

La buse sonique, ce petit orifice qui fait toute la différence !

Introduction.

« Buses soniques » le mot magique des recycleurs. Élément vital dans la plupart des machines leurs technologies ainsi que leur principe de fonctionnement est néanmoins peu ou mal connu des plongeurs. Leur particularité est de délivrer un débit massique¹ constant quelle que soit la profondeur.

Les buses soniques sont des orifices calibrés dans lesquelles la vitesse maximale d'écoulement du gaz atteint, au droit la section de passage minimum, sa propre vitesse sonique.

Pour réaliser ce type d'orifice il suffit de fabriquer une tuyère convergente sans divergent, la sortie la buse correspond au « col de la tuyère. Pour dimensionner la buse il faudra connaître l'évolution de la pression, la vitesse sonique et dans quelles conditions il est possible d'atteindre cette vitesse. Autrement dit étudier l'évolution des constantes physiques d'un fluide compressible. Ces phénomènes ont été étudiés par Bernoulli²

Caractéristiques thermodynamiques des gaz.

Gaz	μ	R	Chaleurs massiques		k
			Cp	Cv	
Air sec	28,96	287	1004	717	1,401
O2	32	260	915	655	1,397
N2	28,016	296	1039	743	1,399
He	4	2077	5193	3116	1,664

μ = Masse molaire du gaz

R = Cp-Cv (J/Kg K)

Cp = Chaleur massique à pression constante (KJ/Kg K)

Cv = Chaleur massique à volume constant (KJ/Kg K)

k = Cp/Cv Constante adiabatique

v = Volume massique (m³/Kg)

ρ = 1/v = Masse volumique (Kg/m³)

Q= S W ρ = Débit massique (Kg/s)

Les chaleurs massiques dans les mélanges gazeux

Les plongées se font avec des mélanges de gaz contenant de l'oxygène, de l'azote et éventuellement de l'hélium. Il faut préalablement déterminer les caractéristiques du mélange gazeux avant de pouvoir pour déterminer les caractéristiques des buses soniques.

Cp = Chaleur massique à pression constante du mélange Cv = Chaleur massique à volume constant du mélange Cpi = Chaleur massique à pression constante des constituants Cvi = Chaleur massique à volume constant des constituants [%]i = concentration de constituants	$\mu = \sum \mu_i [\%]_i$ $Cp = \sum Cp_i [\%]_i$ $Cv = \sum Cv_i [\%]_i$	(1)
--	---	-----

Exemple # 1

On utilise un Tx 16/40 quels sont les caractéristiques thermodynamiques de ce mélange ?

$$[\%]O_2 = 0,16$$

$$[\%]He = 0,40$$

$$[\%]N_2 = 0,44$$

$$Cp = (915 \times 0,16) + (5193 \times 0,4) + (1039 \times 0,44) = 2681 \text{ KJ/Kg K}$$

$$Cv = (655 \times 0,16) + (3116 \times 0,4) + (743 \times 0,44) = 1678 \text{ KJ/Kg K}$$

$$\mu = (32 \times 0,16) + (4 \times 0,4) + (28,016 \times 0,44) = 19,05$$

$$k = Cp/Cv = 2681/1678 = 1,597$$

$$R = Cp-Cv = 2681 - 1678 = 1003$$

¹ C'est la masse de fluide traversant une section dans l'unité de temps. Elle s'exprime en Kg/s

² Daniel Bernoulli (9/02/1700 – 17/03/1782) médecin, physicien et mathématicien suisse.

La vitesse sonique.

La vitesse sonique dépend uniquement des caractéristiques thermodynamiques du gaz et de la température. On définit le nombre de Mach³ comme le rapport entre la vitesse de circulation d'un gaz et sa vitesse sonique. A la sortie de la buse sonique (col de tuyère) par définition le nombre de Mach est égal à un.

a = Vitesse sonique T = Température absolue $T = ^\circ\text{C} + 273,15$ Ma = Nombre de Mach W = Vitesse du gaz	$a = (kRT)^{0,5}$ $Ma = W/a$
---	---------------------------------

(2)

Exemple # 2

Quel est la vitesse du son dans l'air à 0°C
 $a = (1,4 \times 287 \times 273,15)^{0,5} = 331\text{m/sec}$

Exemple # 3

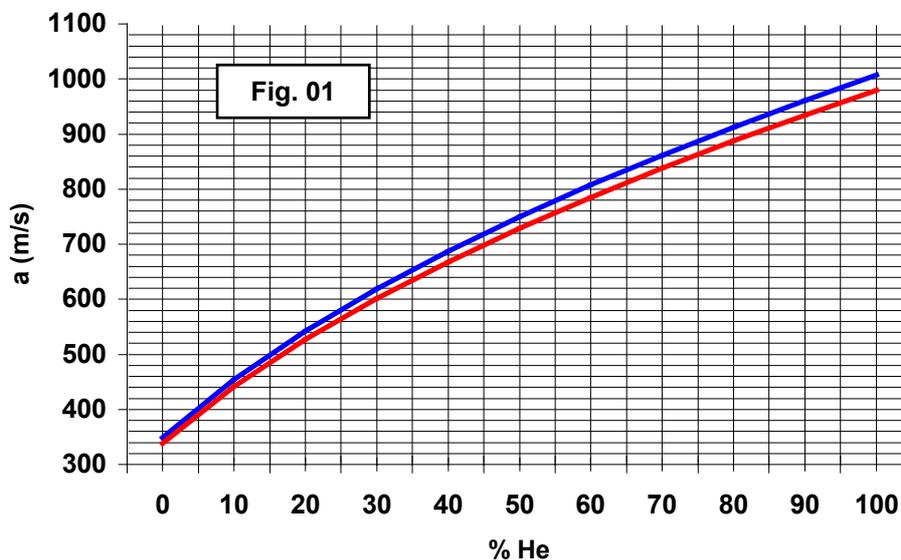
A partir des données de l'exemple # 1 quel est la vitesse sonique du mélange à 20°C ?

$$K = C_p/C_v = 2681/1678 = 1,597$$

$$R = C_p - C_v = 2681 - 1678 = 1003$$

$$T = 20 + 273,15 = 293,15$$

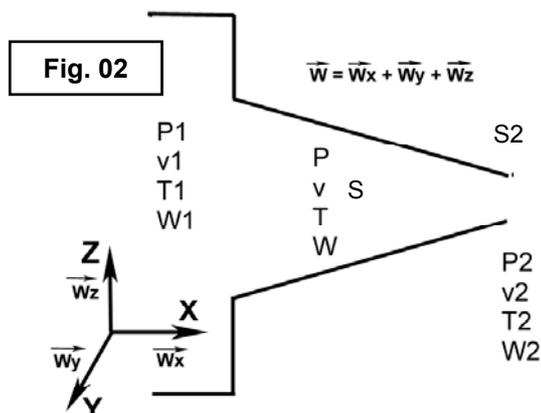
$$a = (1,597 \times 1003 \times 293,15)^{0,5} = 685 \text{ m/sec}$$



La courbe ci contre donne la variation de la vitesse sonique dans un mélange air/ hélium à la température de 20°C (courbe bleue) et 4°C (courbe rouge)

Hypothèse simplificatrice
 On considère que l'oxygène et l'azote ont la même constante adiabatique.

Écoulement du gaz au travers d'une tuyère.



La tuyère est une conduite courte placée entre un réservoir de gaz (Bouteille source) et le milieu extérieur (sac inspiratoire). Dans le réservoir, en amont de la buse sonique, le gaz se trouve à la pression P_1 , à la température T_1 et possède une masse volumique ρ_1 . A la sortie de la tuyère le gaz à une température T_2 , à une masse volumique ρ_2 , une vitesse W_2 et est à une pression P_2 . Pression qui est très proche de la pression hydrostatique. L'expérience montre que lorsque la pression P_2 est inférieure à une pression dite critique le débit massique de la tuyère reste constant. Lorsque P_2 est supérieur à la pression critique le débit massique chute rapidement. La détermination de la pression critique et débit massique est primordial pour dimensionner la tuyère et donner la limite à partir de laquelle la buse sonique ne pourra plus assurer nos besoins physiologiques.

³ Ernst Mach (18/02/1838 – 19/02/1916) physicien autrichien.

Pour trouver ces caractéristiques il faut résoudre l'équation de Bernoulli sous sa forme différentielle.

$$v dp + g dz + d (W^2/2) = 0 \quad (3)$$

De part la construction nous savons :

- L'écoulement est permanent, l'équation de Bernoulli s'applique donc parfaitement.
- La tuyère étant très courte le terme $g dz$ est négligeable
- L'écoulement est unidirectionnel le long de l'axe X. $W_z=0$; $W_y=0$; $W_x=W$
- Le réservoir est grand par rapport à la taille de la buse. On peut donc considérer la vitesse du gaz dans le réservoir est nulle ($W_1=0$).
- Le débit massique reste constant le long de l'axe de la buse.
- Le temps de passage du fluide étant très court, on peut considérer que l'écoulement est adiabatique⁴.
Ce qui permet d'écrire :

$$v_2 = v_1 (P_1/P_2)^{1/k} \quad (4)$$

Après intégration de l'équation de Bernoulli il vient que :

$$W = \sqrt{\frac{2k}{K-1} P_1 v_1 \left\{ 1 - (P/P_1)^{\frac{k-1}{k}} \right\}} \quad (5)$$

$$Q = S \sqrt{\frac{2k}{K-1} P_1 v_1 \left\{ (P/P_1)^{2/k} - (P/P_1)^{\frac{k+1}{k}} \right\}} \quad (6)$$

$$W_2 = \sqrt{\frac{2k}{K-1} P_1 v_1 \left\{ 1 - (P_2/P_1)^{\frac{k-1}{k}} \right\}} \quad (7)$$

$$Q = S_2 \sqrt{\frac{2k}{K-1} P_1 v_1 \left\{ (P_2/P_1)^{2/k} - (P_2/P_1)^{\frac{k+1}{k}} \right\}} \quad (8)$$

Lorsque les conditions initiales (P_1 , T_1 , v_1) ne varient pas on peut en examinant les relations que nous venons d'établir tirer les conclusions suivantes :

- Le volume massique v_2 augmente lorsque la pression P_2 diminue.
- La vitesse d'écoulement W_2 augmente lorsque la pression P_2 diminue.
- Lorsque $P_1=P_2$ le débit massique est nul.

Pression, température, volume massique critique.

Le débit massique passe par un maximum pour une valeur dite critique de P_2 soit P_{cr} . On la détermine en annulant la fonction dérivée de Q par rapport à P_2/P_1 .

⁴ Une transformation est dite adiabatique s'il n'y a pas de transfert thermique vers le milieu extérieur.

$$P_{cr} = P_1 \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (9)$$

$$Q_{max} = S_2 \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{\frac{2k}{k+1} \frac{P_1}{v_1}} \quad (10)$$

On peut aussi définir la Température critique (T_{cr}), la masse spécifique critique (ρ_{cr}) et donc le volume massique critique (v_{cr})

$$T_{cr} = \frac{2 T_1}{k+1} \quad \rho_{cr} = \rho_1 \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \quad v_{cr} = \frac{v_1}{\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}}} \quad (11)$$

Exemple # 4

A partir de l'exemple 1 déterminer la pression critique du Tx 16/40 par rapport à la pression initiale ?

$$k = C_p/C_v = 2681/1678 = 1,597 \quad k/(k-1) = 2,65 \quad 2/(k+1) = 0,769 \quad P_{cr} = 0,498 P_1$$

k	$\psi = P_{cr} / P_1$	
1,39	0,530	
1,40	0,528	Air sec,02,N2,Nx
1,41	0,527	
1,42	0,525	
1,43	0,523	
1,44	0,522	
1,45	0,520	
1,46	0,518	
1,47	0,517	
1,48	0,515	Tx 20/10
1,49	0,514	
1,50	0,512	
1,51	0,510	Tx 20/15
1,52	0,509	
1,53	0,507	
1,54	0,506	Tx 20/20
1,55	0,504	
1,56	0,503	Tx 20/25
1,57	0,501	
1,58	0,500	
1,59	0,498	
1,60	0,497	Tx 16/40
1,61	0,495	Tx 14/50
1,62	0,494	
1,63	0,492	
1,64	0,491	
1,65	0,490	

1,66	0,488	Hélium
------	-------	--------

Coefficient de pression critique.

Le coefficient de pression critique ψ est défini par le rapport entre la pression critique (P_{cr}) et la pression en amont (P_1) de la buse sonique. Le tableau ci contre donne la variation du coefficient de pression critique par rapport à la constante adiabatique du gaz.

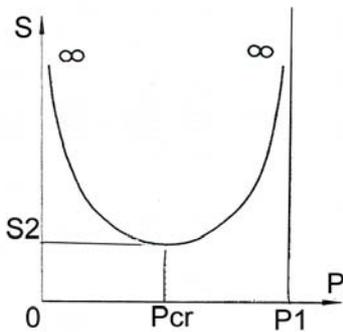
Section de la buse sonique.

A partir des relations (6) et (8) est possible d'établir une relation entre la pression dans une section quelconque d'une tuyère et la pression du gaz dans cette section.

$$(12) \quad S = S_2 \sqrt{\frac{\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k+1}{k}}}{\left(\frac{P}{P_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P}{P_1} \right)^{\frac{k+1}{k}}}}$$

Cette fonction passe par un minimum lorsque $P=P_{cr}$. Le profil de la tuyère doit varier en fonction de la pression. Comme le montre le dessin ci dessous la tuyère doit être convergente aussi longtemps que la pression P_2 est supérieure à la pression critique.

Fig. 03

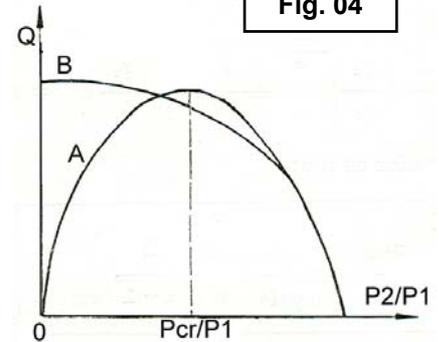


Dans le cas contraire elle doit d'abord être convergente puis divergente. La surface S2 est la plus petite section d'une tuyère converge-divergente dont le débit est connu. Elle se calcule à partir de la relation (10)

Discussion des résultats théoriques.

Le dessin de droite⁵ montre la variation de débit massique Q par rapport P2/P1 pour un état initial (P1, v1, T1) et une section S2 donnée. La courbe « B » représente graphiquement les résultats des mesures effectuées sur une tuyère réelle et la courbe « A » les calculs théoriques

effectués pour cette même tuyère à l'aide de la formule (8) nous constatons quelques différences notables que nous allons tenter d'expliquer.

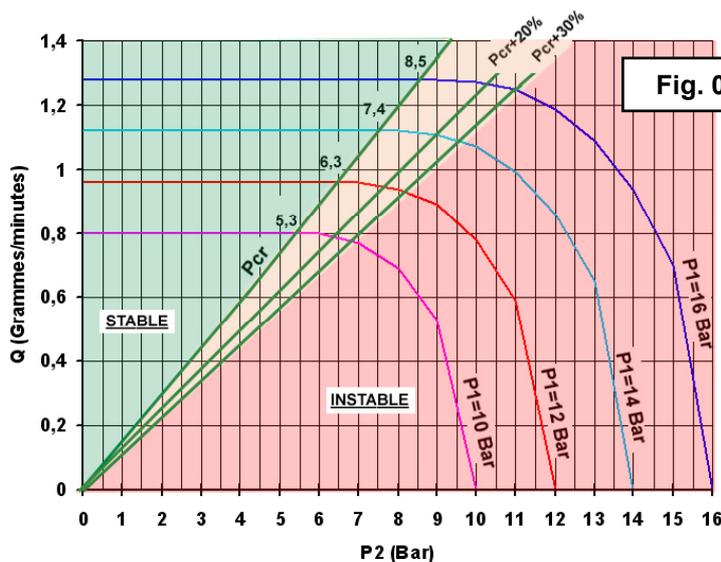


- Lorsque P2/P1 est inférieur à Pcr/ P1 c'est à dire lorsque P2 est inférieur à la pression critique contrairement à la formule théorique le débit massique reste relativement constant. Cette particularité est particulièrement intéressante car c'est justement ce que nous recherchons.
- Lorsque P2 est inférieur à la pression critique, celle ci est atteinte dans la plus faible section de la tuyère. Ce qui signifie que pour nos applications nous pouvons nous contenter d'une tuyère convergente.
- Lorsque P2 est proche de pression critique (P2/P1= Pcr/P1) les points calculés et mesurés sont pratiquement confondus. Ce qui signifie que les relations que nous avons établies sont valables pour déterminer le débit massique maximum et extrapoler le diamètre minimal de la buse.
- Lorsque P2 est supérieur à la pression critique (P2/P1> Pcr/P1) la courbe de débit massique calculée et mesurée sont pratiquement confondues. Ce qui signifie deux chose :

1. Les relations théoriques peuvent parfaitement convenir pour étudier cette partie de la courbe de débit massique. Ce qui va permettre d'extrapoler le comportement du recycleur au delà de sa limite d'utilisation donnée par la mécanique des fluides. Cette limite étant fixée à P2=Pcr pour maintenir la constance du débit massique.
2. Comme dans l'établissement des relations théoriques nous n'avons pas tenu compte de la forme de la tuyère la superposition des courbes calculées et mesurées indique que la forme de la tuyère à la sortie n'est pas un facteur primordial !

Tracé de la courbe théorique de fonctionnement.

A l'aide des formules théoriques et des conclusions tirées de la discussion des résultats il est possible de



construire les courbes théoriques de fonctionnement d'une buse sonique en portant en abscisse la pression P2 et en ordonnée le débit. Il suffit de procéder comme suit :

1. Déterminer le coefficient adiabatique du gaz utilisé à l'aide des relations (1)
2. Déterminer la pression critique et le débit maximum pour une pression P1 et une Section S2 donnée à l'aide des relations (9) et (10). Tant que P2 est inférieur à la pression critique Le débit reste constant, cela se traduira sur le diagramme par une droite horizontale entre P2=0 et P2=Pcr
3. Lorsque P2 est supérieur à la pression critique on trace la suite

de la courbe en utilisant la formule (8)

La fig.05 représente l'allure qu'aura ce diagramme. L'exercice à été fait en considérant un coefficient adiabatique k=1,4 pour une section de un millimètre carré. Pour rendre les chiffres plus « conviviaux » le débit massique est exprimé en grammes par minutes.

⁵ Cfr : La cinématique des fluides par C. PATERNOSTER ed. Vyncke (Gent) 1963
© Jean-Claude Taymans – JCT Consulting / Moby Dick Diving School

Conséquence sur le design des machines.

En examinant la fig. 05 est possible de tirer quelques conclusions sur le design et les limites de fonctionnement des mCCR⁶ manuel en mode KISS⁷.

1. Lorsque P1 augmente le débit massique augmente rapidement alors notre consommation métabolique d'oxygène reste dans une fourchette relativement restreinte (sauf en cas d'essoufflement grave) quelle que soit la profondeur. Ce qui signifie que P1 doit rester constant quelle que soit la profondeur. Il n'est pas possible d'obtenir cela avec un premier étage de détendeur en circuit ouvert sans le modifier. D'une manière classique la pression délivrée par le premier étage est égale à la pression de consigne plus la pression hydrostatique qui est variable. Il faut donc isoler la membrane ou le piston du milieu extérieur en rendant étanche le carter du détendeur au niveau de la membrane ou du piston. Le non-respect de ce principe a des conséquences directes qui peuvent être gravissimes pour le pronostic vital de l'utilisateur. En effet l'augmentation de PPO2 durant la descente va être nettement plus rapide, alors qu'on est censé la maintenir constante et en tout état de cause la limiter à 1,4 bars au maximum. Le temps de réaction pour une injection de diluant va être drastiquement diminuer.
2. Le fonctionnement reste relativement stable jusqu'à 1,3 fois la pression critique, au delà le débit diminue très rapidement. En zone instable sans des fréquentes injections manuelles d'oxygène l'utilisateur risque une rapide anoxie.
3. Les vannes, détendeurs, accessoires divers ont généralement une pression de service maximale de l'ordre de 15 à 20 bars Une machine type KISS utilisant ces éléments standards sera limitée à une profondeur de l'ordre de 100 à 120 mètres. Au-delà il faudra passer à une injection de gaz intermittente par électrovanne (eCCR⁸)
4. Des points (1) et (2) ont tire également la conclusion qu'une machine du type KISS doit être équipée de vannes permettant l'injection manuelle d'oxygène et de diluant. Et que le diluant doit obligatoirement être un mélange respirable.

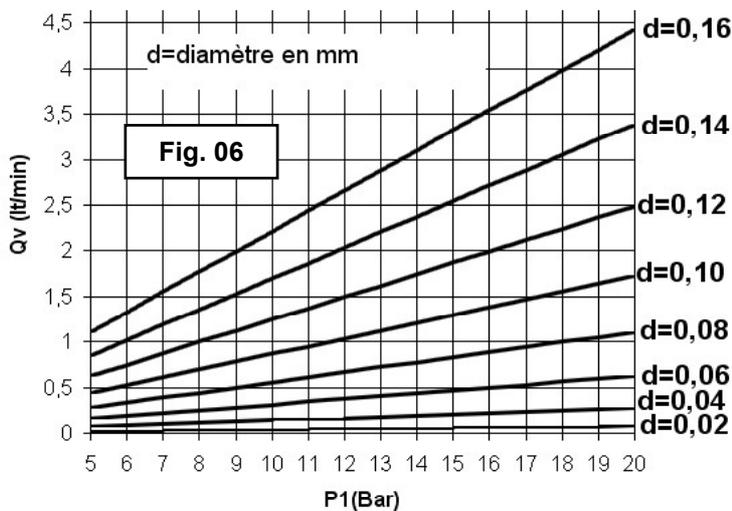
⁶ mCCR : manual Closed Circuit Rebreather

⁷ Keep It Simple....Stupid ! Recycleur CCR inventé par Gordon Smith réputé pour la simplicité du principe de fonctionnement. Principe basé sur les particularités des buses soniques.

⁸ eCCR : electronic Closed Circuit Rebreather

Détermination pragmatique du débit de la buse sonique.

Simplification des formules théoriques



Les formules théoriques ne sont pas réellement faciles à utiliser. Un débit massique est nettement plus difficile à mesurer qu'un débit volumique : un simple débit litre à bille donnant une indication plus que suffisante. Les buses soniques utilisées dans les recycleurs sont de faible diamètre et uniquement convergente. Elles travaillent dans des gammes de température restreinte et les coefficients adiabatiques des divers gaz utilisés sont fort semblable. Dans ces conditions Jan Jahns propose les formules empiriques suivantes pour le Nitrox, l'oxygène et le Trimix comportant entre 10 et 50% d'Hélium:

(13)

<p>Qv = Débit volumique en lt/minute ξ = Coefficient dépendant de la nature du gaz P1 = Pression en amont de la buse sonique en bar. d = Diamètre de la buse sonique en mm [O₂]_% = Pourcentage Oxygène [He]_% = Pourcentage d'Hélium</p>	<p>$Qv = \xi P1 d^2$ $\xi = 8,65 \rightarrow O_2$ $\xi = 9,233 - 0,00588[O_2]_{\%} \rightarrow Nx$ $\xi = 9,71 + 0,011[He]_{\%}^2 \rightarrow Tx$</p>
--	--

Par rapport a un calcul plus précis ces relations empiriques surévaluent le débit volumique de l'ordre de 2%

Exemple #5

Quel est le débit volumique de Nx 30 au travers d'un orifice de 0,2 mm de diamètre en sachant que la pression moyenne du détendeur est de 15 bar ?

$$\xi = 9,233 - (0,00588 \times 30) = 9,056 \quad Qv = 9,056 \times 15 \times 0,2^2 = 5,4 \text{ lt/minute}$$

Le diagramme ci contre donne la variation du débit volumique en litre par minute pour un diamètre de col (d) donnée de la buse sonique en fonction de la pression amont P1. Ce diagramme n'est valable qu'à la condition que la pression aval soit inférieure à la pression critique.

Exemple #6

Quel est la variation de débit pour un orifice de 0,08mm lorsque la pression du détendeur varie entre 9 et 18 bars

Débit minimum : 0,5 litre/minute

Débit maximum : 1 litre/minute

Facteurs influençant le débit de la buse.

Comme le montre la fig. 04 le débit maximum calculé et mesuré ne sont pas rigoureusement identique ! De nombreux facteurs de construction peuvent expliquer cette différence. Le facteur principal étant bien entendu la forme de la buse principalement à l'entrée du fluide. D'autres facteurs plus insidieux ont également une importance non négligeable.

- L'état de surface et rugosité de la buse qui augmente les pertes de charge et turbulences.
- Les tolérances de fabrications, les côtes nominales ne sont jamais respectées même si les moyens modernes de production réduisent les écarts entre la réalité et les mesures théoriques.
- Les écarts de concentricité entre la buse et la veine fluide. Les précisions obtenues de nos jours sont de l'ordre de 2 microns pour les meilleures buses.

Pour tenir compte de ces défauts les constructeurs définissent un coefficient de débit (C_d).

Le coefficient de débit

C'est le rapport entre le débit réel mesuré (Q_r) et le débit calculé (Q_v). D'après l'ASME⁹ code sa valeur minimale ne doit pas être inférieure à 0,6. Dans la pratique celui varie entre 0,6 et 0,98 en fonction des qualités mécaniques de la buse. C'est principalement la forme d'entrée de la buse qui va influencer favorablement ou non ce coefficient.

Q_v = Débit volumique calculé en lt/minute	$C_d = Q_r / Q_v$ $Q_r = C_d \times Q_v$
Q_r = Débit volumique réel en lt/minute	
C_d = Coefficient de débit	

(14)

Technologie.

Matière

La vitesse du gaz étant très rapide, plusieurs centaines de mètres par secondes pour éviter l'usure la matière de la buse sonique doit être aussi dure que possible. Pour éviter les turbulences qui nuiraient aux performances de la buse sonique la surface interne doit être parfaitement. Etant donnée la petite taille des buses les pierres précieuses conviennent parfaitement. Pour des raisons de coût le diamant étant prohibé, c'est le rubis qui est utilisé. A l'heure actuelle l'industrie parvient à fabriquer à moindre coût des céramiques dont les caractéristiques sont très proche du rubis naturel.

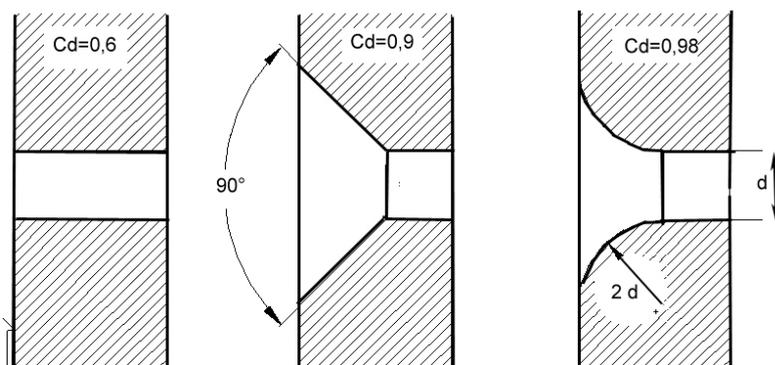


Insert « Bird Precision »

Le corindon (alumine alpha) est un minéral composé d'alumine anhydre sous forme cristalline (Al_2O_3). Sa dureté est de 9 sur l'échelle de Mohs¹⁰.

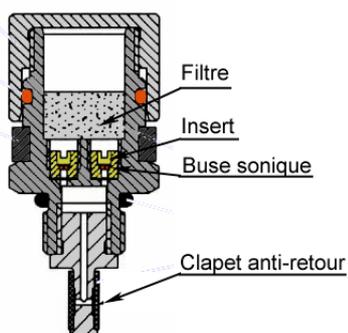
Le carborundum ou Moissanite est un carbure de silicium (SiC) Sa dureté est de 9,5 sur l'échelle de Mohs

Forme



La forme de la buse sonique influence fortement le coefficient de débit. Celui-ci varie de près de quarante pour cent en fonction de la forme de l'entrée. Pour un simple trou le coefficient de débit n'est que de 0,6. Celui-ci passe à 0,9 si le trou est chanfreiné et à 0,98 si le bord du trou est arrondi.

Nozzle Dräger



Montage

Les buses sont serties dans des inserts en laiton, inox ou matière plastique. C'est insert peuvent être montés dans divers supports allant du simple raccord au montage sophistiqué comme les nozzles Dräger. Ces pièces montées dans les SCR Dolphin comportent deux buses soniques en parallèle pour éviter les conséquences d'un bouchage, un filtre et un clapet anti-retour.

¹⁰ Cette échelle inventée le minéralogiste allemand Friedrich Mohs permet de mesurer la dureté des minéraux par comparaison de la capacité de l'un à rayer l'autre

Bibliographie

Livres et publications

- La cinématique des fluides par C. PATERNOSTER ed. Vyncke (Gent) 1963
- Mécanique des fluides par L. LANDAU et E. LIFCHITZ ed. MIR (Moscou) 1971
- La Thermodynamique technique par A. HOUBERECHTS ed. Vander (Louvain) 1975

Site internet

<http://www.birdprecision.com/>

<http://www.therebreathersite.nl/>