

NORME  
INTERNATIONALE

**ISO**  
**5389**

Première édition  
1992-05-15

---

---

**Turbocompresseurs — Code d'essais des performances**

iTeh *Turbocompressors — Performance test code*  
**STANDARD PREVIEW**  
**(standards.iteh.ai)**

ISO 5389:1992

<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/a781b7b8-1bf9-4a15-b4e5-a488aff4dd27/iso-5389-1992>



Numéro de référence  
ISO 5389 : 1992 (F)

## Sommaire

	Page
1 Domaine d'application .....	1
2 Références normatives .....	1
3 Définitions, formules et évolutions de référence .....	1
4 Symboles et indices .....	7
5 Appareillage, méthodes et exactitude des mesurages .....	12
6 Préparation de l'essai .....	16
7 Essais .....	18
8 Calcul et conversion des résultats d'essai .....	21
9 Comparaison des résultats avec les valeurs garanties et les tolérances .....	24
10 Rapport d'essai .....	27

## Annexes

<b>A</b> Propriétés des gaz et des mélanges de gaz — Recommandations relatifs aux facteurs de compressibilité et aux facteurs de compressibilité dérivés .....	31
<b>B</b> Viscosité des gaz et des mélanges de gaz .....	44
<b>C</b> Facteurs de conversion des unités hors du SI en unités SI .....	49
<b>D</b> Similitude de l'écoulement et conversion aux conditions de garantie .....	51
<b>E</b> Méthode de correction de l'incidence du nombre de Reynolds sur les caractéristiques des compresseurs centrifuges .....	83
<b>F</b> Exemples .....	88
<b>G</b> Bibliographie .....	171

© ISO 1992

Droits de reproduction réservés. Aucune partie de cette publication ne peut être reproduite ni utilisée sous quelque forme que ce soit et par aucun procédé, électronique ou mécanique, y compris la photocopie et les microfilms, sans l'accord écrit de l'éditeur.

Organisation internationale de normalisation  
Case postale 56 • CH-1211 Genève 20 • Suisse

Imprimé en Suisse

## Avant-propos

L'ISO (Organisation internationale de normalisation) est une fédération mondiale d'organismes nationaux de normalisation (comités membres de l'ISO). L'élaboration des Normes internationales est en général confiée aux comités techniques de l'ISO. Chaque comité membre intéressé par une étude a le droit de faire partie du comité technique créé à cet effet. Les organisations internationales, gouvernementales et non gouvernementales, en liaison avec l'ISO participent également aux travaux. L'ISO collabore étroitement avec la Commission électrotechnique internationale (CEI) en ce qui concerne la normalisation électrotechnique.

Les projets de Normes internationales adoptés par les comités techniques sont soumis aux comités membres pour vote. Leur publication comme Normes internationales requiert l'approbation de 75 % au moins des comités membres votants.

La Norme internationale ISO 5389 a été élaborée par le comité technique ISO/TC 118, *Compresseurs, outils et machines pneumatiques*, sous-comité SC 1, *Turbocompresseurs*.

[ISO 5389:1992](https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/a781b7b8-1bf9-4a15-b4e5-1483af4d2716/iso-5389-1992)

[https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/a781b7b8-1bf9-4a15-b4e5-](https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/a781b7b8-1bf9-4a15-b4e5-1483af4d2716/iso-5389-1992)

Les annexes A, B, C, D et E font partie intégrante de la présente Norme internationale. Les annexes F et G sont données uniquement à titre d'information.

## Introduction

Les termes tels que « garantie » et « performance » utilisés dans la présente Norme internationale doivent être pris dans un sens technique mais non au sens contractuel. La garantie est relative à un aspect spécifique de l'installation ou de son fonctionnement tel que défini dans le contrat.

À l'aide de l'essai décrit dans la présente Norme internationale, les performances réelles peuvent être comparées avec les valeurs garanties.

Les conséquences contractuelles de tout écart ne font pas l'objet de la présente Norme internationale. Un résultat satisfaisant de l'essai n'entraîne pas la réception au sens contractuel du terme puisqu'une telle réception peut dépendre d'autres conditions stipulées dans le contrat.

## iTeh STANDARD PREVIEW

La présente Norme internationale donne des directives pour la conduite des essais de compresseurs et l'exploitation des résultats afin d'établir leurs caractéristiques de performances en fonction des valeurs garanties, les paramètres d'évaluation pouvant être les suivants :

[ISO 5389:1992](https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/a781b7b8-1bf9-4a15-b4e5-a488aff4dd27/iso-5389-1992)

- a) la quantité de gaz ou de vapeur débitée;
- b) l'élévation de pression ou le taux de compression;
- c) la puissance absorbée par la compression ou le rendement du compresseur (selon des conditions prescrites);
- d) la plage de fonctionnement stable : limites de pompage et de débit maximal.

Dans ce but, la présente Norme internationale établit des règles concernant :

- a) la procédure d'essai (y compris les mesures à effectuer, la préparation et la conduite de l'essai);
- b) les instruments à utiliser afin d'obtenir une exactitude correcte;
- c) les méthodes de conversion des résultats d'essai permettant de fournir des valeurs pouvant être comparées avec les valeurs garanties;
- d) les limites de confiance à accorder aux résultats d'essai après conversion selon l'exactitude des mesures particulières.

# Turbocompresseurs — Code d'essais des performances

## 1 Domaine d'application

La présente Norme internationale traite des soufflantes, des compresseurs et des extracteurs de type centrifuge, hélico-centrifuge ou axial (ci-après dénommés turbocompresseurs) avec ou sans refroidissement intermédiaire, véhiculant n'importe quels vapeur ou gaz dont les propriétés physiques sont bien connues.

Elle est applicable à tout procédé de compression avec ou sans soutirage ou injection réalisée, en un ou plusieurs corps.

La présente Norme internationale ne donne aucune règle pour les mesures ou toutes autres caractéristiques du compresseur qui puissent faire l'objet d'une garantie, telles que :

- a) les caractéristiques mécaniques;
- b) les vibrations;
- c) les pulsations;
- d) le niveau de bruit;
- e) l'entretien et la fiabilité;
- f) les questions commerciales.

La présente Norme internationale est basée sur les lois de similitude des écoulements des fluides (triangles des vitesses semblables). L'observation de ces lois oblige à respecter certaines règles lors de la réalisation des essais de réception. Dans tous les cas où il n'est pas possible de suivre d'assez près ces règles, la présente Norme internationale doit faire l'objet d'un accord mutuel. Les compresseurs véhiculant des gaz dont les propriétés physiques ne sont pas suffisamment bien connues ne peuvent être essayés qu'avec certaines réserves.

Pour des compresseurs identiques, produits en série, l'essai d'un échantillon choisi arbitrairement peut faire l'objet d'un accord.

## 2 Références normatives

Les normes suivantes contiennent des dispositions qui, par suite de la référence qui en est faite, constituent des dispositions valables pour la présente Norme internationale. Au moment de la publication, les éditions indiquées étaient en vigueur. Toute norme est sujette à révision et les parties prenantes des accords fondés sur la présente Norme internationale sont invitées à rechercher la possibilité d'appliquer les éditions les plus récentes des normes indiquées ci-après. Les membres de la CEI et de l'ISO possèdent le registre des Normes internationales en vigueur à un moment donné.

ISO 31 (parties 0 à 13)<sup>1)</sup>, *Grandeurs, unités et symboles*.

ISO 1000 : —<sup>2)</sup>, *Unités SI et recommandations pour l'emploi de leurs multiples et de certaines autres unités*.

ISO 5167-1 : 1991, *Mesure de débit des fluides au moyen d'appareils déprimogènes — Partie 1: Diaphragmes, tuyères et tubes de Venturi insérés dans des conduites en charge de section circulaire*.

## 3 Définitions, formules et évolutions de référence

Pour les besoins de la présente Norme internationale, les définitions suivantes s'appliquent.

### 3.1 Définitions relatives aux performances du compresseur

**3.1.1 point normal d'aspiration** : Point d'aspiration considéré comme représentatif pour le compresseur. Il est généralement à la bride d'aspiration du compresseur.

1) Actuellement en révision.

2) À publier. (Révision de l'ISO 1000 : 1981.)

**3.1.2 point normal de refoulement :** Point de refoulement considéré comme représentatif pour le compresseur. Il est généralement à la bride de refoulement du compresseur.

**3.1.3 Quantité de gaz ou de vapeur débitée**

**3.1.3.1 débit-masse utile pour un compresseur :** Débit-masse refoulé au point normal de refoulement.

**3.1.3.2 débit-masse utile pour un extracteur :** Débit-masse aspiré au point normal d'aspiration.

**3.1.3.3 débit-volume réel à l'aspiration d'un compresseur :** Débit-volume réel comprimé et refoulé au point normal de refoulement, dans les conditions de température, de pression et de composition (par exemple humidité) existant au point normal d'aspiration.

**3.1.3.4 débit-volume réel à l'aspiration d'un extracteur :** Débit-volume réel aspiré au point normal d'aspiration.

**NOTES**

- 1 Sauf spécification contraire, le débit-volume réel à l'aspiration se rapporte à la température et à la pression totales.
- 2 Pour les mélanges gaz-vapeur, voir A.4.2.7.

**3.2 Formules de base pour les gaz**

Les formules de base pour les gaz sont données au tableau 1.

**3.3 Évolution de référence**

La détermination de la puissance interne (3.6.5) est basée sur l'hypothèse d'une évolution de référence réversible, d'où la nécessité de définir le rendement correspondant qui tienne compte des pertes d'énergie dues à l'irréversibilité de l'évolution de compression réelle.

L'évolution de référence est caractérisée par la loi :

$$p = f(v)$$

qui est utilisée pour déterminer le travail massique de compression :

$$W_m = \int_1^2 v dp$$

Le travail massique de compression total est ainsi déterminé à partir de l'équation :

$$W_{m,t} = W_m + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}$$

Par approximation, pour de faibles vitesses d'écoulement ( $Ma < 0,2$ ) qui règnent normalement à l'aspiration et au refoulement des tubulures, les pressions et températures totales peuvent être utilisées directement dans le calcul :

$$W_{m,t} = \int_1^2 (v dp)_t$$

iTeH STANDARD PREVIEW  
(standards.iteh.ai)  
ISO 5389:1992  
<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/a781b7b8-1bf9-4a15-b4e5-a488aff4dd27/iso-5389-1992>

**Tableau 1 – Formules de base pour les gaz**

N°	Terme	Formule	
		Pour un gaz réel	Pour un gaz parfait
3.2.1	équation d'état	$pV = ZRT$	$pV = RT$
3.2.2	facteur de compressibilité	$Z$	$Z = 1$
3.2.3	facteur de déviation isotherme	$Y = \frac{p}{V} \left( \frac{\partial V}{\partial p} \right)_T = 1 - \frac{p}{Z} \left( \frac{\partial Z}{\partial p} \right)_T$	$Y = 1$
3.2.4	facteur de déviation isobare	$X = \frac{T}{V} \left( \frac{\partial V}{\partial T} \right)_p - 1 = \frac{T}{Z} \left( \frac{\partial Z}{\partial T} \right)_p$	$X = 0$
3.2.5	exposant isentropique	$\kappa = - \frac{V}{p} \left( \frac{\partial p}{\partial V} \right)_S = \frac{\gamma}{Y}$	$\kappa = \gamma = \frac{c_p}{c_v}$

**NOTES**

- 1 Les données servant de référence pour la détermination des propriétés des gaz doivent être convenues entre client et fournisseur.
- 2 L'article A.1 traite des considérations générales relatives aux propriétés thermodynamiques des gaz et des mélanges de gaz.
- 3 L'article A.2 traite de considérations particulières pour quelques gaz parmi les plus courants.

### 3.4 Évolutions de référence à utiliser pour des gaz parfaits ou presque parfaits

Il est recommandé d'utiliser les méthodes suivantes de détermination du travail massique de compression :

- lorsqu'un accord a été conclu entre le client et le fournisseur, ou
- lorsque la divergence entre les propriétés du gaz par rapport aux lois des gaz parfaits en tout point de l'évolution de la compression dans un compresseur non refroidi ou en tout point d'une section de la compression comprise entre deux refroidisseurs intermédiaires successifs dans un compresseur refroidi, n'excède pas les limites données dans le tableau 2 pour le taux de compression correspondant.

Dans les limites données, les erreurs commises sur le calcul du travail de compression massique suivant une évolution isentropique et sur celui du volume massique au refoulement sont respectivement inférieures à 1 % et 2 % lorsque les calculs ont été effectués en considérant que le gaz est un gaz parfait et non réel.

Dans la plupart des cas, il est recommandé d'utiliser la compression polytropique comme évolution de référence.

Par contre, si le gaz véhiculé lors de l'essai de réception a un rapport de chaleurs spécifiques qui s'écarte de plus de 1 % de celui du gaz garanti, il convient d'utiliser une compression poly-

3.4.1.2 Le travail de compression massique dans des conditions statiques se calcule par

$$W_{m,pol} = \int_1^2 (v dp)_{pol} = \left(\frac{n}{n-1}\right) p_1 v_1 \left[ \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

3.4.1.3 En raison du libre choix de la valeur de l'exposant  $n$ , la compression polytropique offre dans sa forme générale une large possibilité d'adaptation à tout mode d'évolution. Avec  $n = \gamma$ , la compression devient isentropique. Lorsque  $n$  tend vers 1, la compression s'approche de l'évolution isotherme. Dans le cas de compresseurs multi-étagés, si la référence à une compression globale ne permet pas de suivre l'évolution réelle avec suffisamment de précision, on peut découper la compression en plusieurs sections de compressions polytropiques. Il s'ensuit que la compression polytropique convient aux compresseurs refroidis et non refroidis mono-étagés et multi-étagés.

3.4.1.4 Dans le cas de compresseurs comportant une réfrigération intermédiaire, la compression polytropique rend aussi bien compte d'une compression isotherme que d'une compression isentropique. La première est obtenue lorsque la réfrigération est suffisante pour maintenir la température constante, la seconde lorsque la réfrigération ne fait que compenser les pertes aérodynamiques. Par approximation, on déterminera l'exposant  $n$  approprié et le nombre de sections en fonction de la disposition et de l'efficacité du système de réfrigération.

#### 3.4.1 Compression polytropique

3.4.1.1 Une compression polytropique suit la loi

$$p v^n = p_1 v_1^n = \text{constante}$$

avec, pour les gaz parfaits

$$n = \frac{\lg\left(\frac{p_2}{p_1}\right)}{\lg\left(\frac{p_2}{p_1} \cdot \frac{T_1}{T_2}\right)}$$

3.4.1.5 Dans le cas de compresseurs non refroidis (compression adiabatique), on se réfère souvent à l'évolution isentropique mais, dans ce cas également, l'évolution polytropique permet une meilleure estimation des pertes aérodynamiques du compresseur. Elle tient compte de l'augmentation du travail de compression due à l'effet de réchauffage. Cet accroissement est particulièrement sensible soit avec des taux de compression élevés, soit avec des rendements faibles.

#### 3.4.2 Compression isentropique

3.4.2.1 Dans cette évolution de référence, la compression se fait sur toute la gamme des pressions à entropie constante

Tableau 2<sup>1)</sup> – Limites pour le taux de compression

Taux de compression <sup>2)</sup> $\frac{p_2}{p_1}$	Rapport maximal entre les valeurs maximale et minimale de $\kappa (= \gamma)$	$X_{\max}$	$X_{\min}$	$Y_{\max}$	$Y_{\min}$
1,4	1,12	0,279	- 0,344	1,071	0,925
2	1,10	0,167	- 0,175	1,034	0,964
4	1,09	0,071	- 0,073	1,017	0,982
8	1,08	0,050	- 0,041	1,011	0,988
16	1,07	0,033	- 0,031	1,008	0,991
32	1,06	0,028	- 0,025	1,006	0,993

1) Extrait de [1].

2) Pour des taux de compression compris entre ceux qui sont indiqués, les valeurs limites sont obtenues par interpolation.

(selon qu'il s'agisse d'une machine mono-étagée ou multi-étagée), c'est-à-dire avec  $n = \kappa$ .

**3.4.2.2** La compression isentropique suit la loi

$$p v^\kappa = p_1 v_1^\kappa = \text{constante}$$

**3.4.2.3** Le travail massique de compression dans des conditions statiques est exprimé à partir de l'équation

$$W_{m,s} = \int_1^2 (v dp)_s = \frac{\kappa}{\kappa - 1} p_1 v_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right]$$

**3.4.3** Compression isotherme

Dans cette évolution de référence, la compression se fait à température constante sur la totalité (mono-étagée) ou une partie (multi-étagée) de la plage des pressions. La règle est d'utiliser la température  $T_1$  à l'admission du compresseur ou de la section considérée. L'exposant  $n = 1$  et le travail massique de compression dans des conditions statiques est défini par l'équation.

$$W_{m,T} = \int_1^2 (v dp)_T = p_1 v_1 \ln \left( \frac{p_2}{p_1} \right)$$

**3.5** Évolutions de référence à utiliser pour des gaz réels

**3.5.1** Généralités

Lorsqu'on dispose de tableaux, d'équations d'états ou de diagrammes pour les données thermodynamiques appropriées, il est souhaitable de les utiliser pour le calcul du travail massique de compression (voir 3.5.2).

Lorsqu'on ne dispose pas de tels tableaux, d'équations d'états ou de diagrammes et que l'on se trouve en dehors des limites du tableau 2, il y a lieu d'utiliser la compression polytropique comme évolution de référence et le travail massique de compression est calculé par la méthode d'analyse polytropique de Schultz (voir 3.5.3 et [2]).

**3.5.2** Méthode utilisant des tableaux ou des diagrammes

Si possible, il vaut mieux déterminer les propriétés thermodynamiques des gaz, en particulier des mélanges de gaz à partir des tables et des équations d'états car, en général, les diagrammes sont moins précis (voir articles A.1 à A.3).

Les propriétés figurant dans les diagrammes et les tableaux, maintenant souvent présentées sous forme de programme d'ordinateur, peuvent être incluses comme sous-programmes dans le calcul du compresseur et des résultats de l'essai.

Les informations particulières concernant la détermination de ces propriétés et des évolutions ne sont pas répertoriées ici en raison du grand nombre d'évolutions et de valeurs utilisées. L'utilisateur de la présente Norme internationale devra se reporter aux publications correspondantes.

**3.5.3** Méthode de l'analyse polytropique (méthode de Schultz)

**3.5.3.1** Les formules suivantes proviennent de la méthode présentée par Schultz (voir [2]).

**3.5.3.2** La détermination de l'exposant  $n$  dans le cas général des gaz réels est faite en supposant que le rendement reste constant au cours de l'évolution :

$$\eta_{\text{pol}} = v \frac{dp}{dh} = \frac{\int_1^2 (v dp)_{\text{pol}}}{h_2 - h_1}$$

**3.5.3.3** Ceci permet de déterminer un exposant polytropique moyen avec une approximation suffisante :

$$n = - \frac{1}{Y_M - m (1 + X_M)}$$

où

$$m = \frac{Z_M R}{c_{pM}} \left( \frac{1}{\eta_{\text{pol}}} + X_M \right) = \frac{\lg \left( \frac{T_2}{T_1} \right)}{\lg \left( \frac{p_2}{p_1} \right)}$$

ISO 5389:1992

<https://standards.iteh.ai/catalog/standards/sist/a781b7b8-1b15-4a15-b4e5-a488aff4dd27/iso-5389-1992>

$$\eta_{\text{pol}} = \frac{R Z_M}{m c_{pM} - R Z_M X_M}$$

avec les moyennes pour le débit de gaz

$$Z_M = \frac{Z_1 + Z_2}{2}$$

$$X_M = \frac{X_1 + X_2}{2}$$

$$c_{pM} = \frac{c_{p1} + c_{p2}}{2}$$

Les moyennes ci-dessus correspondent à une simplification valable pour des taux de compression  $\frac{p_2}{p_1} \leq 4$ .

Pour des taux de compression plus élevés, il est souhaitable de suivre la méthode de Schultz, c'est-à-dire d'utiliser les moyennes obtenues à partir d'une double pondération du point central. Le point central peut être choisi égal à la racine carrée du taux de compression et à la moitié de l'élévation de température.

Pour les taux de compression inférieurs ou égaux à 4, la différence entre les résultats obtenus par les deux méthodes est inférieure à 0,2 % pour le travail massique de compression et à 0,5 °C pour la température au refoulement.



**3.5.3.4** Théoriquement, l'estimation exacte du travail massique de compression polytropique suppose le calcul préalable du facteur  $\xi$  à l'aide de la formule

$$\xi = \frac{h'_2 - h_1}{\frac{\kappa}{\kappa - 1} R (Z_2 T_2 - Z_1 T_1)}$$

où

$h_1$  est l'enthalpie à l'aspiration;

$h'_2$  est l'enthalpie au refoulement si l'évolution avait été isentropique.

NOTE — Lorsqu'on ne dispose pas de valeurs particulières pour les facteurs  $X$ ,  $Y$  et  $Z$ , on peut extraire les valeurs des courbes données en annexe D.

**3.5.3.5** Le travail massique de compression dans des conditions statiques peut ainsi être déterminé à l'aide de la formule

$$W_{m,\text{pol}} = \int_1^2 (v \, dp)_{\text{pol}} \approx \frac{Z_M R T_1}{m} \xi \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^m - 1 \right]$$

NOTE — Cette équation n'est pas strictement exacte (voir [2]) et ne devrait être utilisée que si le facteur de compressibilité  $Z$  est quasiment constant tout au long de l'évolution de compression.

L'équation de  $W_{m,\text{pol}}$  donnée à la figure D.9 peut également être utilisée.

**3.5.3.6** Pour des taux de compression  $\frac{p_2}{p_1} < 4$ , on peut admettre que le facteur de correction  $\xi$  est égal à 1 et peut, par conséquent, être omis dans le calcul.

**3.5.3.7** Pour les essais en similitude des compresseurs sans réfrigération intermédiaire, on devra considérer une évolution en une seule section en déterminant un exposant polytropique moyen tel que défini ci-dessus.

**3.5.3.8** Pour les essais de compresseurs avec réfrigération intermédiaire, il convient de considérer l'évolution dans plusieurs sections avec des exposants polytropiques adaptés à chaque section comprise entre deux refroidisseurs intermédiaires.

**3.5.3.9** Les calculs de similitude d'après la méthode de Schultz sont indiqués schématiquement à la figure D.7.

## 3.6 Définition des rendements, des puissances et des pertes par rapport à l'évolution de référence

**3.6.1 rendement de référence,  $\eta_{\text{pol}}$ ,  $\eta_s$  ou  $\eta_T$ :** Rapport du travail massique de compression à l'élévation d'enthalpie totale dans la machine (ou section de la machine) sans installation de réfrigération et dans les conditions statiques telles que définies par la formule

$$\eta = \frac{\int_1^2 v \, dp}{h_2 - h_1} = \frac{W_m}{h_2 - h_1}$$

Sauf spécification contraire, le rendement de référence est basé sur les conditions totales et la formule devient

$$\eta_t = \frac{W_m + \frac{(c_2^2 - c_1^2)}{2}}{h_{t,2} - h_{t,1}}$$

Lorsqu'il existe une installation de réfrigération dans la machine (ou une section de la machine) considérée, la formule devient

$$\eta_t = \frac{W_m + \frac{(c_2^2 - c_1^2)}{2}}{h_{t,2} - h_{t,1} - Q_{1-2}}$$

où  $Q_{1-2}$  est la quantité de chaleur enlevée de la machine (ou section de la machine) par l'installation de réfrigération.

La définition ci-dessus n'est complète que si le type de l'évolution de référence adoptée est indiqué par l'indice correspondant. Par conséquent, les divers rendements de référence sont donnés par les formules suivantes.

**3.6.1.1** Le rendement polytropique:

$$\eta_{\text{pol}} = \frac{W_{m,\text{pol}}}{h_2 - h_1 - Q_{1-2}}$$

$$\eta_{\text{pol,t}} = \frac{W_{m,\text{pol}} + \frac{(c_2^2 - c_1^2)}{2}}{h_{t,2} - h_{t,1} - Q_{1-2}}$$

Voir aussi 3.5.3.3.

**3.6.1.2** Le rendement isentropique:

$$\eta_s = \frac{W_{m,s}}{h_2 - h_1 - Q_{1-2}}$$

$$\eta_{s,t} = \frac{W_{m,s} + \frac{(c_2^2 - c_1^2)}{2}}{h_{t,2} - h_{t,1} - Q_{1-2}}$$

**3.6.1.3** Le rendement isotherme:

$$\eta_T = \frac{W_{m,T}}{h_2 - h_1 - Q_{1-2}}$$

$$\eta_{T,t} = \frac{W_{m,T} + \frac{(c_2^2 - c_1^2)}{2}}{h_{t,2} - h_{t,1} - Q_{1-2}}$$

**3.6.2 puissance de référence,  $P_{\text{pol}}$ ,  $P_s$  ou  $P_T$ :** Puissance absorbée par le gaz pendant l'évolution de référence réversible en excluant toutes les pertes. Elle doit être définie à l'aide de l'indice correspondant à l'évolution de référence adoptée.

Les formules donnant la puissance de référence sont différentes suivant le mode de calcul du travail massique de compression.

Sauf spécification contraire, la puissance de référence est basée sur les conditions totales, et est donnée par les formules suivantes.

**3.6.2.1** Puissance polytropique de référence

$$P_{pol,t} = q_m \left( W_{m,pol} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \right)$$

**3.6.2.2** Puissance isentropique de référence

$$P_{s,t} = q_m \left( W_{m,s} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \right)$$

**3.6.2.3** Puissance isotherme de référence

$$P_{T,t} = q_m \left( W_{m,T} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \right)$$

Lorsque le nombre de Mach local aux points normaux d'aspiration et de refoulement est inférieur à 0,2, on peut calculer avec une précision suffisante la puissance de référence directement à partir des conditions totales en utilisant les formules d'approximation suivantes :

$$P_{pol,t} \approx q_m W_{m,pol,t} = q_m \int_1^2 (v dp)_{t,pol}$$

$$P_{s,t} \approx q_m W_{m,s,t} = q_m \int_1^2 (v dp)_{t,s}$$

$$P_{T,t} \approx q_m W_{m,T,t} = q_m \int_1^2 (v dp)_{t,T}$$

**3.6.3 pertes par transmission de chaleur,  $Q_\alpha$  :** Pertes dues à la diffusion de chaleur par la surface extérieure  $A_{Cs}$  du corps du compresseur dans l'atmosphère ambiante et sont exprimées par la formule

$$Q_\alpha = \alpha A_{Cs} (t_{MCs} - t_a)$$

Il suffit généralement de supposer une valeur approximative pour  $\alpha$  égale à

$$\alpha = 14 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

pourvu que la valeur résultante de  $Q_\alpha$  ne dépasse pas 0,02  $P_e$ .

**3.6.4 pertes de puissance dues aux fuites,  $P_L$  :** Pertes dues aux fuites à travers les labyrinthes extérieurs est généralement déterminées par la formule

$$P_L = \sum q_{m,L} \cdot \Delta h_{tL}$$

**3.6.5 puissance interne,  $P_{in}$  :** Puissance effectivement absorbée par le gaz pendant l'évolution réelle de compression. Elle est donnée par la formule

$$P_{in} = \frac{P_{pol,t}}{\eta_{pol,t}} + Q_\alpha + P_L$$

ou

$$P_{in} = \frac{P_{s,t}}{\eta_{s,t}} + Q_\alpha + P_L$$

ou

$$P_{in} = \frac{P_{T,t}}{\eta_{T,t}} + Q_\alpha + P_L$$

Pour les compresseurs avec réfrigération intermédiaire on effectuera la somme des puissances internes de chaque section comprise entre deux réfrigérations successives :

$$P_{in} = P_{in_1} + P_{in_2} + \dots + P_{in_i}$$

**3.6.6 pertes de puissance mécaniques,  $P_f$  :** Pertes dues au frottement dans les paliers, les dispositifs d'étanchéité et toute transmission associée contractuellement au compresseur.

**3.6.7 puissance effective du compresseur,  $P_e$  :** Puissance absorbée à l'accouplement du compresseur ou à l'accouplement de l'organe de transmission suivant les spécifications du contrat. Elle est donnée par la formule

$$P_e = P_{in} + P_f$$

**3.6.8 perte de puissance dans la machine d'entraînement,  $P_{Pr}$  :** Perte de puissance dans la turbine ou dans toute autre machine d'entraînement du compresseur ou de l'organe d'entraînement intermédiaire.

**3.6.9 puissance totale de l'unité,  $P_{un}$  :** Puissance donnée par la formule

$$P_{un} = P_e + P_{Pr}$$

**3.6.10 rendement interne,  $\eta_{in}$  :** Rapport de la puissance définie en 3.6.2 à la puissance interne. Sa valeur dépend du type d'évolution de référence adoptée. Le rendement interne est donné par les formules

$$\eta_{in,pol} = \frac{P_{pol,t}}{P_{in}}$$

$$\eta_{in,s} = \frac{P_{s,t}}{P_{in}}$$

$$\eta_{in,T} = \frac{P_{T,t}}{P_{in}}$$

**3.6.11 rendement mécanique,  $\eta_f$ :** Rapport de la puissance interne à la puissance effective à l'accouplement du compresseur ou à l'accouplement de l'organe de transmission suivant les spécifications du contrat. Il est donné par la formule

$$\eta_f = \frac{P_{in}}{P_e} = \frac{P_{in}}{P_{in} + P_f}$$

**3.6.12 rendement effectif,  $\eta_e$ :** Rapport de la puissance définie en 3.6.2 à la puissance effective à l'accouplement du compresseur ou à l'accouplement de l'organe de transmission suivant les spécifications du contrat. Il est donné par la formule

$$\eta_e = \frac{q_m \int_1^2 (v dp)_t}{P_e} = \eta_{in} \eta_f$$

Sa valeur dépend du type d'évolution de référence adoptée.

**3.6.13 rendement primaire,  $\eta_{Pr}$ :** Rapport de la puissance effective du compresseur à la puissance absorbée par la machine d'entraînement. Il est donné par la formule

$$\eta_{Pr} = \frac{P_e}{P_{un}} = \frac{P_e}{P_e + P_{Pr}}$$

**3.6.14 rendement global de l'unité,  $\eta_{un}$ :** Rendement de l'unité qui tient compte de toutes les pertes d'énergie de l'unité y compris celles du compresseur, de l'organe de transmission et de la machine d'entraînement. Il est donné par la formule

$$\eta_{un} = \eta_e \eta_{Pr}$$

### 3.7 Définition de la tolérance, l'inexactitude et l'incertitude

Dans la présente Norme internationale les termes de «tolérance», «inexactitude» et «incertitude» ont des significations bien différentes.

**3.7.1 tolérance:** Quantité dont la valeur d'un paramètre particulier ou d'une grandeur est autorisée à s'écarter par rapport à une valeur stipulée par les termes du contrat ou par tout autre accord.

**3.7.2 inexactitude:** Quantité dont la valeur mesurée ou calculée d'un paramètre ou d'une grandeur par rapport à sa valeur vraie peut s'écarter du fait des erreurs inévitables dues au calcul et aux mesures.

**3.7.3 incertitude:** Valeur maximale probable de l'inexactitude d'un paramètre particulier ou d'une grandeur dont on peut dire avec un intervalle de confiance d'au moins 95 % que la valeur mesurée ou calculée ne s'écarte pas de la valeur vraie d'une quantité supérieure à l'inexactitude annoncée.

## 4 Symboles et indices

Les symboles et indices utilisés dans la présente Norme internationale sont conformes à l'ISO 31 et l'ISO 1000, et sont donnés aux tableaux 3 et 4, respectivement.

Les équations utilisées sont des équations aux dimensions homogènes.

Afin de faciliter l'utilisation de la présente Norme internationale, les facteurs de conversion sont donnés en annexe C.

Tableau 3 – Symboles

Symbole	Grandeur	Définitions et observations	Dimensions <sup>1)</sup>
$A$	Surface		$L^2$
$a$	Vitesse du son	$a = \sqrt{\kappa ZRT}$	$LT^{-1}$
$b$	Largeur de la pointe de sortie de refoulement		$L$
$C_p$	Chaleur molaire à pression constante	$C_p = Mc_p$	$ML^2T^{-2}\Theta^{-1}mol^{-1}$
$C_V$	Chaleur molaire à volume constant	$C_V = Mc_V$	$ML^2T^{-2}\Theta^{-1}mol^{-1}$
$c$	Vitesse absolue		$LT^{-1}$
$c_p$	Chaleur massique à pression constante		$L^2T^{-2}\Theta^{-1}$
$c_V$	Chaleur massique à volume constant		$L^2T^{-2}\Theta^{-1}$
$D$	Diamètre de référence de la roue		$L$
$F$	Couple		$ML^2T^{-2}$
$G$	Classe de précision		sans dimension
$h$	Enthalpie		$L^2T^{-2}$
$h_t$	Enthalpie totale	$h_t = h + \left(\frac{c^2}{2}\right)$	$L^2T^{-2}$
$M$	Masse molaire	Masse d'une mole	$M$
$Ma$	Nombre de Mach de l'écoulement	$Ma = \frac{c}{a}$	sans dimension
$Ma_t$	Nombre de Mach approché d'un gaz passant dans une section de surface $A$	$Ma_t = \frac{q_m}{A \rho_t} \sqrt{\frac{ZRT_t}{\kappa}}$	sans dimension
$Ma_u$	Nombre de Mach périphérique (arbitraire)	Se réfère dans la présente Norme internationale aux conditions à l'aspiration	sans dimension
$m$	Exposant polytropique dans le diagramme $p - T$	$\frac{p^m}{T} = \text{constante}$ Voir aussi 3.5.3.3	sans dimension
$m_i$	Proportion massique d'un composant de gaz		sans dimension
$N$	Vitesse de rotation		$T^{-1}$
$N_r$	Rapport des vitesses réduites	$N_r = \left(\frac{N}{\sqrt{RZ_1T_{t,1}}}\right)_{Te} / \left(\frac{N}{\sqrt{RZ_1T_{t,1}}}\right)_{Gu}$	sans dimension
$n$	Exposant polytropique dans le diagramme $p - V$	$pV^n = \text{constante}$ Voir aussi 3.4.1	sans dimension
$P$	Puissance		$ML^2T^{-3}$
$p$	Pression statique absolue	Force exercée sur l'unité de surface en mouvement avec le gaz	$ML^{-1}T^{-2}$
$p_a$	Pression atmosphérique		$ML^{-1}T^{-2}$
$p_d$	Pression dynamique	Voir 8.1.3	$ML^{-1}T^{-2}$
$p_e$	Pression effective	$p_e = p - p_a$	$ML^{-1}T^{-2}$
$p_{sat}$	Pression de saturation	Pression de saturation à la température du mélange gaz-vapeur	$ML^{-1}T^{-2}$
$p_t$	Pression totale	$p_t = p + p_d$	$ML^{-1}T^{-2}$

Tableau 3 — Symboles (suite)

Symbole	Grandeur	Définitions et observations	Dimensions <sup>1)</sup>
$p_V$	Pression partielle de vapeur		$ML^{-1} T^{-2}$
$Q$	Flux calorifique	Quantité de chaleur fournie ou évacuée dans l'unité de temps	$ML^2 T^{-3}$
$Q_{co}$	Pertes de chaleur corrigées (équivalent)		$ML^2 T^{-3}$
$Q_{in}$	Pertes de chaleur internes (équivalent)		$ML^2 T^{-3}$
$Q_{me}$	Pertes de chaleur mécaniques (équivalent)		$ML^2 T^{-3}$
$Q_\alpha$	Pertes de chaleur par transmission thermique de surface		$ML^2 T^{-3}$
$q_m$	Débit-masse de l'écoulement		$MT^{-1}$
$q_V$	Débit-volume de l'écoulement		$L^3 T^{-1}$
$R$	Constante spécifique des gaz	$R = \frac{R_{mol}}{M}$	$L^2 T^{-2} \Theta^{-1}$
$Re_u$	Nombre de Reynolds périphérique (arbitraire)	$Re_u = \frac{u b}{\nu_{t,1}}$ En se référant dans la présente Norme internationale aux conditions totales à l'aspiration	sans dimension
$R_{mol}$	Constante universelle des gaz	$R_{mol} = 8\,314 \text{ J} \cdot \text{kmol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	$ML^2 T^{-2} \Theta^{-1} \text{ mol}^{-1}$
$r_i$	Proportion volumique d'un composant de gaz		sans dimension
$s$	Entropie		$L^2 T^{-2} \Theta^{-1}$
$T$	Température thermodynamique	Température dans l'échelle Kelvin	$\Theta$
$t$	Température Celsius	Température dans l'échelle Celsius	$\Theta$
$t_d, T_d$	Température dynamique		$\Theta$
$t_{sat}, T_{sat}$	Température de saturation		$\Theta$
$t_t, T_t$	Température totale	$t_t = t + t_d$ $T_t = T + T_d$ Voir 8.1.4	$\Theta$
$u$	Vitesse périphérique	$u = \pi DN$ Vitesse périphérique au diamètre de référence	$LT^{-1}$
$V$	Volume		$L^3$
$V_r$	Quotient des rapports des débits volumiques	$V_r = \frac{(q_{V,t,2}/q_{V,t,1})_{Te}}{(q_{V,t,2}/q_{V,t,1})_{Gu}}$	sans dimension
$v$	Volume massique	Volume par unité de masse	$M^{-1} L^3$
$W_m$	Travail de compression massique	$W_m = \int v dp$	$L^2 T^{-2}$
$X$	Facteur de déviation isobare	Voir 3.2.4	sans dimension
$x$	Variable		utilisée
$Y$	Facteur de déviation isotherme	Voir 3.2.3	sans dimension
$y$	Proportion molaire		sans dimension
$Z$	Facteur de compressibilité	Voir 3.2.2	sans dimension
$z$	Nombre d'étages considérés	Indique aussi le nombre de groupes d'étages séparés par des refroidisseurs intermédiaires	sans dimension
$\alpha$	Coefficient de transmission thermique	Quotient de la densité du flux thermique par la différence des températures	$MT^{-3} \Theta^{-1}$

Tableau 3 – Symboles (fin)

Symbole	Grandeur	Définitions et observations	Dimensions <sup>1)</sup>
$\gamma$	Rapport de chaleurs spécifiques	$\gamma = \frac{c_p}{c_v}$	sans dimension
$\Gamma$	Coefficient d'élévation d'enthalpie	$\Gamma = \frac{\Delta h_t}{u^2}$	sans dimension
$\Delta x$	Différence absolue ou variation de $x$		mêmes que pour $x$
$\frac{\Delta x}{x}$	Différence relative		sans dimension
$\delta$	Position de l'aube	Position des aubes directrices	
$\varepsilon_x$	Écart absolu possible de $x$		mêmes que pour $x$
$\frac{\varepsilon_x}{x}$	Écart relatif		sans dimension
$\zeta_i$	Coefficient	$i = 3, 4$ ou $p$ (voir chapitre 9)	sans dimension
$\eta$	Rendement		sans dimension
$\kappa$	Exposant isentropique	$\kappa = -\frac{V}{p} \left( \frac{\partial p}{\partial V} \right)_S$	sans dimension
$\lambda_{ik}$	Coefficient	$i = 1, 2, 3 \dots$ (voir annexe B) $k = 1, 2, 3 \dots$	sans dimension
$\mu$	Viscosité dynamique		$ML^{-1}T^{-1}$
$\nu$	Viscosité cinématique	$\nu = \frac{\mu}{\rho}$	$L^2T^{-1}$
$\xi$	Facteur de correction	Voir 3.5.3.4, 3.5.3.5 et 3.5.3.6	sans dimension
$\rho$	Masse volumique	Masse par unité de volume	$ML^{-3}$
$\sigma$	Écart type	Voir 5.9.4	mêmes que pour $x$
$\tau_x$	Incertitude relative ou tolérance sur $x$	Voir 3.7	sans dimension
$\Phi$	Coefficient de débit	$\Phi = \frac{q_{V,t}}{D^2 u}$	sans dimension
$\varphi$	Humidité relative	Voir A.4.2.1	sans dimension
$\chi$	Titre	Voir A.4.2.1	sans dimension
$\Psi$	Coefficient manométrique au processus de référence	$\Psi_i = \frac{W_{m,i}}{u^2}$ où $i = \text{pol, s ou T}$	sans dimension
$\omega$	Facteur acentrique	Voir A.3.1	sans dimension

1) L = longueur; M = masse; T = temps;  $\Theta$  = température; mol = quantité de matière.

Tableau 4 – Indices

Indice	Signification	Observations
I, II, ..., j	Section I, Section II, ..., Section j	Les chiffres romains indiquent le numéro d'ordre des sections du compresseur
IIc	Section réfrigérée	Section réfrigérée lorsque le compresseur est divisé en une section I non réfrigérée et une section IIc réfrigérée
1	Aspiration	Se rapporte aux quantités mesurées au point normal d'aspiration. En relation avec d'autres indices, indique « entrée »
2	Refolement	Se rapporte aux quantités mesurées au point normal de refolement. En relation avec d'autres indices, indique « sortie »
a	Atmosphérique	Caractérise les pressions et températures atmosphériques
adj	Supplémentaire	Incertitude supplémentaire lorsque la limite de la tolérance interne est dépassée (voir article D.2)
Cd	Condensat	
Co	Converti	Représente les quantités ramenées aux conditions spécifiées en utilisant les lois de la similitude
Cr	Critique	Caractérise les pressions et températures critiques
Cs	Corps	Caractérise les quantités mesurées sur le corps du compresseur
comb	Combiné	Lorsque $x_{comb}$ se combine par addition des résultats de plusieurs étages
D	Rotor	
d	Dynamique	Caractérise les pressions et températures dynamiques
En	Final	
Ex	Extrême	
e	Effectif	Caractérise la puissance interne à l'accouplement du compresseur
el	Électrique	ISO 5389:1992
f	Frottement	Caractérise les pertes par frottement (pertes mécaniques)
fluc	Variation	Incertitude supplémentaire due aux variations de la puissance interne
G	Gaz sec	Caractérise les quantités relatives au gaz sec
Gu	Garanti	Se rapporte aux grandeurs spécifiées dans le contrat
IC <sub>I</sub> , IC <sub>II</sub> , ..., IC <sub>j</sub>	Refroidisseur intermédiaire I, II, ..., j	Se rapporte au 1 <sup>er</sup> , 2 <sup>e</sup> , ..., j <sup>e</sup> refroidisseur intermédiaire
i	Composant	Se rapporte au composant <i>i</i> du mélange de gaz
in	Interne	
L	Fuite	
M	Moyenne arithmétique	Caractérise les moyennes arithmétiques des grandeurs à l'aspiration et au refolement
m	Mélange	
max	Maximal	
min	Minimal	
mol	Molaire	
oil	Huile	Caractérise l'huile de lubrification (et l'étanchéité) (pertes mécaniques)
Pr	Primaire	Caractérise la machine d'entraînement du compresseur
p	Isobare	Caractérise une évolution isobare (à pression constante)
pol	Polytropique	Caractérise une évolution polytropique
r	Réduit	Caractérise les pressions et températures réduites
res	Résultante	Lorsque <i>x</i> résulte de la combinaison de plusieurs variables sujettes à des erreurs individuelles