapport aux autres

a) Indication sur le dessin

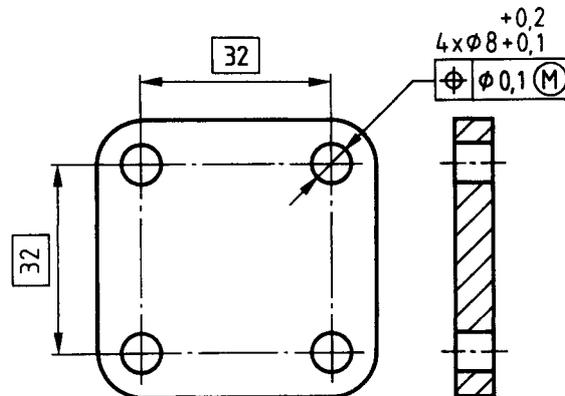


Figure 18 a)

b) Exigences fonctionnelles

Les éléments tolérancés doivent répondre aux exigences suivantes:

- chaque dimension locale réelle de chaque élément doit rester à l'intérieur de la tolérance dimensionnelle de 0,1 et chacun peut varier entre $\phi 8,1$ et $\phi 8,2$;
- tous les éléments tolérancés doivent respecter la limite de l'état virtuel: cylindre inscrit de forme parfaite et de $\phi 8$ ($= \phi 8,1-0,1$) lorsque chacun de ces cylindres est situé en position théoriquement exacte les uns par rapport aux autres (distance 32 dans un modèle à 90° exactement) [voir figure 18 a)].

C'est-à-dire que l'axe de chaque élément doit rester à l'intérieur de la zone de tolérance de localisation de $\phi 0,1$ lorsque tous les diamètres de l'élément sont à la dimension au maximum de $\phi 8,1$ [voir figure 18 b)] et peut varier à l'intérieur d'une zone de tolérance de $\phi 0,2$ lorsque tous les diamètres de l'élément sont à leur dimension au minimum de matière de $\phi 8,2$ [voir figure 18 c)].

NOTE — Les deux figures 18 b) et 18 c) représentent les cas extrêmes où les éléments sont de forme théoriquement exacte. En pratique, les éléments se situeraient n'importe où entre ces conditions extrêmes avec différentes dimensions locales réelles.

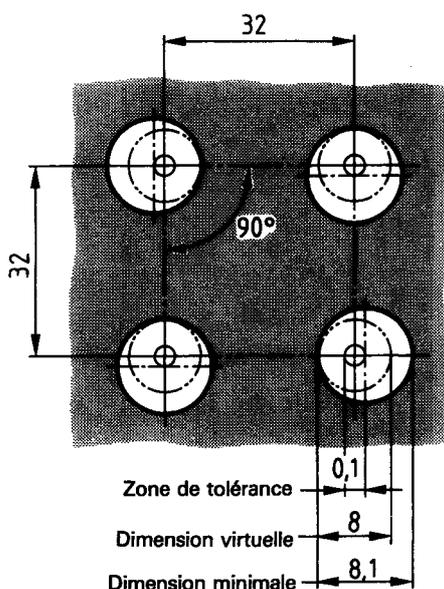


Figure 18 b)

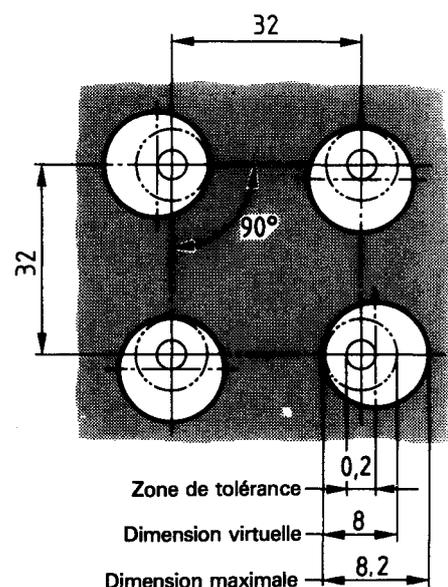


Figure 18 c)

Le diagramme de tolérance dynamique (figure 19) représente l'inter-relation entre la dimension de l'élément et l'écart admissible par rapport à la position théoriquement exacte conformément au tableau 1.

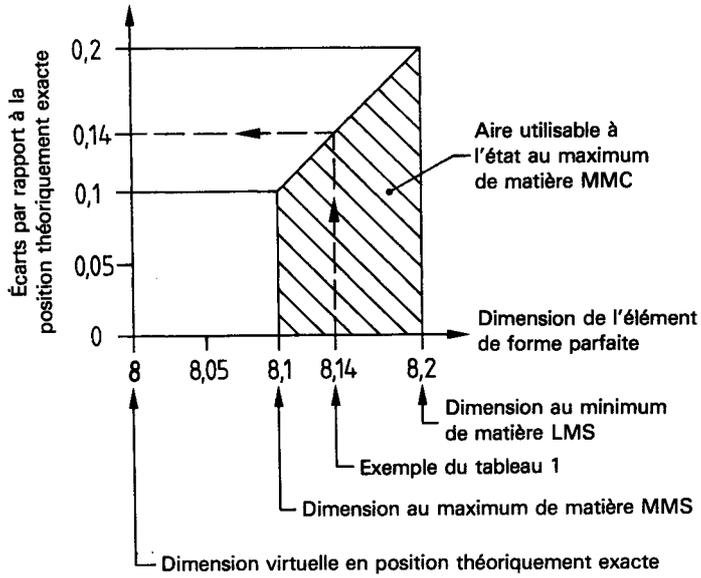


Tableau 1

Diamètre de l'alésage de forme parfaite	Tolérance de localisation
8,1 MMS	0,1
8,12	0,12
8,14	0,14
8,16	0,16
8,18	0,18
8,2 LMS	0,2

Figure 19

Le calibre fonctionnel (voir figure 20) représente l'état virtuel.

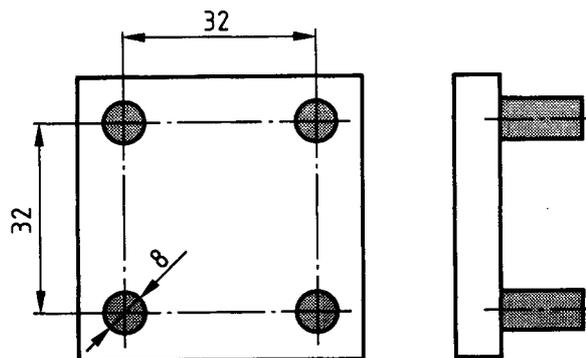


Figure 20

7 Tolérancement géométrique zéro

7.1 Généralités

Dans les exemples donnés en 5.1 et 6.5, la tolérance est répartie entre la dimension et la localisation. Le cas extrême est d'attribuer toute la tolérance à la dimension et d'indiquer une tolérance de localisation zéro. Dans ce cas, la tolérance dimensionnelle est augmentée et devient la somme de la tolérance dimensionnelle et de localisation précédemment indiquée.

Ainsi, l'indication du dessin pour les alésages de la figure 2 devient telle que le représente la figure 21 a) et l'indication du dessin pour les arbres de la figure 4 devient telle que le représente la figure 21 b).

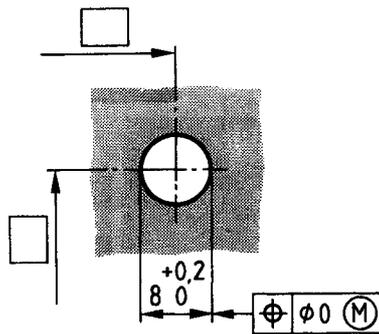


Figure 21 a)

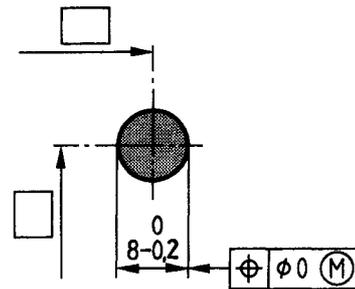


Figure 21 b)

Ces indications signifient que les tolérances de localisation peuvent varier entre $\phi 0$ et $\phi 0,2$ lorsque les dimensions réelles varient entre le maximum et le minimum.

« $\text{d}(\text{M})$ » peut aussi être utilisé avec d'autres caractéristiques géométriques.

7.2 Exemples

7.2.1 Quatre alésages les uns par rapport aux autres

a) Indication sur le dessin

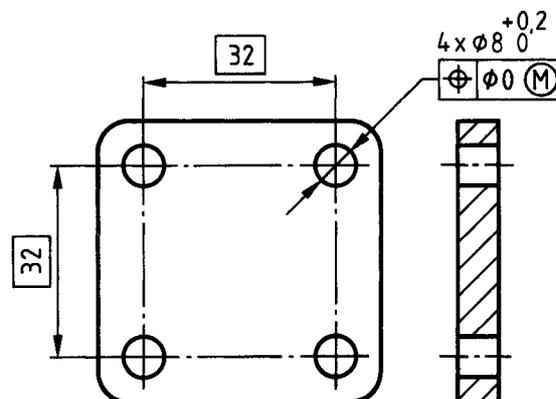


Figure 22

b) Interprétation

Conformément aux indications de la figure 22, la dimension virtuelle est la dimension au maximum de matière (diamètre minimal de l'alésage) moins la tolérance de localisation spécifiée soit $\phi 8 - \phi 0 = \phi 8$.

Le diagramme de tolérance dynamique (figure 23) montre l'inter-relation entre la dimension de l'élément et l'écart admissible par rapport à la position théoriquement exacte, conformément au tableau 2.

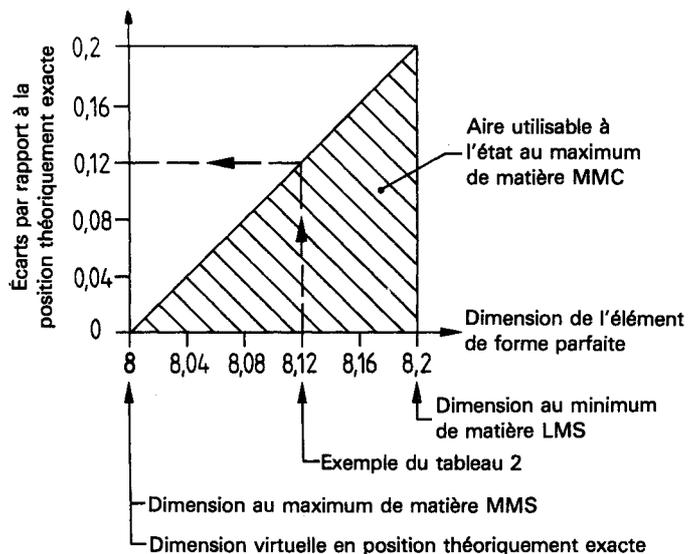


Tableau 2

Diamètre de l'alésage de forme parfaite	Tolérance de localisation
8 MMS	0
8,04	0,04
8,08	0,08
8,12	0,12
8,16	0,16
8,2 LMS	0,2

Figure 23

Le calibre fonctionnel conformément à la figure 20 représente aussi l'état virtuel de la pièce de la figure 22. Dans les deux cas, les diamètres des alésages doivent être vérifiés séparément en fonction de leurs tolérances dimensionnelles différentes.

7.2.2 Quatre arbres les uns par rapport aux autres

a) Indication sur le dessin

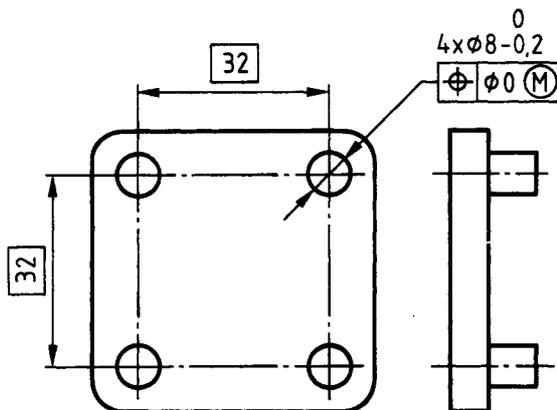


Figure 24

b) Interprétation

Conformément aux indications de la figure 24, la dimension virtuelle est la dimension au maximum de matière (diamètre maximal de l'arbre) plus la tolérance de localisation spécifiée, soit $\phi 8 + \phi 0 = \phi 8$.

Le diagramme de tolérance dynamique (voir figure 25) montre l'inter-relation entre la dimension de l'élément et l'écart admissible par rapport à la position théoriquement exacte conformément au tableau 3.

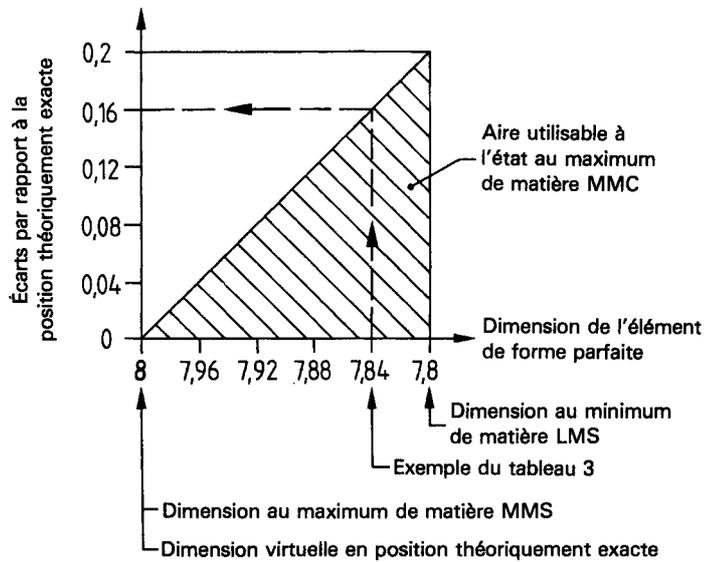


Tableau 3

Diamètre de l'arbre de forme parfaite	Tolérance de localisation
8 MMS	0
7,96	0,04
7,92	0,08
7,88	0,12
7,84	0,16
7,8 LMS	0,2

Figure 25

Le calibre fonctionnel (voir figure 26) représente l'état virtuel.

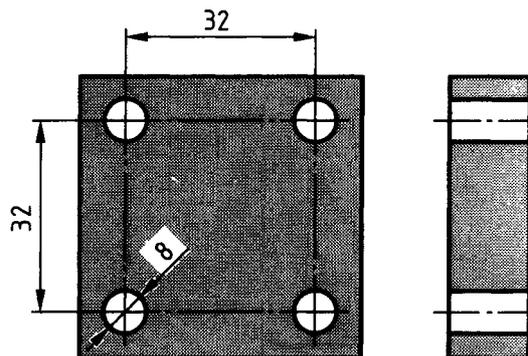


Figure 26

8 Exemples d'application lorsque (M) s'applique à un (aux) élément(s) tolérancé(s) et à l'élément de référence

8.1 Tolérance de localisation de quatre alésages par rapport à un alésage de référence

a) Indication sur le dessin

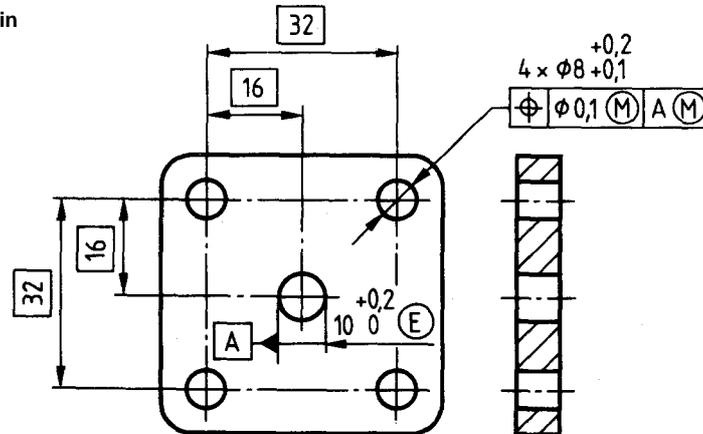


Figure 27 a)

b) Exigences fonctionnelles

Les éléments tolérancés doivent répondre aux exigences suivantes:

- Chaque dimension locale réelle de chaque élément doit rester à l'intérieur de la tolérance dimensionnelle de 0,1 et peut donc varier entre $\phi 8,1$ et $8,2$ [voir figures 27 b) et 27 c)].

- Tous les éléments tolérancés doivent respecter la limite de l'état virtuel: cylindre inscrit de forme parfaite de $\phi 8$ ($= \phi 8,1 - 0,1$) lorsque chacun de ces cylindres est situé en position théoriquement exacte par rapport aux autres [distance 32 dans un modèle à 90° exactement, voir figures 27 b) et 27 c)] et aussi dans leurs positions théoriquement exactes par rapport à l'axe de référence quand la dimension d'assemblage de l'élément de référence A est à la dimension au maximum de matière de $\phi 10$ [voir figure 27 b)].

C'est-à-dire, dans les cas extrêmes, que l'axe de l'élément doit rester à l'intérieur de la zone de tolérance de localisation de $\phi 0,1$ quand tous les diamètres de l'élément sont à leur dimension au maximum de matière de $\phi 8,1$ [voir figure 27 b)]. Il peut varier à l'intérieur d'une zone de tolérance de $\phi 0,2$ quand tous les diamètres des éléments sont à leur dimension au minimum de matière de $\phi 8,2$ [voir figure 27 c)].

- L'axe réel de l'élément de référence A peut varier par rapport aux états virtuels de localisation des quatre éléments s'il y a un écart par rapport à la dimension au maximum de matière de l'élément de référence. La valeur de la variation est égale à l'écart entre la dimension d'assemblage de l'élément de référence et sa dimension au maximum de matière [voir figures 27 b) et 27 c)].

C'est-à-dire que l'axe réel de l'élément de référence A peut se situer à l'intérieur d'une zone de $\phi 0,2$ quand l'élément de référence A est de forme parfaite et à sa dimension au minimum de matière de $\phi 10,2$ [voir figure 27 c)].

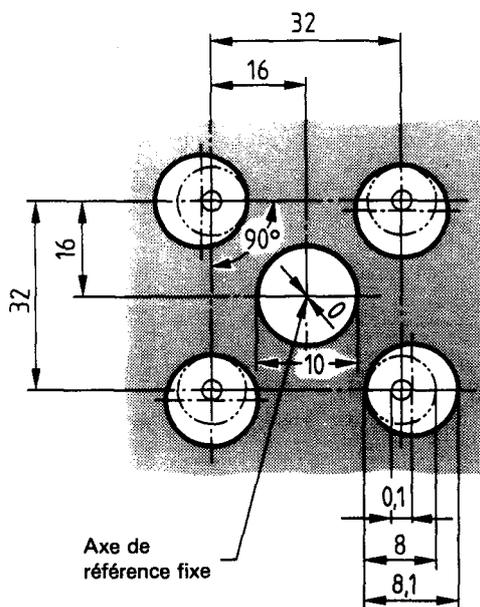


Figure 27 b)

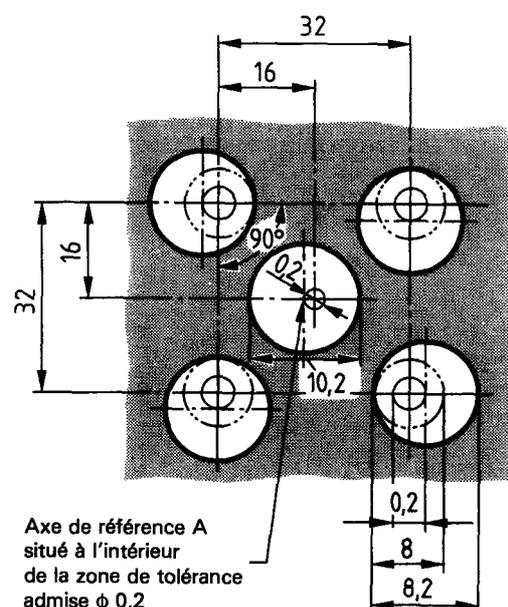


Figure 27 c)

La tolérance de localisation s'applique aux quatre éléments tolérancés les uns par rapport aux autres ainsi que par rapport à l'élément de référence. La valeur spécifiée est augmentée d'une valeur égale à l'écart donné dans le tableau 4 (2^e colonne).

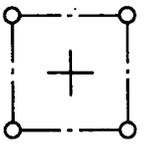
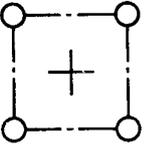
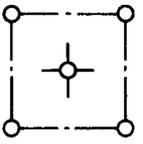
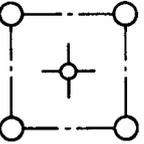
La tolérance de localisation supplémentaire qui est fonction de la dimension de l'élément de référence (du fait de l'état au maximum de matière sur la référence) s'applique uniquement aux éléments tolérancés par rapport à l'élément de référence comme une tolérance de groupe mais ne s'applique pas aux éléments tolérancés entre eux, c'est-à-dire que la référence peut être flottante par rapport à l'élément tolérancé (pour les valeurs, voir tableau 4).

Tableau 4

Diamètre de l'alésage tolérancé	Tolérance de localisation de chaque élément tolérancé	Diamètre de l'alésage de référence	Zone flottante de l'élément de référence
8,1 MMS	0,1	10 MMS	0
8,12	0,12	10,05	0,05
8,14	0,14	10,1	0,1
8,16	0,16	10,15	0,15
8,18	0,18	10,2 LMS	0,2
8,2 LMS	0,2		

Il peut y avoir n'importe quelle combinaison des valeurs des colonnes 2 et 4. Les valeurs des colonnes 2 et 4 ne peuvent pas être simplement additionnées puisqu'elles ont des interprétations différentes. Quelques exemples de combinaisons extrêmes sont donnés dans le tableau 5.

Tableau 5

Zone de tolérance de l'élément tolérancé	0,1	0,2	0,1	0,2
Zone de tolérance de l'élément de référence	0	0	0,2	0,2
Diagramme de tolérance				

Le calibre fonctionnel (voir figure 28) représente l'état virtuel.

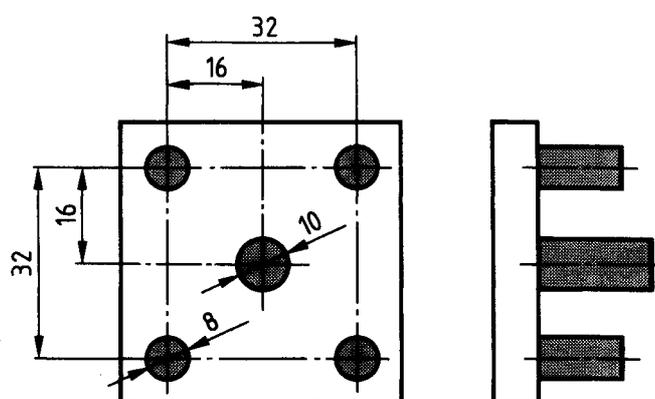


Figure 28

8.2 Tolérance de coaxialité

a) Indication sur le dessin

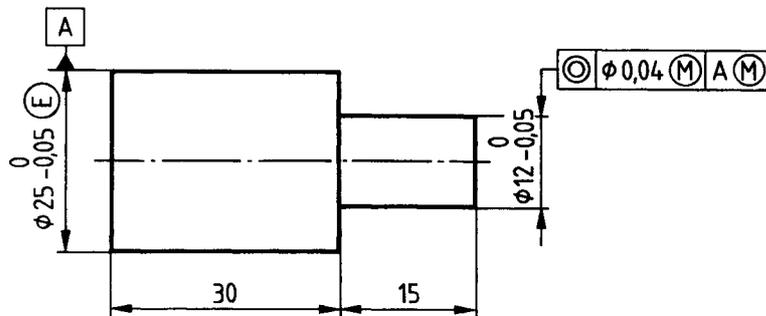


Figure 29 a)

b) Exigences fonctionnelles

L'élément toléré réel doit répondre aux exigences suivantes:

- Chaque dimension locale réelle de l'élément doit rester à l'intérieur de la tolérance dimensionnelle de 0,05 et peut donc varier entre $\phi 12$ et $\phi 11,95$ [voir figures 29 b) et 29 c)].
- L'élément entier doit rester à l'intérieur de la limite de l'état virtuel: cylindre enveloppe de forme parfaite de $\phi 12,04$ ($= \phi 12 + 0,04$) et coaxial à l'axe de référence A lorsque la dimension d'assemblage de l'élément référence A est à sa dimension au maximum de matière [voir figures 29 b) et 29 c)].
- L'axe réel de l'élément de référence A peut varier par rapport à l'état virtuel s'il y a un écart par rapport à la dimension au maximum de matière de l'élément de référence. La valeur de la variation est égale à l'écart entre la dimension d'assemblage de l'élément de référence et sa dimension au maximum de matière [voir figure 29 d)].

C'est-à-dire que l'axe de l'élément doit rester à l'intérieur de la zone de tolérance de coaxialité de $\phi 0,04$ quand tous les diamètres de l'élément sont à la dimension au maximum de matière de $\phi 12$ [voir figure 29 b)] et peut varier à l'intérieur d'une zone de tolérance de $\phi 0,09$ quand tous les diamètres de l'élément toléré sont à la dimension au minimum de matière de $\phi 11,95$ et que la dimension d'assemblage de l'élément de référence est à la dimension au maximum de matière de $\phi 25$ [voir figure 29 c)]. L'axe réel de l'élément de référence A peut varier à l'intérieur d'une zone de $\phi 0,05$ quand la dimension d'assemblage de l'élément de référence A est à la dimension au minimum de matière de $\phi 24,95$ [voir figure 29 d)]. Comme dans ce cas, un seul élément est en relation avec la référence spécifiée, la variation de la référence spécifiée a pour effet une augmentation de la tolérance de coaxialité comme représenté à la figure 29 e).

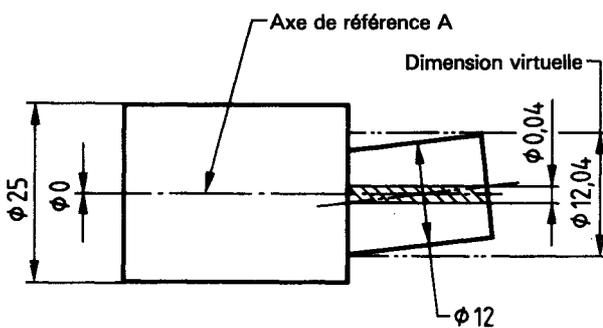


Figure 29 b)

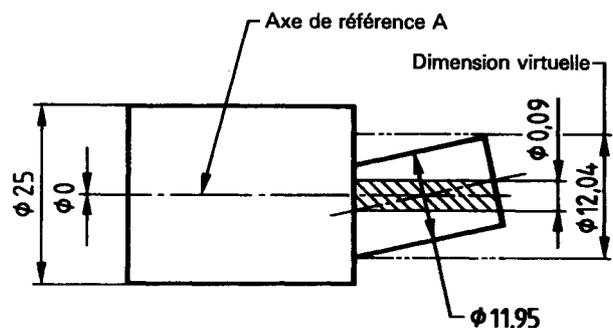


Figure 29 c)

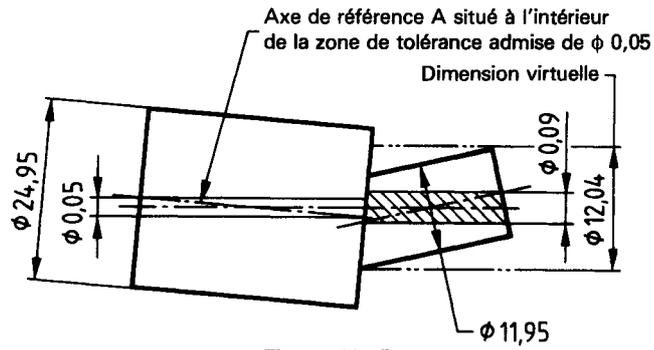
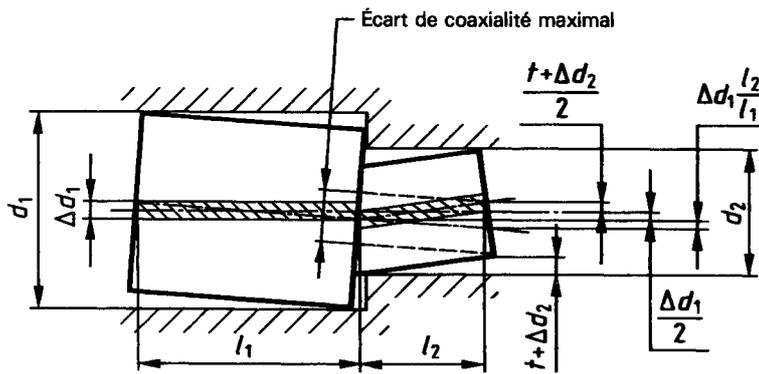


Figure 29 d)



où

d_1 = MMS de l'élément de référence

d_2 = dimension virtuelle de l'élément tolérancé

t = tolérance géométrique

$\Delta d_1 = d_1 -$ dimension d'assemblage de l'élément de référence

$t + \Delta d_2 = d_2 -$ dimension d'assemblage de l'élément tolérancé

$$\begin{aligned} \text{Écart de coaxialité maximal} & \approx 2 \left(\frac{t + \Delta d_2}{2} + \frac{\Delta d_1}{2} + \Delta d_1 \frac{l_2}{l_1} \right) \\ & \approx 2 \left(\frac{0,04 + 0,05}{2} + 0,025 + 0,05 \frac{15}{30} \right) \\ & \approx 0,19 \end{aligned}$$

Figure 29 e)

Le calibre fonctionnel (voir figure 30) représente l'état virtuel.

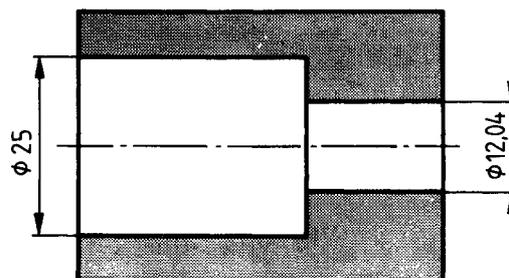


Figure 30