



# Déport des dentures des roues cylindriques pour engrenages extérieurs réducteurs et multiplicateurs

*Addendum modification of the teeth of cylindrical gears for speed-reducing and speed-increasing gear pairs*

Le comité technique a décidé, en sa réunion de Bad Dürkheim (Allemagne) en avril 1978, de publier cette étude sous la forme d'un Rapport technique.

Le projet de Rapport technique ISO DTR 4467, soumis aux membres du comité technique ISO/TC 60, n'a plus donné lieu qu'à quelques observations d'ordre rédactionnel et a été adopté comme texte définitif lors de la réunion de juin 1981 à Oslo. Étaient représentés à cette réunion les comités membres des pays suivants :

Allemagne, R.F.  
Belgique  
Finlande  
France

iTeh STANDARD PREVIEW  
(standards.iteh.ai)

Hongrie  
Japon  
Norvège  
Pays-Bas

Royaume-Uni  
Suède  
Suisse  
USA

ISO/TR 4467:1982

<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/4a2045c9-6af0-443b-8e3d-aa35d0270544/iso-tr-4467-1982>

## 0 Introduction

Depuis que Mr. Lasche, en 1889, démontra empiriquement l'intérêt d'un déport de denture pour la durée de vie des engrenages de tramways, les études géométriques, cinématiques et dynamiques de l'engrenage ont montré l'importance de ce déport relativement à toutes les caractéristiques de l'engrenage (voir chapitre 2).

En 1957, Mr. Henri Deby, alors Président du comité technique ISO/TC 60, *Engrenages*, faisait inscrire au programme de travail de ce comité technique, la normalisation des déports.

Le groupe de travail ISO/TC 60/GT 5 fut créé et la Belgique s'en vit conférer le secrétariat. Mr. Deby en fut l'animateur. Des nombreux calculs qu'il entreprit alors, il tira un avant-projet de norme qui fut proposé par le secrétariat comme document de travail au GT 5 à sa réunion de Chez-le-Bart (Suisse) en septembre 1970.

Il s'avéra alors que certains comités membres, ayant déjà des normes nationales dont ils étaient satisfaits, ne pouvaient accepter la formulation assez rigide proposée par le secrétariat du groupe de travail, formulation qui n'incluait pas suffisamment leurs propres conceptions.

CDU 621.833.1

Réf. n° : ISO/TR 4467-1982 (F)

Descripteurs : engrenage, engrenage cylindrique, formule, calcul, caractéristique géométrique.

© Organisation internationale de normalisation, 1982 ●

Imprimé en Suisse

Prix basé sur 12 pages

La plupart des experts ont pensé que le choix d'un déport pour une application donnée ne peut pas suivre une règle générale impérative mais qu'il faut laisser aux spécialistes de chacun des domaines particuliers d'application des engrenages, des possibilités de choix basées sur leur expérience et sur l'utilisation de moyens de calculs que les progrès concernant les instruments électroniques ont rendus plus aisés.

Cependant, il était reconnu par ces mêmes experts qu'il y avait lieu de donner aux techniciens non spécialistes mais intéressés par les problèmes d'engrenages, des règles pratiques permettant à défaut d'une longue expérience, de choisir judicieusement un déport de denture approprié au problème à résoudre.

## 1 Objet et domaine d'application

Le présent Rapport technique constitue un bon guide à caractère général relatif aux limites des déports des dentures et à la répartition des déports entre les roues conjuguées; toutefois, l'attention est attirée sur le fait qu'il ne s'agit que de recommandations qui n'ont aucun caractère contraignant pas plus qu'elles ne nécessitent le remplacement des règles, instructions ou normes existantes ayant fait leurs preuves dans le passé.

Le présent Rapport technique n'est applicable qu'aux engrenages parallèles extérieurs de la mécanique générale, utilisés en réducteurs et en multiplicateurs et dont les roues cylindriques à denture droite ou hélicoïdale sont définies par le tracé de référence conforme à l'ISO 53.

## 2 Importance du déport de denture

### 2.1 Coût de fabrication d'un engrenage

La valeur du déport de denture dépend exclusivement, en fabrication, de la position relative de la roue à tailler et de l'outil de taillage.

Les opérations de réglage et de contrôle sont identiques quelle que soit la valeur de ce déport. Son influence sur le prix de revient des roues d'un engrenage est donc nulle dans la plupart des cas.

### 2.2 Influence sur l'usure normale d'un engrenage

Un déport de denture approprié aux roues d'un engrenage a pour résultat de diminuer l'importance du glissement spécifique des flancs de dents et, par conséquent, de diminuer le risque d'usure normale de ces flancs. L'expérience et la théorie concordent pour affirmer cet avantage.

### 2.3 Influence sur la capacité de charge de l'engrenage

Une augmentation de la somme des déports des deux roues d'un engrenage est bénéfique à celui-ci tant sur le plan de sa capacité de charge à la pression de contact (piqûres) que sur celui de sa capacité de charge à la contrainte en pied de dents.

### 2.4 Influence sur la forme des dents (figure 1)

Une augmentation du déport de denture d'une roue provoque une augmentation de l'épaisseur de pied et une diminution de l'épaisseur de tête pour une même hauteur de dent.

Une valeur déterminée, fonction du nombre de dents de la roue considérée, conduit à une épaisseur de tête nulle et une augmentation du déport au-delà de cette limite conduit à la fois à une dent pointue et à une dent raccourcie.



Figure 1

Une diminution du déport de denture donne l'effet inverse sur les épaisseurs de tête et de pied et, en dessous d'une valeur déterminée qui dépend du nombre de dents de la roue considérée, le déport cause une interférence de taillage évitant le pied de dent. Cette interférence conduit à affaiblir la dent de la roue considérée et à provoquer un mauvais fonctionnement de l'engrenage dont elle est constitutive (bruit, usure rapide, vibrations anormales, échauffement exagéré, perte de puissance transmise, etc.). Pour chaque roue, il existe une valeur maximale du déport conduisant à la dent pointue et une valeur minimale provoquant l'interférence de taillage.

## 2.5 Influence sur la conduite

L'augmentation de la somme des déports de dentures des deux roues conjuguées conduit à une diminution légère du rapport de conduite de l'engrenage, entraînant une diminution de la régularité de vitesse de la roue menée et à une augmentation du niveau des vibrations. Ceci est d'autant plus sensible pour les grandes vitesses primitives. Il y a lieu d'en tenir compte lors du choix des déports pour des engrenages à grande vitesse.

## 2.6 Influence sur le jeu au pied des dents

Une augmentation de la somme des déports concomitante avec un petit nombre de dents de l'engrenage peut conduire à une diminution exagérée du vide à fond de dent et provoquer des phénomènes néfastes (interférence, pression de lubrifiant, etc.).

Ceci peut être corrigé par une diminution appropriée de la saillie de la dent.

## 2.7 Engrenages réducteurs, engrenages multiplicateurs

Lorsqu'on considère la cinématique d'un engrenage, on constate que le glissement sur la dent menante, dans la période d'approche, est dirigé en sens contraire du déplacement du point de contact sur le flanc de la dent; il en résulte un effet d'arc-boutement préjudiciable au bon fonctionnement de l'engrenage. La solution favorable consiste à diminuer l'importance de la période d'approche en donnant à la roue menante le déport de denture le plus grand possible. Pour une somme de déports donnée, cela revient à choisir, pour la roue menée, un déport de denture le plus petit possible.

Pour un engrenage réducteur, c'est le pignon qui est menant et l'augmentation du déport de celui-ci est plutôt favorable alors que la diminution concomitante du déport de la roue n'est pas néfaste. Par contre, pour un engrenage multiplicateur, c'est la roue qui est menante et, dans ce cas, la diminution du déport de denture au pignon mené est néfaste à l'engrenage lorsqu'elle devient trop importante. Pour obtenir un engrenage multiplicateur convenable, il faudra donc choisir un déport au pignon plus petit que dans le cas de l'engrenage réducteur sans descendre cependant à une valeur inacceptable. C'est ce principe qui est utilisé dans le présent document. Les raisons qui conduisent à la publication d'un Rapport technique au lieu d'une Norme internationale sont les mêmes que pour le présent Rapport technique relatif aux engrenages réducteurs.

## 2.8 Conclusions

En limitant correctement les déports de dentures des roues d'un engrenage, on peut éviter les inconvénients que ces déports pourraient provoquer tandis qu'en choisissant judicieusement la somme des déports et leur répartition, on modifie très favorablement des propriétés très importantes.

Un calcul spécifique devrait être effectué pour chaque engrenage.

Le présent Rapport technique a pour but de donner des indications sur le choix des déports sans avoir à effectuer ces calculs de contrôle.

# 3 Valeurs des déports

## 3.1 Nombre virtuel de dents

Pour inclure dans une formulation identique les dentures droites et les dentures hélicoïdales, on utilise le nombre virtuel de dents défini par la relation simple suivante :

$$z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}$$

où

$z$  est le nombre réel de dents;

$\beta$  est l'angle d'hélice primitive.

Le nombre virtuel de dents peut s'exprimer par d'autres formulations plus complexes sans que celles-ci, suivant les cas, conduisent à des résultats plus précis. Dans le cas du déport des dentures, une plus grande précision que celle donnée par la formule simple ci-dessus n'est d'ailleurs pas requise.

Pour les dentures droites  $\beta = 0$  et  $z_v = z$ .

NOTES

- 1 Dans les formules où les nombres de dents des deux roues conjuguées apparaissent par leur rapport, on pourra utiliser indifféremment les nombres virtuels  $z_v$  ou les nombres réels  $z$  de dents.
- 2 Les formules du présent Rapport technique sont relatives au coefficient de déport; le déport est obtenu en multipliant ce coefficient de déport par le module réel  $m_n$ .

**3.2 Règles de répartition de la somme des coefficients de déport sur les deux roues conjuguées**

**3.2.1 Généralités**

Les coefficients de déports de deux roues conjuguées sont définis en fonction des nombres de dents de ces roues et d'une valeur de la somme des coefficients de déport ( $\Sigma x$ ) préalablement choisie en fonction du problème technique posé. Pour un choix judicieux de  $\Sigma x$ , somme des coefficients de déport de deux roues conjuguées, voir 3.3.

**3.2.2 Formule générale**

Pour la répartition de la somme des coefficients de déport sur les deux roues conjuguées, il est recommandé d'utiliser les formules suivantes :

iTeh STANDARD PREVIEW  
(standards.iteh.ai)

- a) coefficient de déport du pignon

$$x_1 = \lambda \frac{z_{v2} - z_{v1}}{z_{v2} + z_{v1}} + \Sigma x \frac{z_{v1}}{z_{v2} + z_{v1}}$$

ISO/TR 4467:1982

<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/4a2045c9-6af0-443b-8e3d-aa35d0270544/iso-tr-4467-1982>

- b) coefficient de déport de la roue

$$x_2 = \Sigma x - x_1$$

Compte tenu de la note 1 en 3.1 on peut écrire

$$x_1 = \lambda \frac{z_2 - z_1}{z_2 + z_1} + \Sigma x \frac{z_1}{z_2 + z_1}$$

$$x_2 = \Sigma x - x_1$$

ou encore

$$x_1 = \lambda \frac{u - 1}{u + 1} + \Sigma x \frac{1}{u + 1}$$

$$x_2 = \Sigma x - x_1$$

Pour les engrenages dont le rapport d'engrenage dépasse 5 on calculera la répartition de la somme des coefficients de déport avec  $u = 5$ .

**3.2.3 Valeurs recommandées de  $\lambda$**

Il est recommandé d'adopter pour  $\lambda$  une valeur telle que

$0,5 < \lambda < 0,75$  pour les engrenages réducteurs; et

$0 < \lambda < 0,5$  pour les engrenages multiplicateurs.

### 3.2.4 Choix définitif des coefficients de déport

Les coefficients de déport doivent se trouver dans les limites indiquées en 3.4.

Si la valeur calculée d'un coefficient de déport, pour une des roues, est au-dehors de ces limites, on adoptera, pour ce coefficient, comme valeur convenable la limite la plus proche. L'autre coefficient de déport se calculera par différence entre  $\Sigma x$  et la valeur adoptée.

## 3.3 Somme des coefficients de déport

### 3.3.1 Généralités

Le choix de la somme des coefficients de déport est arbitraire et dépend des conditions d'entraxe ou des conditions de fonctionnement souhaitées.

Des sommes trop élevées ou trop faibles de coefficients de déport peuvent être néfastes au bon fonctionnement de l'engrenage. On fixe par conséquent dans le présent Rapport technique, des limites supérieures et inférieures pour  $\Sigma x$  :

- les limites conventionnelles sont celles qui ne peuvent être dépassées en aucun cas;
- les limites recommandées sont celles à l'intérieur desquelles il n'y a aucun risque de fonctionnement défectueux et, par conséquent, aucune nécessité d'effectuer des vérifications quelconques.

Les zones de valeurs comprises entre ces deux types de limites seront réservées à des cas spéciaux et une vérification des conditions de fonctionnement de l'engrenage s'impose si on choisit une de ces valeurs pour  $\Sigma x$ .

### 3.3.2 Limites conventionnelles

(standards.iteh.ai)

Les équations suivantes définissent les limites conventionnelles à ne pas dépasser. La figure 1 est la représentation graphique de ces limites.

[ISO/TR 4467:1982](https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/4a2045c9-6af0-443b-8e3d-aa35d0270544/iso-tr-4467-1982)

<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/4a2045c9-6af0-443b-8e3d-aa35d0270544/iso-tr-4467-1982>

#### 3.3.2.1 Limite supérieure

$$\text{pour } 20 < \Sigma z_v < 80 \quad \Sigma x = (100 + \Sigma z_v) / 120$$

$$\text{pour } 80 < \Sigma z_v \quad \Sigma x = 1,5$$

#### 3.3.2.2 Limite inférieure

$$\text{pour } 20 < \Sigma z_v < 40 \quad \Sigma x = 0,0375 (40 - \Sigma z_v)$$

$$\text{pour } 40 < \Sigma z_v < 160 \quad \Sigma x = 0,005 (40 - \Sigma z_v)$$

$$\text{pour } 160 < \Sigma z_v \quad \Sigma x = -0,60$$

### 3.3.3 Limites recommandées

Les équations suivantes définissent les limites recommandées de la somme des coefficients de déport. La figure 2 porte également leur représentation graphique.

#### 3.3.3.1 Limite supérieure

$$\text{pour } 20 < \Sigma z_v \quad \Sigma x = 1$$

#### 3.3.3.2 Limite inférieure

$$\text{pour } 20 < \Sigma z_v < 60 \quad \Sigma x = 0,025 (60 - \Sigma z_v)$$

$$\text{pour } 60 < \Sigma z_v \quad \Sigma x = 0$$

Les parties ombrées de la figure 2 indiquent les zones réservées aux cas spéciaux.

La somme des nombres de dents (réels ou virtuels selon le cas) de l'engrenage ne pourra en aucun cas être inférieure à 20. Il est recommandé de ne pas descendre au-dessous de 24.

### 3.3.4 Choix de la somme des déports

Le choix de  $\Sigma x$  sera fait en tenant compte des deux observations ci-après :

- à toute augmentation de la somme des coefficients de déport des dentures correspond une augmentation de la capacité de charge à la rupture;
- à toute diminution de la somme des coefficients de déport des dentures correspond une augmentation du rapport de conduite.

## 3.4 Valeurs limites du coefficient de déport

### 3.4.1 Généralités

Un coefficient de déport trop petit donne lieu à une interférence de taillage. La valeur exacte qui produit cette interférence, pour un nombre virtuel de dents donné, est la limite géométrique inférieure du coefficient de déport.

Un coefficient de déport trop élevé produit une dent pointue (ou même raccourcie). La valeur exacte du coefficient de déport qui, pour un nombre virtuel de dents donné, conduit à la dent pointue est la limite géométrique supérieure du coefficient de déport.

Pour des raisons de facilité d'utilisation, on remplace ces limites géométriques par des limites conventionnelles considérées comme absolues qui sont intérieures aux limites géométriques et qui sont définies par des relations linéaires simples entre le coefficient de déport,  $x$ , et le nombre virtuel de dents,  $z_v$ .

Le déport de denture ayant une influence sur la forme des dents et, aussi, sur les caractéristiques de fonctionnement, il existe un domaine plus étroit que le domaine conventionnel où les conditions de fonctionnement sont acceptables sans qu'aucune vérification ne soit nécessaire. Les limites de ce domaine sont les limites supérieure et inférieure recommandées. Elles sont aussi données par des relations linéaires simples entre  $x$  et  $z_v$ .

### 3.4.2 Limites conventionnelles

Les limites conventionnelles, en dehors desquelles tout choix de coefficient de déport est à exclure sont données par les équations ci-dessous. Leur représentation graphique est reprise à la figure 3.

#### 3.4.2.1 Limite supérieure

pour $6 \leq z_v \leq 10$	$x = 0,60$
pour $10 < z_v \leq 50$	$x = 0,50 + 0,01 z_v$
pour $50 < z_v$	$x = 1,00$

#### 3.4.2.2 Limite inférieure

pour $6 < z_v \leq 12$	$x = 0,05 (18 - z_v)$
pour $12 < z_v \leq 20$	$x = 0,0375 (20 - z_v)$
pour $20 < z_v \leq 50$	$x = (20 - z_v) / 60$
pour $50 < z_v$	$x = -0,50$

### 3.4.3 Limites recommandées

Les équations définissant les limites recommandées sont données ci-après. La figure 3 représente graphiquement ces limites.

À l'intérieur de ces limites, et exclusivement, il n'est pas nécessaire d'effectuer de calcul des caractéristiques de fonctionnement.

**3.4.3.1** Limite supérieure

$$\text{pour } 6 \leq z_v \qquad x = 0,60$$

**3.4.3.2** Limite inférieure

$$\text{pour } 6 \leq z_v \leq 50 \qquad x = 0,025 (30 - z_v)$$

$$\text{pour } 50 < z_v \qquad x = -0,50$$

Le nombre virtuel de dents d'une roue sera toujours limité inférieurement à 6. Les parties ombrées de la figure 3 représentent les zones dans lesquelles le choix du coefficient de déport impose une vérification des caractéristiques de l'engrenage.

**3.4.4** Épaisseur de tête

La figure 4 est une partie agrandie (relative aux petits nombres de dents) de la figure 3 avec, en plus, des courbes d'épaisseur de tête constante et égale à  $0,2 m_n$ ,  $0,3 m_n$  et  $0,4 m_n$  pour une hauteur de dent conforme au tracé de référence donné dans l'ISO 53 sans diminution de saillie.

Le tableau 1 donne des valeurs du coefficient de déport en fonction du nombre virtuel de dents relatives à ces courbes.

**3.5** Réduction de la saillie des dents

Si on désire conserver une épaisseur de tête  $s_{an}$  supérieure à  $0,2 m_n$ , il est, dans certains cas, utile de réduire la saillie des dents. Il est recommandé d'utiliser, pour le calcul de cette réduction, les formules suivantes :

$$\text{pour } x \leq 0,6 \qquad k = 0,01 (50 x - 3 z_v + 6)$$

$$\text{pour } x > 0,6 \qquad k = 0,01 (70 x - 3 z_v - 6)$$

avec

<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/4a2045c9-6af0-443b-8e3d-aa35d0270544/iso-tr-4467-1982>

$$d_a = m_n \left[ \frac{z}{\cos \beta} + 2 (1 + x - k) \right]$$

Si  $k$  calculé est négatif, on fait  $k = 0$

En cas de traitement thermique superficiel, l'épaisseur de tête sera adaptée aux circonstances en conformité avec une bonne pratique de ces traitements.

## Annexe

### A.1 Valeurs du vide à fond de dent

La somme des coefficients de déport d'un engrenage a une influence sur la valeur du vide à fond de dent. La figure 5 donne, pour des dentures avec saillie non réduite, des courbes représentant  $\Sigma x$  en fonction de  $\Sigma z_v$ , le vide à fond de dent étant constant pour une courbe donnée et prenant respectivement les cinq valeurs :  $0,05 m_n$ ,  $0,1 m_n$ ,  $0,15 m_n$ ,  $0,20 m_n$  et  $0,25 m_n$ .

Le tableau 2 indique quelques valeurs relatives à ces courbes.

### A.2 Relations entre l'entraxe, la somme des déports et l'angle de pression de fonctionnement

Ces relations s'expriment comme suit :

$$z_m = \frac{1}{2}(z_1 + z_2)$$

$$d_m = \frac{1}{2}(d_1 + d_2)$$

$$a \cos \alpha'_t = d_m \cos \alpha_t$$

$$\frac{\Sigma x}{z_m} = (\text{inv } \alpha'_t - \text{inv } \alpha_t) / \tan \alpha_o$$

$$\tan \alpha_t = \frac{\tan \alpha_o}{\cos \beta}$$

iTeh STANDARD PREVIEW  
(standards.iteh.ai)

ISO/TR 4467:1982

<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/4a2045c9-6af0-443b-8e3d-4a590270544/iso-tr-4467-1982>

**Tableau 1 — Valeurs de  $x$  en fonction de  $z_v$ , donnant les épaisseurs de tête  $s_{an}$**

**Tableau 2 — Valeurs de  $\Sigma x$  pour différentes valeurs du vide à fond de dent sans réduction de la saillie**

$z_v$	$s_{an}$		
	$0,2 m_n$	$0,3 m_n$	$0,4 m_n$
	$x$		
8	0,385		
9	0,443		
10	0,499	0,388	
11	0,552	0,436	0,309
12	0,602	0,481	0,350
13	0,650	0,525	0,389
14		0,568	0,427
15		0,609	0,464
16		0,648	0,499
17		0,687	0,533
18			0,567
19			0,599
20			0,631
21			0,662
22			0,692
23			0,722
24			0,751

$\Sigma z_v$	$c$			
	$0,05 m_n$	$0,1 m_n$	$0,15 m_n$	$0,2 m_n$
	$\Sigma x$			
20	1,016	0,849	0,658	0,435
40	1,318	1,108	0,873	0,588
60	1,552	1,311	1,038	0,703
80	—	1,479	1,175	0,800
100	—	1,628	1,297	0,886
120	—	—	1,392	0,958
140	—	—	1,508	1,033
160	—	—	1,600	1,094

Dans les tableaux, les valeurs intermédiaires peuvent être obtenues par interpolation linéaire.



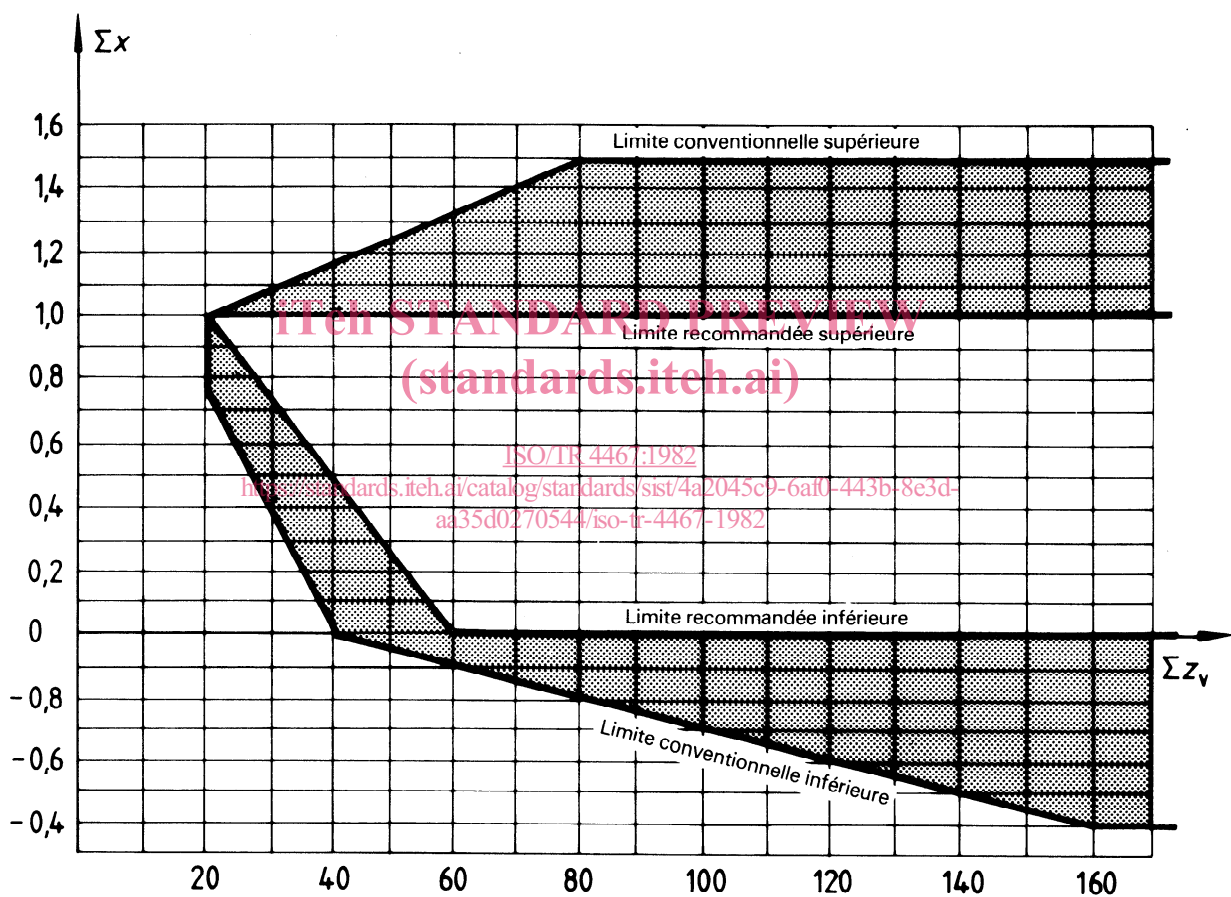


Figure 2 — Limites conventionnelles et recommandées de la somme des coefficients de départ, et zones pour cas spéciaux