



Le vase d'expansion chauffage.

Les pressions.

La pression statique.

La pression statique d'une installation de chauffage est la pression exercée par le fluide caloporteur, l'eau en général, en un point donné de cette installation. Cette pression est fonction de trois paramètres que sont; la hauteur, la masse volumique du fluide et l'accélération de la pesanteur. De là, en découle donc la loi fondamentale de l'hydrostatique :

$P_s = h \times \rho \times g$, en Pascal

Afin d'avoir la pression statique en bar, il suffit de diviser par 100000 (1 bar = 100000 Pascals).

La hauteur est la différence, en mètres, entre le point le plus haut de l'installation et l'entrée du fluide du vase d'expansion car ici c'est de lui qu'il s'agit.

La masse volumique de l'eau est fonction de sa température (voir [tableau](#) à la page "Formules/ Tableaux"), mais dans le cas présent, la température à prendre en compte est celle de l'installation à l'arrêt (valeur par défaut, 15°C donc $\rho = 999,05 \text{ kg/m}^3$).

L'accélération de la pesanteur (g) est prise égale à $9,81 \text{ m/s}^2$ qui est l'accélération de la pesanteur à Paris, $9,80925872 \text{ m/s}^2$ plus exactement.

Pression effective et absolue.

En génie climatique, et en particulier dans le dimensionnement du vase d'expansion, quatre pressions sont à prendre en compte; la pression statique de l'installation que nous venons de voir, la pression atmosphérique qui est fonction du lieu (voir formule ci-dessous), la pression effective que nous mesurons à l'aide de différents appareils et la pression absolue. Une pression absolue égale à 0 révèle l'absence de matière, c'est à dire le vide absolu, on en déduit que dans l'espace la pression est égale à 0. Le terme de pression absolue désigne donc la pression physiquement réelle. Si maintenant on étalonne un appareil de mesure dans l'espace (position sur 0) et qu'on le ramène sur terre et ceci au niveau de la mer, la pression indiquée sera d'environ 1,013 bar qui représente la pression atmosphérique due à la couche d'air (colonne d'air). Seulement, comme les appareils sont étalonnés au niveau de la mer, ils indiquent une pression de 0, c'est la pression effective. Si on prend cet appareil et qu'on le monte dans l'espace à une distance suffisante, la pression indiquée sera de -1,013 bar de pression effective (0 bar de pression absolue). Sur terre, la pression absolue est donc la somme de la pression effective et de la pression atmosphérique.

Pour connaître la pression atmosphérique en fonction de l'altitude il est possible d'utiliser la formule ci-dessous avec suffisamment de précision :

$P_{\text{Atm}} = 101325 \times (1 - 2,26 \times 10^{-5} \times z)^{5,26}$, en Pa

où z est l'altitude du lieu en mètres.

Exemple :

Avec une altitude de 500 m

$$P_{\text{Atm}} = 101325 \times (1 - 2,26 \times 10^{-5} \times 500)^{5,26} = 95445,63 \text{ Pa, (0,954 bar)}$$

Définition du vase par calcul simple.

Pour le choix du vase d'expansion, utiliser le tableau ci-dessous.

- Pour cela il faut le volume en litre de l'installation de chauffage ou, si il n'est pas possible de le déterminer, la puissance en kW de l'installation mais cela restera plus approximatif.

La hauteur statique de l'installation est aussi nécessaire.

Dans la colonne de gauche, choisir la fourchette de hauteur en mètre de colonne d'eau (mCE), en haut, la température maxi de fonctionnement de la chaudière (75 °C, 90°C ou 100°C), en général 75°C pour les chaudières actuelles, pour une chaudière bois prendre 100°C, dans le milieu du tableau, la puissance en kW correspondante (prendre la puissance immédiatement supérieure), ou la contenance en litres (prendre la contenance immédiatement supérieure), ensuite, lire dans la colonne de droite le type de vase qui convient (à gauche de la barre oblique la contenance en litres du vase et à droite la pression de gonflage en bar de la membrane). Contrôler, à l'aide d'un manomètre (spécifique (mémorisation de la pression mesurée) ou pour roue de voiture), la pression du vase avant le remplissage de l'installation (la pressions est généralement légèrement supérieure). Si il est prévu un ajout d'antigel, il faut alors majorer de 10 à 20% la contenance de l'installation selon la protection souhaitée (-10°C à -20°C) car le mélange glycol-eau a un coefficient de dilatation un peu plus élevé.

Exemple, en prenant une hauteur manométrique pour l'installation de 8 mCE et en supposant une contenance de 390 litres, la chaudière est récente :

Colonne de gauche 5 à 10 mCE (8 mCE), colonne 75°C (chaudière est récente) valeur immédiatement supérieure à 390 litres, 455 litres, le vase sera un 25 / 1, soit 25 litres avec un gonflage de 1 bar.

Hauteur manométrique de l'installation en mCE	Températures kW / litres			Type de vase litres / Bar
	75°C	90°C	100°C	
1 à 5 m CE	19,6 / 275	15,7 / 220	13,2 / 185	12 / 0,5
	29,2 / 410	23,5 / 330	19,6 / 275	18 / 0,5
	40,7 / 570	32,5 / 455	27,1 / 380	25 / 0,5
	57,8 / 810	45,7 / 640	37,8 / 530	35 / 0,5
5 à 10 m CE	15,7 / 220	12,5 / 175	10,3 / 145	12 / 1
	23,5 / 330	18,5 / 260	15,7 / 220	18 / 1
	32,5 / 455	26 / 365	21,7 / 305	25 / 1
	45,7 / 635	36,4 / 510	30,3 / 425	35 / 1
	65 / 910	52,1/730	43,5 / 610	50 / 1
10 à 15 m CE	33,9 / 475	27,5 / 385	22,8 / 320	35 / 1,5
	48,5 / 680	39,2 / 550	32,5 / 455	50 / 1,5
	78,5 / 1100	62,8 / 880	52,1 / 730	80 / 1,5

Définition du vase par calcul précis.

Pour un calcul plus précis du vase d'expansion, 5 données sont nécessaires :

- Contenance en litres de l'installation. La majorée en autant de % qu'il y a de degrés de protection par anti-gel (430 litres à une protection de -20°C donne $430 \times 1.20 = 516$ litres)
- Pression de tarage de la **soupape de sécurité** en général 3 bars pour un chauffage individuel mais celle-ci étant importante pour le dimensionnement du vase d'expansion elle doit être vérifiée.
- Pression statique de l'installation
- Température moyenne maximale de l'installation (compter 70°C pour chaudière fioul / gaz avec une chute de 10 °C et 90°C pour chaudière bois avec une chute de 10 °C)
- Coefficient de dilatation de l'eau.

Temp. Max en °C	40°C	50°C	60°C	70°C	75°C	80°C	90°C	100°C	110°C
Coefficient	0,0079	0,0121	0,0171	0,0228	0,0258	0,029	0,0359	0,0435	0,0515

Le dimensionnement du vase d'expansion est régit par la loi des gaz parfaits où intervient, comme dit plus haut, la pression absolue ($P_{abs} = P_{eff} + P_{atm}$), la température du gaz (ici l'azote) et le volume.

On admet, ici, que la température du gaz ne varie pas, pour cela, le vase doit être raccordé sur le retour de l'installation. L'idéal étant de raccorder le vase d'expansion sur le piquage se trouvant au plus bas de la chaudière et servant de vidange à celle-ci (prévoir un té pour conserver la vidange). Il est aussi conseillé que la conduite de remplissage de l'installation soit piquée sur la conduite d'expansion. Si le vase est situé au dessus de la chaudière, prévoir une lyre anti-thermosiphon afin d'éviter que la chaleur ne monte vers le vase.

Dans le cas qui nous intéresse, les formules générales sont :

$$V_2 = V_1 \times (P_1 / P_2)$$

$$V_1 = V_2 \times (P_2 / P_1)$$

$$P_2 = P_1 \times (V_1 / V_2)$$

$$P_1 = P_2 \times (V_2 / V_1)$$

V_1 = volume 1 qui représente généralement le volume total du vase d'expansion

V_2 = volume 2 qui représente généralement le volume de gaz restant dans le vase d'expansion une fois que l'eau dilatée y est pénétrée

P_1 = pression 1 qui représente généralement la pression de gonflage du vase d'expansion

P_2 = pression 2 qui représente généralement la pression de tarage de la soupape de sécurité (pression maximale possible dans l'installation)

Dans un premier temps, définir le volume d'expansion (V_{ex}) qui est égal à la contenance en litre de l'installation par le coefficient de dilatation de l'eau à la température moyenne maximale. En admettant une chute de 10 °C dans l'installation et une température maximale de départ chaudière de 75 °C la température moyenne maximale sera de 70 °C. **Vérifier** la pression de la soupape (3 bars en général). Le volume minimal utile du vase (V_u) s'obtient en calculant la différence de volume d'azote engendrée par la variation de pression entre la pression de gonflage du vase (P_{Vase}) et la

pression maximale de l'installation donnée par la pression de tarage de la soupape de sécurité (P_{Soupape}).

La formule donnant le volume utile du vase d'expansion est la suivante :

$$V_{\text{Utile}} = V_{\text{ex}} \times ((P_{\text{Soupape}} + P_{\text{Atm}}) / (P_{\text{Soupape}} + P_{\text{Atm}} - (P_{\text{Statique}} + P_{\text{Atm}})))$$

Exemple :

- Altitude du logement 260 m
- Hauteur statique de l'installation 12 m
- Pression de tarage de la soupape 3 bars
- Température moyenne maximale 70 °C
- Volume de l'installation 430 litres

Volume d'expansion :

$$V_{\text{ex}} = 430 \times 0,0228 = 9,804 \text{ litres}$$

Le coefficient de dilatation se calcule avec la formule suivante :

$$\text{Coeff} = (p_{\text{Eau_Froide}} / p_{\text{Eau_Chaude}} - 1)$$

où :

$p_{\text{Eau_Froide}}$ est la masse volumique de l'eau à la température de remplissage, généralement 10 °C

$p_{\text{Eau_Chaude}}$ est la masse volumique de l'eau à la température moyenne maximale de

fonctionnement, généralement 70 °C

Pression atmosphérique :

$$P_{\text{Atm}} = 101325 \times (1 - 2,26 \times 10^{-5} \times 260)^{5,26} / 100000 = 0,982 \text{ bar}$$

Pression statique de l'installation :

$$P_{\text{Statique}} = 12 \times 999,05 \times 9,81 / 100000 = 1,176 \text{ bar (en mCE : } P_{\text{Statique}} = 1,176 / 0,0981 = 11,99 \text{ mCE)}$$

Volume utile du vase d'expansion :

$$V_{\text{Utile}} = 9,804 \times ((3 + 0,982) / (3 + 0,982 - (1,176 + 0,982))) = 21,41 \text{ litres}$$

En se reportant dans le tableau ci-dessous, le vase choisi sera un 35/1,5. 1,5 bar pour la hauteur manométrique entre 10 et 15 mCE (11,99 mCE) et 35 litres pour le volume immédiatement supérieur à 21,41 l. Le volume réel d'eau dilatée que pourra absorber le vase de 35 litres jusqu'à l'ouverture de la soupape de sécurité sera alors de :

$$V_{\text{ex}} = V_{\text{Vase}} \times (((P_{\text{Soupape}} + P_{\text{Atm}}) - (P_{\text{Vase}} + P_{\text{Atm}})) / (P_{\text{Soupape}} + P_{\text{Atm}}))$$

$$V_{\text{ex}} = 35 \times (((3 + 0,982) - (1,5 + 0,982)) / (3 + 0,982)) = 13,18 \text{ litres}$$

Ce qui donne comme volume de réserve :

$$V_{\text{Réserve}} = 13,18 - 9,804 = 3,37 \text{ l}$$

Avec cette réserve, la pression maximale de remplissage à froid ne devra pas excéder :

$$P_{\text{Max}} = (P_{\text{Vase}} + P_{\text{Atm}}) \times (V_{\text{Vase}} / (V_{\text{Vase}} - V_{\text{Réserve}})) - P_{\text{Atm}}$$

$$P_{\text{Max}} = (1,5 + 0,982) \times (35 / (35 - 3,37)) - 0,982 = 1,764 \text{ bar}$$

Il est possible de vérifier la pression maximale atteinte à la température moyenne maximale avec une pression de remplissage de 1,764 bar :

$$P_{\text{Max}} = (P_{\text{Vase}} + P_{\text{Atm}}) \times (V_{\text{Vase}} / (V_{\text{Vase}} - V_{\text{ex}} - V_{\text{Réserve}})) - P_{\text{Atm}}$$

$$P_{\text{Max}} = (1,5 + 0,982) \times (35 / (35 - 9,804 - 3,37)) - 0,982 = 3 \text{ bars}$$

Les 3 bars de la soupape de sécurité.

Si on remplit l'installation à la pression du vase, la pression à la température moyenne maximale sera

alors de :

$$P_{\text{Max}} = (1,5 + 0,982) \times (35 / (35 - 9,804 - 0)) - 0,982 = 2,47 \text{ bars.}$$

Mais dans ces conditions, il n'y a aucun volume de réserve et en général, on calcule une réserve d'eau d'environ 1% du volume total de l'installation afin de palier aux pertes dans le temps. Dans l'exemple, la réserve offerte par le vase est seulement de 3,37 litres alors qu'en théorie il faudrait une réserve de :

$$V_{\text{Réserve}} = 430 \times 0,01 = 4,3 \text{ litres}$$

Ici deux possibilités se présentent, soit prendre un vase d'expansion plus grand (50/1,5) mais le prix est plus élevé, soit dégonfler le vase à la pression statique (1,176 bar). Optons pour un dégonflage du vase. Avec une pression d'azote de 1,2 bar la capacité du vase passe à :

$$V_{\text{ex}} = 35 \times (((3 + 0,982) - (1,2 + 0,982)) / (3 + 0,982)) = 15,82 \text{ litres}$$

Soit une réserve de :

$$V_{\text{Réserve}} = 15,82 - 9,804 = 6,02 \text{ l (> 4,3 litres)}$$

Avec cette réserve, la pression maximale de remplissage à froid ne devra pas excéder :

$$P_{\text{Max}} = (1,2 + 0,982) \times (35 / (35 - 6,02)) - 0,982 = 1,65 \text{ bar}$$

Pour avoir seulement les 4,3 litres de réserve dans le vase d'expansion, la pression de remplissage à froid sera de :


$$P_{\text{Max}} = (1,2 + 0,982) \times (35 / (35 - 4,3)) - 0,982 = 1,5 \text{ bar}$$

Soit 0,3 bar au dessus de la pression statique de l'installation.

Ce qui donnera, à la température moyenne maximale, une pression de :

$$P_{\text{Max}} = (1,2 + 0,982) \times (35 / (35 - 9,804 - 4,3)) - 0,982 = 2,67 \text{ bars}$$

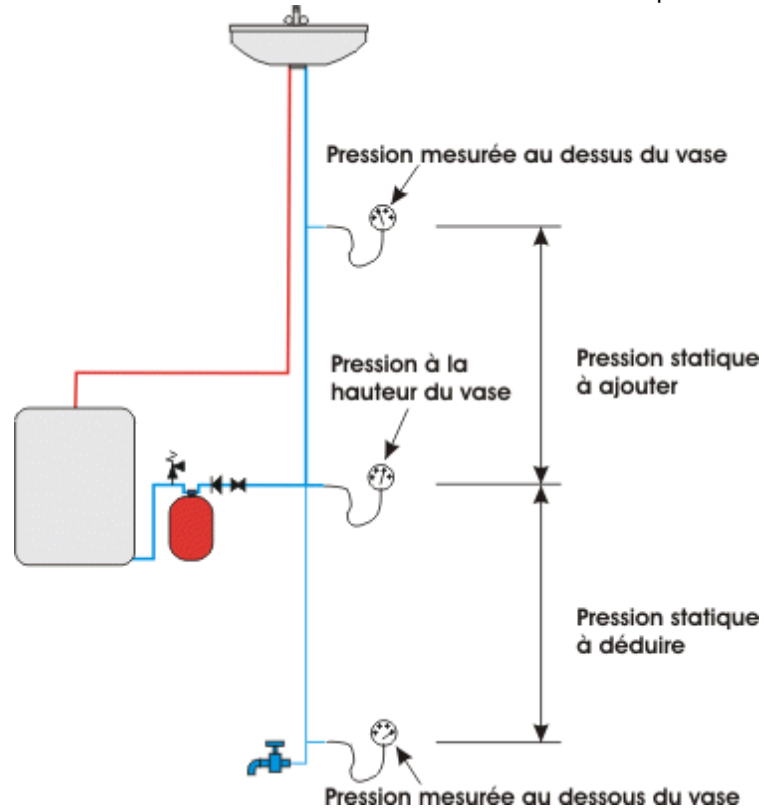
Note : il est important que la pression de remplissage soit calculée comme montré ci-dessus afin de ne pas risquer une décharge de la soupape quand l'installation sera à la température moyenne maximale. Les calculs démontrent la nécessité de ne pas définir un vase d'expansion à l'aveuglette. Un petit utilitaire nommé **Couteau Suisse** est disponible en téléchargement pour permettre le dimensionnement des vases d'expansions chauffage et sanitaire (paragraphe suivant).

Hauteur manométrique de l'installation en mCE	Type de vase Litre / Bars	
1 à 5 m CE	8/0,5	
	12/0,5	
	18/0,5	
	25/0,5	
	35/0,5	
	50/0,5	
	80/0,5	
5 à 10 m CE	18/1	
	25/1	
	35/1	
	50/1	

	80/1
10 à 15 m CE	35/1,5
	50/1,5
	80/1,5

Le vase d'expansion sanitaire.

Le dimensionnement d'un vase d'expansion pour une installation sanitaire est similaire à celui d'un vase d'expansion chauffage mais ici, un paramètre supplémentaire doit être pris en compte, c'est la pression du réseau. La pression statique n'entre pas dans les calculs proprement dit, elle est utilisée lors de la mesure de pression du réseau. Cette dernière doit être effectuée, autant que possible, à la même hauteur que le vase, si ceci n'est pas possible, la pression statique doit être prise en compte et doit être, soit ajoutée à la pression mesurée si elle est effectuée au dessus du vase, soit retranchée si elle est effectuée au dessous du vase, voir le croquis ci-dessous :



Exemple, la pression mesurée au dessus du vase est égale à 3,5 bars, la hauteur qui sépare le point de mesure et la hauteur du vase est de 7,5 m ce qui représente une pression statique pour une eau à 10 ° C de :

$$P_s = 7,5 \times 999,65 \times 9,81 / 100000 = 0,735 \text{ bar}$$

La pression à la hauteur du vase sera alors de $3,5 + 0,735 = 4,235$ bars

Si la pression est prise 7,5 m en dessous du vase, le manomètre indiquera une pression de :

$$P = 4,235 + 0,735 = 4,97 \text{ bars.}$$

Donc, à ces 4,97 bars devra être retranché la pression statique de 0,735 bar.

La pression du réseau peut parfois être supérieure à la pression de gonflage du vase d'expansion qui est généralement de 4 bars et dans ce cas, ceci va réduire la capacité du vase d'expansion car il va se remplir en partie jusqu'à l'équilibre de pression. Ceci va réduire le volume utile du vase et par conséquent il sera probablement nécessaire de prendre un vase de capacité supérieure.

Pour connaître le volume d'eau qui pénètre dans le vase quand la pression du réseau est supérieure à celle de ce dernier, la formule est la suivante :

$$V_{\text{DifférencePression}} = V_{\text{VaseChoisi}} - V_{\text{VaseChoisi}} \times ((P_{\text{Vase}} + P_{\text{Atm}}) / (P_{\text{Réseau}} + P_{\text{Atm}}))$$

Où $V_{\text{VaseChoisi}}$ est le volume du vase choisi.

La formule pour connaître le volume minimal utile du vase en prenant en compte la pression du réseau est :

$$V_{\text{Utile}} = (V_{\text{ex}} \times ((P_{\text{Soupape}} + P_{\text{Atm}}) / ((P_{\text{Soupape}} + P_{\text{Atm}}) - (P_{\text{Vase}} + P_{\text{Atm}})))) / ((P_{\text{Vase}} + P_{\text{Atm}}) / (P_{\text{Réseau}} + P_{\text{Atm}}))$$

Par conséquent, pour connaître le volume utile du vase choisi la formule est :

$$V_{\text{UtileVaseChoisi}} = (V_{\text{VaseChoisi}} \times (((P_{\text{Soupape}} + P_{\text{Atm}}) - (P_{\text{Vase}} + P_{\text{Atm}})) / (P_{\text{Soupape}} + P_{\text{Atm}})) \times ((P_{\text{Vase}} + P_{\text{Atm}}) / (P_{\text{Réseau}} + P_{\text{Atm}})))$$

Si le volume utile du vase choisi est insuffisant, le volume d'eau évacué par la soupape est :

$$V_{\text{Evacué}} = V_{\text{UtileVaseChoisi}} - V_{\text{ex}}$$

Quand le résultat est positif, $V_{\text{Evacué}}$ devient V_{Reserve} car le vase est bien dimensionné ou surdimensionné

Et maintenant, la formule pour connaître la pression du réseau à laquelle il n'y aurait pas d'eau envoyé à l'égoût par la soupape pour le vase choisi est :

$$P_{\text{Réseau}} = (P_{\text{Réseau}} + P_{\text{Atm}}) \times (V_{\text{VaseChoisi}} / V_{\text{Utile}}) - P_{\text{Atm}}$$

De même pour ce qui est de la pression de tarage de la soupape :

$$P_{\text{Soupape}} = (P_{\text{Vase}} + P_{\text{Atm}}) \times ((V_{\text{VaseChoisi}} \times ((P_{\text{Vase}} + P_{\text{Atm}}) / (P_{\text{Réseau}} + P_{\text{Atm}}))) / (V_{\text{VaseChoisi}} \times ((P_{\text{Vase}} + P_{\text{Atm}}) / (P_{\text{Réseau}} + P_{\text{Atm}})) - V_{\text{ex}})) - P_{\text{Atm}}$$

Exemple :

Pression du réseau, 5,5 bars

Volume du ballon, 200 litres

Altitude du logement, 260 m

Température de l'eau froide, 10 °C

Température de l'eau chaude, 65 °C

Pression de tarage de la soupape, 7 bars

Pression de gonflage du vase, 4 bars

Pression atmosphérique du lieu :

$$P_{\text{Atm}} = 101325 \times (1 - 2,26 \times 10^{-5} \times 260)^{5,26} / 100000 = 0,982 \text{ bar}$$

Masse volumique de l'eau froide :

$$999,65 \text{ kg/m}^3$$

Masse volumique de l'eau chaude :

$$980,48 \text{ kg/m}^3$$

Coefficient de dilatation :

$$C = 999,65 / 980,48 - 1 = 0,0195$$

Volume d'eau dilaté :

$$V_{\text{ex}} = 200 \times 0,0195 = 3,9 \text{ litres}$$

Admettons que le vase choisi soit, en première approche, d'un volume de 12 litres

Le volume d'eau qui va pénétrer dans le vase à la mise sous pression (dû à la pression supérieure du réseau) est de :

$$V_{\text{DifférencePression}} = 12 - 12 \times ((4 + 0,982) / (5,5 + 0,982)) = 2,776 \text{ litres}$$

Le volume utile du vase choisi est alors de :

$$V_{\text{UtileVaseChoisi}} = (12 \times (((7 + 0,982) - (4 + 0,982)) / (7 + 0,982)) \times ((4 + 0,982) / (5,5 + 0,982))) = 3,466 \text{ litres}$$

Le volume minimal nécessaire est quant à lui égal à :

$$V_{\text{Utile}} = (3,9 \times ((7 + 0,982) / ((7 + 0,982) - (4 + 0,982)))) / ((4 + 0,982) / (5,5 + 0,982)) = 13,5 \text{ litres}$$

Le volume d'eau qui sera alors envoyé à l'égout quand la pression dans le ballon aura atteint celle de la soupape est de :

$$V_{\text{Evacué}} = 3,466 - 3,9 = -0,434 \text{ litre}$$

Pour que cette eau ne soit pas perdue, la pression du réseau devrait être de :

$$P_{\text{Réseau}} = (5,5 + 0,982) \times (12 / 13,5) - 0,982 = 4,78 \text{ bars au lieu de } 5,5 \text{ bars}$$

Comme la pression du réseau on la subit, il y a plusieurs solution afin que cette eau ne soit pas perdue :

1) installer un réducteur de pression et le régler à 4,78 bars maxi mais ce réducteur de pression crée des pertes de charge lors du soutirage de l'eau ce qui peut présenter une certaine gêne.

2) augmenter le volume du vase mais ceci peut ne pas être envisageable si la pression du réseau est trop importante, le volume utile nécessaire du vase serait alors très important.

3) augmenter la pression de tarage de la soupape de sécurité et ceci en étant toujours au moins 1 à 2 bars en dessous de la pression maxi d'utilisation du ballon d'eau chaude (généralement 10 bars)

4) réduire la température de l'eau chaude mais il est prudent de ne pas descendre en dessous de 50 à 55 °C

- En choisissant une vase de capacité plus importante :

$$V_{\text{Utile}} = 13,5 \text{ litres}$$

Le vase devra donc avoir un volume égal ou supérieur à 13,5 litres soit un vase de 18 litres ou deux vases de 8 litres.

Les volumes standards sont 8, 12, 18, 25 et 35 litres qu'il est possible de coupler mais avec des volumes identiques (8 + 8, 12 + 12, etc...). Les volumes supérieurs étant destinés à des capacités très importantes.

En choisissant un vase de 18 litres, le volume de réserve est égal à :

$$V_{\text{UtileVaseChoisi}} = (18 \times (((7 + 0,982) - (4 + 0,982)) / (7 + 0,982)) \times ((4 + 0,982) / (5,5 + 0,982))) = 5,20 \text{ litres}$$

$$V_{\text{Reserve}} = 5,20 - 3,9 = 1,30 \text{ litre}$$

- En choisissant d'augmenter la pression de tarage de la soupape; Attention, ceci est à faire avec beaucoup de prudence et surtout en dernier recours :

$$P_{\text{Soupape}} = (4 + 0,982) \times ((12 \times ((4 + 0,982) / (5,5 + 0,982))) / (12 \times ((4 + 0,982) / (5,5 + 0,982)) - 3,9)) - 0,982 = 7,65 \text{ bars}$$

ce qui laisse une réserve de pression de sécurité de :

$$10 - 7,65 = 2,35 \text{ bars}$$

- En choisissant d'abaisser la température de l'eau chaude :

Avec un outils informatique on trouve 61,1 °C au lieu de 65 °C.



La soupape de sécurité.

La soupape de sécurité, pour une installation de chauffage dans une maison individuelle ou un appartement, a une pression de tarage de 3 bars (pour certaines, 2,5 bars). Pour une installation individuelle et ce jusqu'à 70 KW une soupape de diamètre 1/2" (15x21) est à prévoir. Elle se trouve en 2 versions, la soupape seule ou la soupape avec un manomètre de pression d'eau de l'installation incorporé. De plus en plus de fabricants proposent des kits de départ/retour chauffage comportant toutes les pièces nécessaire (vannes d'isolement, vanne mélangeuse 3 ou 4 voies, circulateur, soupape différentielle, thermomètres de contrôle, isolant thermique) ceci afin de simplifier la vie. Il est évident que ce kit est un peu cher mais il est surtout très pratique. La sortie de la soupape (vers l'écoulement) doit être équipée d'un entonnoir anti-siphon.



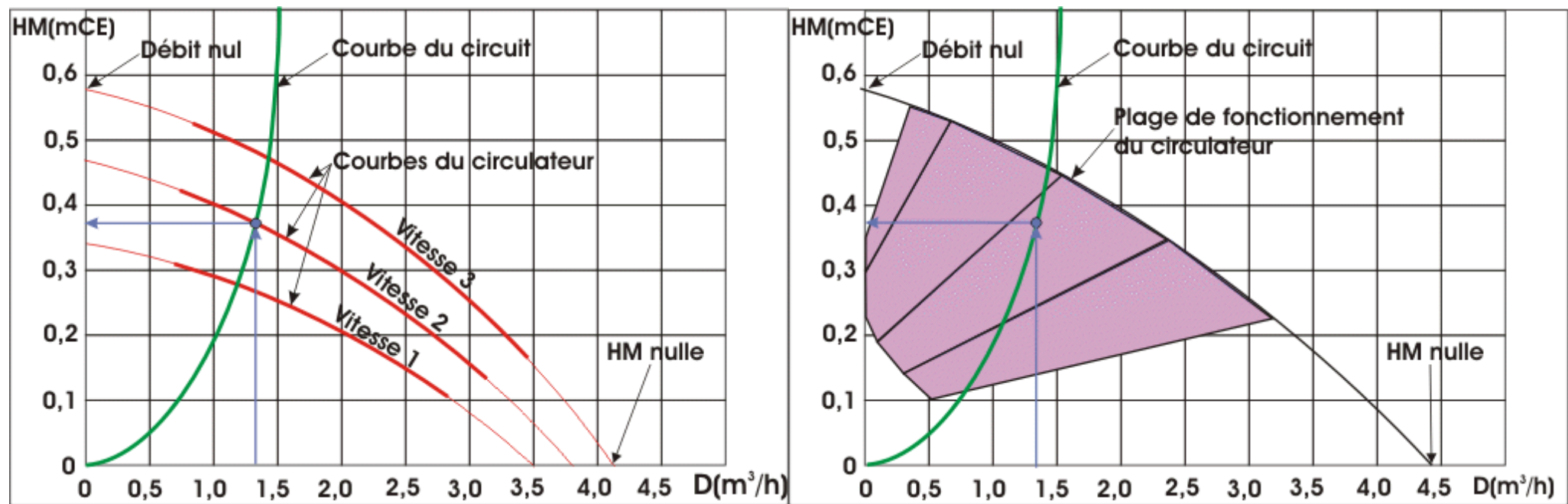
Le circulateur.

Les deux principales caractéristiques pour le choix d'un circulateur sont le débit d'eau et la hauteur manométrique. La hauteur manométrique (HM) représente la perte de charge maximale que doit vaincre le circulateur pour assurer le débit nécessaire. La perte de charge maximale est en général celle du circuit le plus défavorisé. Le débit est le débit total en m³/h ou l/h de l'installation et celui-ci est fonction de la puissance de l'installation qui est représentée par les **déperditions calorifiques** du logement.

Le circulateur dispose d'un abaque (voir avec fournisseur) permettant de définir sa plage d'utilisation. Pour les circulateurs à vitesses manuelles (3 en général) une courbe symbolise chacune d'elles. Le point de chaque courbe qui fini sur l'axe des ordonnées (règle verticale à gauche) représente la HM maximale à débit nul. Le point opposé, qui fini sur l'axe des abscisses (règle horizontale en bas) est le débit maximal à HM nulle (voir croquis ci-dessous). Pour définir le circulateur, il faut essayer, dans la mesure du possible, de trouver la correspondance avec le débit, la perte de charge maximale de l'installation (Voir la page **Les radiateurs** pour la définir) et la courbe représentant la 2ème vitesse, de façon à avoir une réserve de puissance et ceci afin de pouvoir palier au vieillissement du circulateur et à l'augmentation de la perte de charge de base due à l'encrassement des conduites. La partie en gras des courbes de vitesse représente la plage de fonctionnement optimale.

Pour les circulateurs à vitesse variable, le point d'intersection doit se situer dans la plage. Pour ce type de circulateur, la vitesse s'adapte à la demande de l'installation et évite l'emploi d'une soupape différentielle.

Exemple : HM de 380 mmCE, débit de 1,3 m³



Pour les circulateurs à vitesses manuelles, quand le point d'intersection se situe au dessous d'une courbe choisie, le débit sera légèrement supérieur à celui prévu ce qui engendrera une légère augmentation des pertes de charge (recherche d'équilibre entre débit et perte de charge). Ceci va provoquer une légère augmentation des émissions thermiques des émetteurs qui sera relativement très faible et qui n'entraînera pas une surchauffe sensible du logement. Il ne sera donc pas utile d'effectuer une correction des pertes de charge artificielles. Dans le cas contraire (point d'intersection situé au dessus d'une courbe choisie, donc vitesse sous-dimensionnée), le débit nécessaire ne sera pas assuré, il sera plus faible (ce qui va engendrer une réduction des pertes de charge, toujours la recherche d'équilibre). Dans ce cas, la carence de débit va provoquer une baisse des émissions thermiques qui pourra être significative et engendrera un déséquilibre thermique du logement pour la température de confort désirée. Un petit exemple est donné à la page "[Les radiateurs](#)" concernant l'influence d'une augmentation ou d'une diminution du débit nécessaire sur la température d'équilibre thermique d'une pièce.



La vanne 2, 3 ou 4 voies.

Le dimensionnement d'une vanne 2, 3 ou 4 voies n'est pas aussi simple qu'il y paraît. Pour dimensionner une vanne, il est nécessaire de connaître plusieurs paramètres comme le coefficient Kv de la vanne, la perte de charge de la vanne, la courbe caractéristique de celle-ci, la perte de charge du circuit à débit variable (la partie où il n'y a pas le circulateur pour une vanne 3 ou 4 voies), etc. Il n'est pratiquement pas possible de dissocier une vanne du circuit sur lequel elle est montée car certaines de ses caractéristiques sont étroitement liées avec celles du circuit. Deux vannes identiques montées sur deux circuits différents ne donneront pas les mêmes résultats.

Il existe plusieurs type de vannes, vannes à caractéristiques linéaires (débit proportionnel à la course H), vannes à caractéristiques quadratiques (débit proportionnel au carré de la course H), vannes à caractéristiques logarithmiques dites aussi à égal pourcentage (la Course H du clapet produit une variation proportionnelle au débit total précédent le changement).



Le coefficient Kv.

Le coefficient Kv caractérise la capacité d'une vanne 2, 3 ou 4 voies. Ce coefficient indique le débit en m³/h pour une perte de pression (perte de charge) de 1 bar (10,193 mCE) et une température d'eau d'environ 4°C, la course de la vanne étant quelconque, H = x%.

On désigne par Kv_S la valeur du Kv pour une course H = 100% (vanne grande ouverte). C'est cette valeur qui est indiquée sur les catalogues des fabricants.

Le fabricant le détermine de façon expérimentale. La vanne est montée sur un banc d'essai où une pompe met de l'eau en circulation, le débit est ensuite adapté de façon à obtenir une chute de pression de 1 bar entre l'amont et l'aval de la vanne (des prises de pressions sont montées de part et d'autre de celle-ci), une fois cette chute obtenue, il ne suffit plus qu'à lire le débit en m³/h sur le débitmètre. On désigne par Kv₀ la valeur du Kv pour une course H = 0 (vanne fermée) avec la même perte de pression (1 bar). Cette valeur est donné par le fabricant et représente généralement le débit de fuite, souvent donnée en % de Kv_S.

Pour obtenir le Kv (ou Kv_S), on utilise la formule suivante :

$$Kv \text{ (ou } Kv_S) = D \times \text{RACINE}(p / (\text{Delta}P_V \times 1000))$$

ou :

$$Kv \text{ (ou } Kv_S) = D \times (p / (\text{Delta}P_V \times 1000))^{0,5}$$

D est le débit en m³/h

p est la masse volumique du fluide en kg/m³ fonction de la température (voir page "[Formule et Tableaux](#)")

DeltaP_V est la perte de charge de la vanne en bar

Partant de cette formule, il est possible de connaître le débit :

$$D = Kv \times \text{RACINE}((\text{Delta}P_V \times 1000) / p)$$

et de là, la perte de charge de la vanne :

$$\text{Delta}P_V = p \times (D / Kv)^2 / 1000$$

Exemple, admettons une vanne ayant un coefficient Kv de 3,5 m³/h, quel sera son débit pour une masse volumique de l'eau de 983,13 kg/m³ (60°C) et une perte de charge 0,01 bar (0,10193 mCE) ?

$$D = 3,5 \times \text{RACINE}((0,01 \times 1000) / 983,13) = 0,352 \text{ m}^3/\text{h} \text{ (352 litres/h)}$$

L'autorité de la vanne

La fonction première est d'assurer la progressivité du débit et plus important encore, dans le cas qui nous intéresse, la progressivité de la puissance thermique. Par progressivité, on entend augmentation ou diminution régulière du débit ou de la puissance thermique. Cette progressivité sera fonction de l'autorité (ou efficacité) de la vanne, notée a_V (ou seulement a ou encore P_V),

Partant de cette formule, il est possible de connaître la perte de charge du circuit à débit variable :

$$a_V = \Delta P_V / (\Delta P_V + \Delta P_{\text{Circuit}})$$

ΔP_V est la perte de charge de la vanne sur le circuit où elle se trouve et grande ouverte, $H = 100\%$

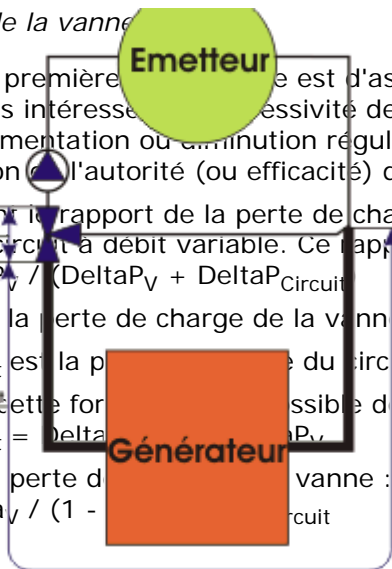
$\Delta P_{\text{Circuit}}$ est la perte de charge du circuit à débit variable

Partant de cette formule, il est possible de connaître la perte de charge du circuit à débit variable :

$$\Delta P_{\text{Circuit}} = \Delta P_V / (1 - a_V)$$

ainsi que la perte de charge de la vanne :

$$\Delta P_V = a_V / (1 - a_V) \times \Delta P_{\text{Circuit}}$$



L'autorité a_V varie entre 0 et 1 sans jamais atteindre ces extrémités car pour cela, la vanne devrait

avoir, soit une perte de charge égale à 0, soit une perte de charge infinie.

La vanne mélangeuse ne peut disposer que d'une partie de la perte de charge totale et c'est son autorité qui détermine la forme des courbes caractéristiques. Pour pouvoir réguler facilement le débit, l'autorité de la vanne doit être comprise entre 0,25 et 0,7, 0,5 étant la valeur moyenne correspondant à une perte de charge pour la vanne égale à celle du circuit à débit variable.

Les graphiques ci-dessous représentent les courbes caractéristiques en fonction de l'autorité a_V , d'une vanne à caractéristique linéaire et d'une vanne à caractéristique logarithmique. Pour ces graphiques, Kv_0 est égal à 2% du Kv_S .

- Pour une vanne à caractéristique linéaire, la formule suivante permet de calculer les courbes caractéristiques à perte de charge constante en fonction de l'autorité a_V :

$$D/D_{100} = 1 / \text{RACINE}(1 + a_V \times ((Kv_S / Kv)^2 - 1))$$

La courbe caractéristique d'une vanne est la relation qui lie le coefficient Kv à la course. Dans le cas d'une caractéristique linéaire, les variations de la course restent proportionnelles à celles du coefficient Kv . Dans ce cas, la formule ci-dessus peut s'écrire :

$$D/D_{100} = 1 / \text{RACINE}(1 + a_V \times (1 / h^2 - 1))$$

h étant le pourcentage de la course (de 0 à 1), $h = H / H_{100}$

Exemple avec une autorité a_V de 0,50, un Kv_S de 12, un Kv_0 de 0,24 et une course de 50% :

$$h = 0,5$$

$$D/D_{100} = 1 / \text{RACINE}(1 + 0,50 \times (1 / 0,5^2 - 1)) = 0,632 \text{ (63,2\%)}$$

Avec une autorité de 0,1 et toujours avec une course de 50% :

$$D/D_{100} = 1 / \text{RACINE}(1 + 0,10 \times (1 / 0,5^2 - 1)) = 0,877 \text{ (87,7\%)}$$

- Pour une vanne à caractéristique logarithmique, la formule est un peu plus complexe :

$$D/D_{100} = 1 / \text{RACINE}(1 + a_v \times (((Kv_S / Kv_0) / \text{EXP}(\text{Ln}(Kv_S / Kv_0) \times h))^2 - 1))$$

EXP, fonction inverse de Ln (e^x ou e^{\wedge} sur les calculatrices)

Ln, logarithme népérien

Exemple avec une autorité a_v de 0,50, un Kv_S de 12, un Kv_0 de 0,24 et une course de 50% :

$$D/D_{100} = 1 / \text{RACINE}(1 + 0,5 \times (((12 / 0,24) / \text{EXP}(\text{Ln}(12 / 0,24) \times 0,5))^2 - 1)) = 0,198 \text{ (19,8\%)}$$

Avec une autorité a_v de 0,1 et toujours avec une course de 50% :

$$D/D_{100} = 1 / \text{RACINE}(1 + 0,1 \times (((12 / 0,24) / \text{EXP}(\text{Ln}(12 / 0,24) \times 0,5))^2 - 1)) = 0,411 \text{ (41,1\%)}$$

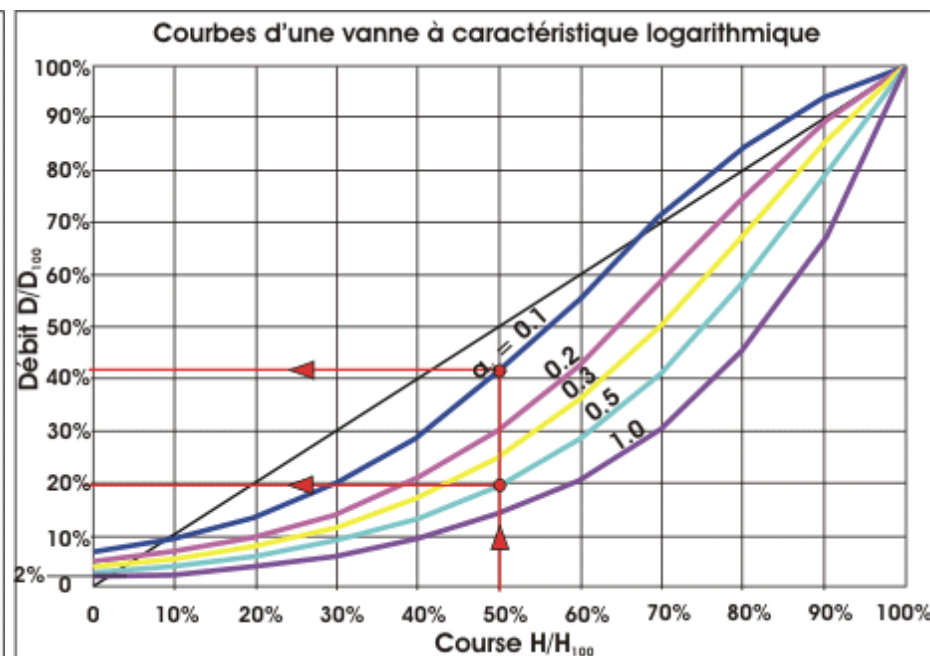
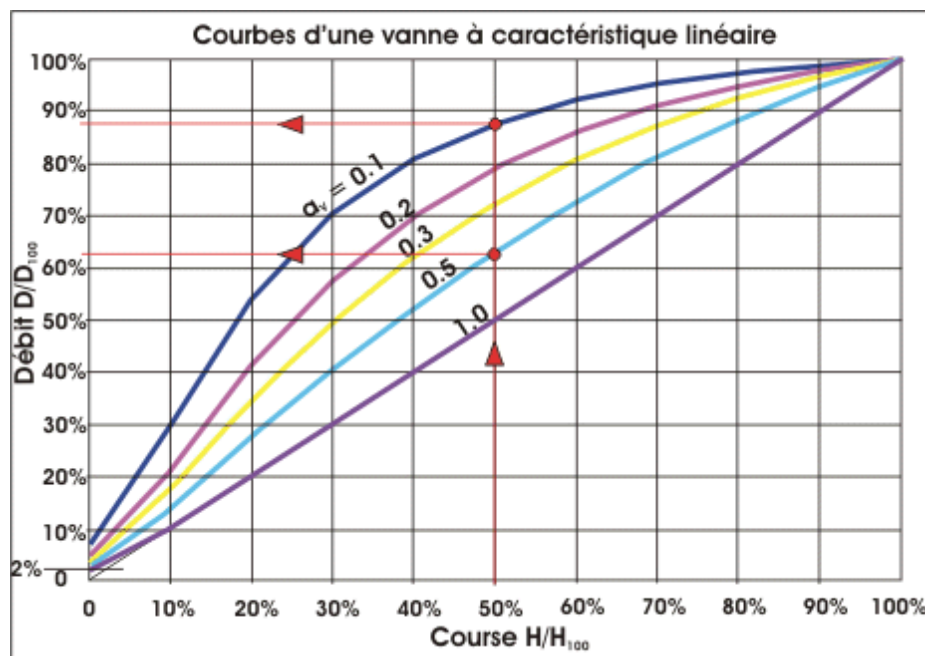
A partir des formules précédentes, connaissant le pourcentage de débit, il est possible de déterminer la course correspondante (formules inverses) :

- pour une vanne à caractéristique linéaire :

$$H/H_{100} = 1 / (((1 / D/D_{100})^2 - 1) / a_v + 1)^{0,5}$$

- pour une vanne à caractéristique logarithmique :

$$H/H_{100} = \text{Ln}((Kv_S / Kv_0) / (((1 / D/D_{100})^2 - 1) / a_v + 1)^{0,5}) / \text{Ln}(Kv_S / Kv_0)$$



Il est déconseillé d'utiliser une autorité a_v supérieure à 0,7 car la perte de charge engendrée sera trop importante et ceci obligera le choix d'un circulateur plus puissant que nécessaire d'où une augmentation inutile du coût d'exploitation. Le second inconvénient sera les risques de bruits causés par l'augmentation importante de la vitesse du fluide dans le corps de vanne, vitesse qui pourra causer une érosion prématurée du corps de vanne. Il est de même déconseillé d'utiliser une autorité a_v inférieure

à 0,25 car dans la zone de fermeture de la vanne la régulation devient instable (pour des raisons constructives), généralement en dessous de Kv_0 et donc, ce comportement est amplifié par le surdimensionnement de la vanne (débit de fuite plus important). Ceci induit aussi un débit plus important à chaque impulsion envoyée par la régulation, débit qui risque d'être trop important selon la durée de l'impulsion, ce qui risque d'entraîner un pompage (ordres et contre-ordres successifs). On peut constater ceci sur les deux graphiques ci-dessous concernant les **vannes à caractéristique linéaire** et les **vannes à caractéristique logarithmique** pour les courbes de puissance thermique correspondant à une autorité de 0,1. On peut voir que la puissance thermique est déjà trop importante dans la zone de fermeture et ceci va entraîner un déséquilibre thermique du logement et donc une instabilité de la régulation du système.

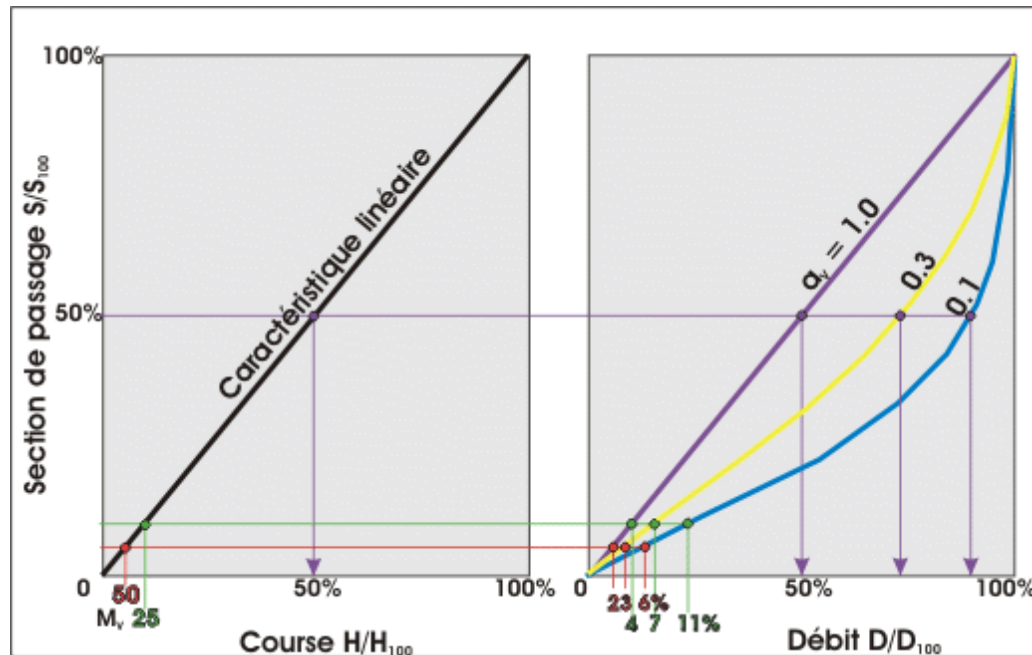
 **Le rapport de réglage ou marge de réglage M_V .**

C'est le rapport du débit maximal (Kv_S) pour une course $H = 100\%$ au débit minimal (Kv_0) pour une course $H = 0$ (qui dépend des tolérances de fabrication) $M_V = Kv_S / Kv_0$. Les valeurs habituelles se situent entre 20 et 100 avec une moyenne générale plutôt près de 50. Pour l'exemple d'où sont issus les graphiques ci-dessus, le rapport de réglage est égal à :

$$M_V = 12 / 0,24 = 50$$

Plus le rapport de réglage est faible, plus la régulation sera instable dans la zone de fermeture, ce qui entraînera un déséquilibre thermique, phénomène qui sera amplifié par le choix d'une trop faible autorité a_v (vanne surdimensionnée).

Le croquis ci-dessous n'est pas à l'échelle mais il illustre bien le sujet, si le rapport de réglage diminue (vanne de moins bonne qualité), la valeur de Kv_0 augmente et plus l'autorité est faible, plus le débit dans la zone de fermeture augmente rendant la régulation de plus en plus instable.



Rapport entre course de la vanne et puissance thermique.

Dans l'utilisation que l'on fait en chauffage d'une vanne mélangeuse et tout particulièrement en chauffage pour logement individuel, c'est en général la proportionnalité puissance thermique / course qui est recherchée plutôt que la proportionnalité débit / course car la puissance thermique n'est pas proportionnelle au débit. Le graphique ci-dessous le montre bien (voir "**vanne à caractéristique logarithmique**"), avec une autorité a_v de 0,1 (trait en pointillé jaune) le débit

est relativement proportionnel à la course mais on voit bien que la courbe de puissance thermique correspondante (trait plein en jaune) ne l'est pas du tout puisque pour une course de 50% la puissance thermique est déjà de 75% alors que pour une autorité de 0,5 le débit n'est pas proportionnel mais la puissance thermique l'est, 50% de course donne 50% de puissance thermique pour 20% de débit.

C'est bien à cause de cette non proportionnalité entre débit et puissance thermique qu'il est nécessaire d'adopter une autorité de vanne suffisante pour réguler au mieux le débit dans la zone de fermeture. Il en va de même pour la qualité d'usinage de la vanne, le rapport de réglage doit être aussi élevé que possible, au minimum 50 voir même 100, afin d'avoir le moins de débit parasite (fuite) pour une course $H = 0$.

Dans les deux paragraphes suivants, un exemple est utilisé afin de mieux illustrer ce qui vient d'être dit.

Vanne à caractéristique linéaire.

Admettons un logement chauffé par radiateurs avec un coefficient H de 250 W/K (voir la partie concernant les calculs des **déperditions thermiques**), la température moyenne du logement est de 20°C et la température extérieure de base de -9°C. Les déperditions thermiques dans les conditions extérieures de base sont de :

$$\text{Dep} = 250 \times (20 - (-9)) = 7250 \text{ W (7,25 kW)}$$

Le débit nécessaire avec une chute (DeltaT) de température dans les radiateurs de 10°C est de :

$$D = 7250 / (1,1628 \times 10) = 623,4 \text{ l/h}$$

La vanne a un Kv_S de 12 m³/h et un Kv_0 de 0,24 m³/h soit un rapport de réglage $M_V = 50$.

Les émetteurs sont normalisés (température de départ (T_d) = 75°C, température de retour (Tr) = 65°C et température ambiante du logement (T_i) = 20°C).

Note : Il faut savoir que la chute (DeltaT) dans les radiateurs n'est pas constante, si on réduit la température de départ ou que l'on diminue sensiblement le débit, la pièce étant toujours à la même température, la température de retour peut avoir des valeurs différentes. Si on maintient la chute constante dans les calculs, à un moment donné la température de retour sera inférieure à la température ambiante de la pièce, exemple : $T_d = 28^\circ\text{C}$, $T_i = 20^\circ\text{C}$ $Tr = 28 - 10 = 18^\circ\text{C}$. Comme il s'agit d'une impossibilité physique, la température de retour sera forcément supérieure ou égale à celle de la pièce. Avec une chute définie à 10°C pour une température de départ de 75°C, la formule empirique suivante donne la température de retour approximative en fonction de la température de départ radiateurs, du débit et la température ambiante de la pièce :

$$Tr = T_d \times \text{EXP}(-H / (D \times 2)) + T_i \times (1 - \text{EXP}(-H / (D \times 2)))$$

Ceci dit, admettons maintenant que la température extérieure (T_e) soit de 5°C, les déperditions thermiques dans ces conditions sont alors de :

$$\text{Dep} = 250 \times (20 - 5) = 3750 \text{ W (3,75 kW)}$$

La température de départ nécessaire n'étant plus de 75°C et comme la température de retour est fonction de celle de départ, des itérations successives entre la formule précédente et la suivante sont nécessaires :

$$T_d = (\text{Dep} / \text{Dep}_{\text{Base}})^{(1/1,287)} \times 50 + T_i + (T_d - Tr) / 2$$

On trouve alors :

$$T_d = (3750 / 7250)^{(1/1,287)} \times 50 + 20 + (52,95 - 46,96) / 2 = 52,95^\circ\text{C}$$

$$T_r = 52,95 \times \text{EXP}(-250 / (623,4 \times 2)) + 20 \times (1 - \text{EXP}(-250 / (623,4 \times 2))) = 46,96^\circ\text{C}$$

En admettant une température constante de 75°C coté chaudière, ce qui n'est plus le cas avec les nouvelles régulations car elles adaptent la température d'eau de chaudière en fonction des besoins de chaleur, le débit d'eau à 75°C en provenance de la chaudière est obtenu avec la formule suivante :

$$D_{\text{Ch}} = D \times ((T_d - T_r) / (T_{d_{\text{Ch}}} - T_r))$$

$T_{d_{\text{Ch}}}$ = température du fluide en provenance de la chaudière

$$D_{\text{Ch}} = 623,4 \times ((52,95 - 46,96) / (75 - 46,96)) = 133,173 \text{ l/h}$$

Vérification :

$$T_d = (75 \times 133,173 + 46,96 \times 490,227) / 623,4 = 52,95^\circ\text{C}$$

Le débit d'eau en provenance de la chaudière est donc de 133,173 l/h et le débit recyclé de 490,227 l/h.

Avec une vanne à caractéristique linéaire, si le débit était proportionnel à la course, celle-ci devrait être de :

$$H/H_{100} = 133,173 / 623,4 \times 100 = 21,36\%$$

Pour avoir cette proportionnalité, l'autorité de la vanne devrait être égale à 1 mais ceci est impossible car la perte de charge serait alors infinie, donc, en prenant une autorité de 0,7 (qui est une valeur élevée, que l'on considère même comme valeur limite) et afin d'avoir 21,36% de débit en provenance de la chaudière, la course devra être seulement de :

$$H/H_{100} = 1 / (((1 / 0,2136)^2 - 1) / 0,7 + 1)^{0,5} = 0,1799 \text{ soit } 18\% \text{ de course.}$$

Maintenant, admettons malgré tout que la vanne s'ouvre de 21,36% le pourcentage de débit est alors de :

$$D/D_{100} = 1 / \text{RACINE}(1 + 0,7 \times (1 / 0,2136^2 - 1)) = 0,2528 \text{ soit } 25,28\%$$

Soit un débit de :

$$D = 623,4 \times 0,2528 = 157,6 \text{ l/h}$$

La température de départ change et passe à :

Ceci demande la résolution d'une équation.

Equation :

$$\mathbf{623,4y - 465,8z = 75 \times 157,6}$$

Constantes (pour cet exemple) pour le calcul de la température de retour :

$$\text{EXP}(-250 / (623,4 \times 2)) = \mathbf{0,8183}$$

$$20 \times (1 - \text{EXP}(-250 / (623,4 \times 2))) = \mathbf{3,634}$$

$$z = y \times 0,8183 + 3,634$$

L'équation devient :

$$623,4y - 465,8 \times (y \times 0,8183 + 3,634) = 11820$$

$$623,4y - 465,8y \times 0,8183 - 465,8 \times 3,634 = 11820$$

$$242,24y - 1692,72 = 11820$$

$$242,24y = 13512,72$$

$$y = 13512,72 / 242,24 = 55,78^\circ\text{C}$$

Donc :

$$z = 55,78 \times 0,8183 + 3,634 = 49,28^\circ\text{C}$$

Vérification :

$$T_d = (75 \times 157,6 + 49,28 \times 465,8) / 623,4 = 55,78^\circ\text{C}$$

Avec une température de départ de 55,78°C et des déperditions thermiques de 3750 W le logement sera en déséquilibre thermique (trop d'émissions par rapport aux déperditions). La température ambiante pour atteindre l'équilibre thermique sera de :

$$Q = 7250 \times (((55,78 + 49,28) / 2) - 20) / 50)^{1,287} = 4169,4 \text{ W}$$

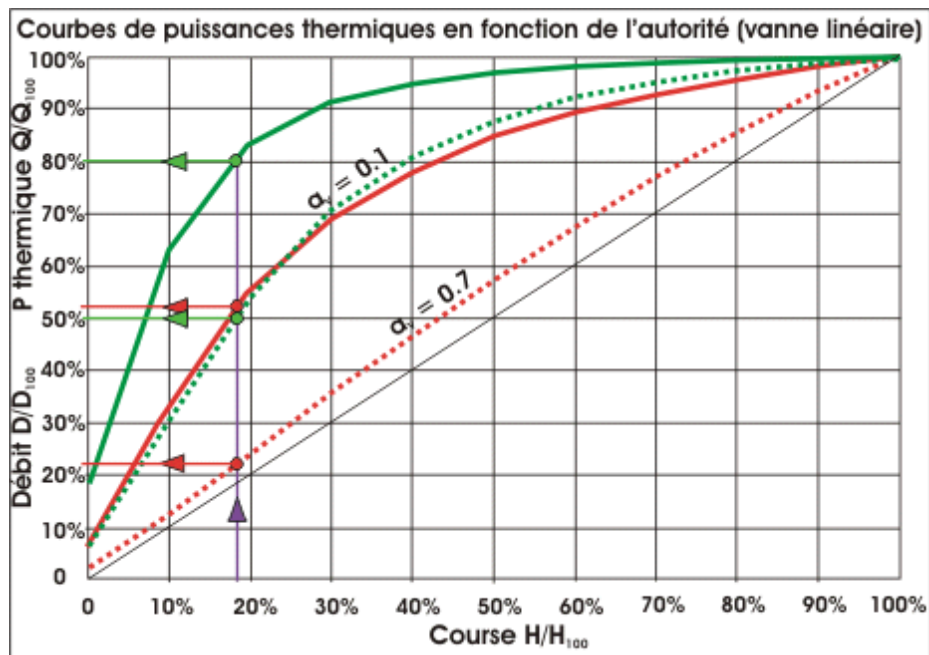
$$T_i = 4169,4 / 250 + 5 = 21,68^\circ\text{C}$$

La température réelle sera en fait de 21,04 °C. Des itérations successives sont à faire entre les 3 formules où la température de la pièce intervient afin d'obtenir la température d'ambiance.

Pour conserver l'équilibre thermique dans le logement, la course de la vanne devra donc bien être égale à 18%. La puissance thermique n'étant pas proportionnelle au débit, elle sera alors de :

$Q/Q_{100} = 3750 / 7250 \times 100 = 51,72\%$ pour un débit de 21,36% et une course de 18%. On peut

constater que la moitié de la puissance thermique est déjà disponible pour un cinquième de la course de la vanne. Ceci réduit de façon significative la plage de réglage de la vanne. Avec une autorité de 0,1 (voir graphique ci-dessous), les 18% de course donne 50% de débit et déjà 80% de la puissance thermique. On peut voir aussi que les 51,72% de puissance thermique sont déjà atteints avec une course de seulement 8%.



Sachant qu'il est conseillé de ne pas dépasser une autorité de 0,7, ceci démontre que pour avoir une régulation progressive de la puissance thermique, la vanne à caractéristique linéaire n'est pas la mieux adaptée si la température de chaudière est maintenue supérieure à 70°C.

Comme il est dit plus haut, les régulations actuelles peuvent aussi gérer la température de chaudière et l'adapter aux besoins de chaleur en fonction de la température extérieure (ce qui a déjà l'avantage de limiter les pertes thermiques de la chaudière et des conduites la raccordant). La température de chaudière est maintenue à environ 8°C en moyenne au dessus de la température de départ émetteurs nécessaire, différentiel qu'il est possible de régler selon le régulateur utilisé. Reprenons l'exemple ci-dessus, la température de départ nécessaire étant de 52,95°C, la régulation va maintenir la température moyenne de la chaudière à environ 61°C. Le débit en provenance de la chaudière n'est alors plus de 133,173 l/h à 75°C mais de 265,97 l/h à 61°C ce qui fait passer le pourcentage de débit de 21,36% à 42,66% et dans ce cas, la course, avec une autorité de 0,7, est de :

$$H/H_{100} = 1 / (((1 / 0,4266)^2 - 1) / 0,7 + 1)^{0,5} = 0,367 \text{ soit } 36,7\%$$

De ce fait, la plage de réglage de la vanne s'élargie et par là, la progressivité du débit et de la

puissance thermique.



Vanne à caractéristique logarithmique.

En partant de l'exemple précédent (pour pouvoir comparer plus facilement) avec température de chaudière constante à 75°C. La température de départ radiateurs pour une puissance thermique de 3750 W étant de 52,95°C, le débit nécessaire venant de la chaudière à 75°C est de 133,173 l/h, ce qui donne 21,36% de débit. Avec une vanne à caractéristique logarithmique, prenons comme valeur pour l'autorité a_v , la même que précédemment, soit $a_v = 0,7$. La course est alors de :

$$H/H_{100} = \ln((12 / 0,24) / (((1 / 0,2136)^2 - 1) / 0,7 + 1)^{0,5})) / \ln(12 / 0,24) = 0,5616 \text{ soit } 56,16\%$$

Toujours pour un pourcentage de puissance thermique de :

$$3750 / 7250 \times 100 = 51,72\%.$$

Sur le graphique ci-dessous on peut voir que la progressivité de la puissance thermique, pour les autorités de 0,7 et 0,5 (traits continus rouge et vert), est sensiblement la même, on préfère donc une autorité de 0,5, ce qui permet de limiter la HM du circulateur et les éventuels bruits. La course est alors de :

$$H/H_{100} = \ln((12 / 0,24) / (((1 / 0,2136)^2 - 1) / 0,5 + 1)^{0,5})) / \ln(12 / 0,24) = 0,5197 \text{ soit } 51,97\%$$

Maintenant, en admettant, comme pour la vanne à caractéristique linéaire, que la régulation module la température de chaudière, le pourcentage de débit est alors de 42,66% et dans ce cas, la course, avec une autorité de 0,5, est de :

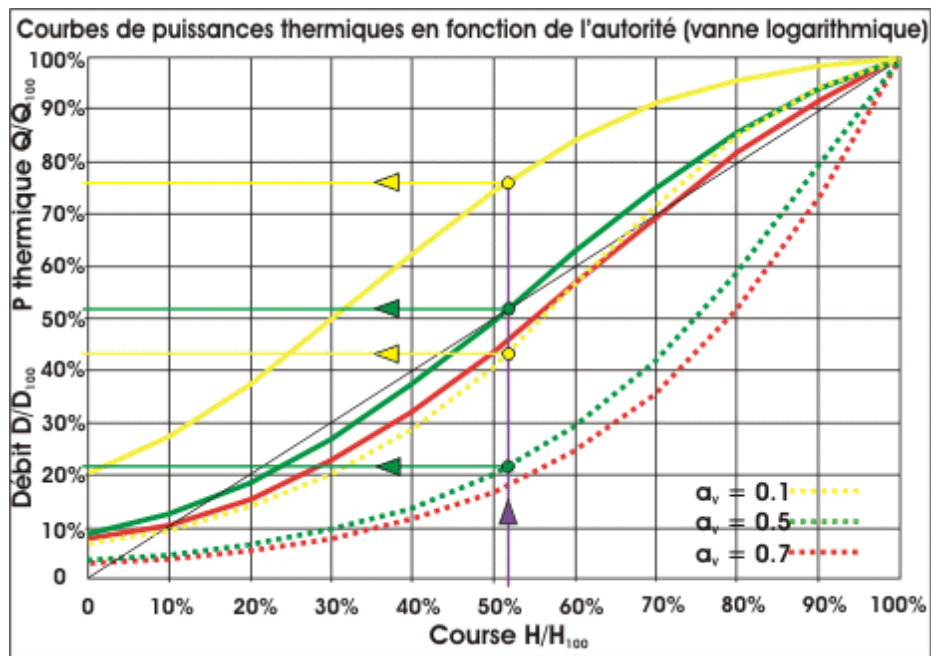
$$H/H_{100} = \ln((12 / 0,24) / (((1 / 0,4266)^2 - 1) / 0,5 + 1)^{0,5})) / \ln(12 / 0,24) = 0,7058 \text{ soit } 70,58\%$$

Pour rendre plus proportionnelle la puissance thermique, on peut adopter une autorité plus faible, avec une autorité de 0,3 la course est alors de :

$$H/H_{100} = \ln((12 / 0,24) / (((1 / 0,4266)^2 - 1) / 0,3 + 1)^{0,5})) / \ln(12 / 0,24) = 0,6457 \text{ soit } 64,57\%$$

Si on décide d'adopter une autorité plus faible, en contre partie, le rapport de réglage devra être plus élevé afin de ne pas rendre la régulation instable dans la zone de fermeture.

Note : les courbes de puissance thermique sont tracées avec une température de chaudière constante de 75°C.



Les deux graphiques ci-dessus représentent les courbes caractéristiques de la vanne en fonction de l'autorité (traits en pointillés) ainsi que les courbes caractéristiques du système correspondantes (traits pleins). La formule suivante nous permet de cerner approximativement l'évolution de la courbe caractéristique du système :

$$Q/Q_{100} = 1 / (1 + a \times ((1 - D/D_{100}) / D/D_{100}))$$

a étant le coefficient du système qu'il est possible d'obtenir à partir d'un premier résultat avec la formule inverse :

$$a = (1 / Q/Q_{100} - 1) / ((1 - D/D_{100}) / D/D_{100})$$

En partant de l'exemple précédent, le coefficient a est de :

$$a = (1 / 0,5172 - 1) / ((1 - 0,2136) / 0,2136) = 0,2535$$

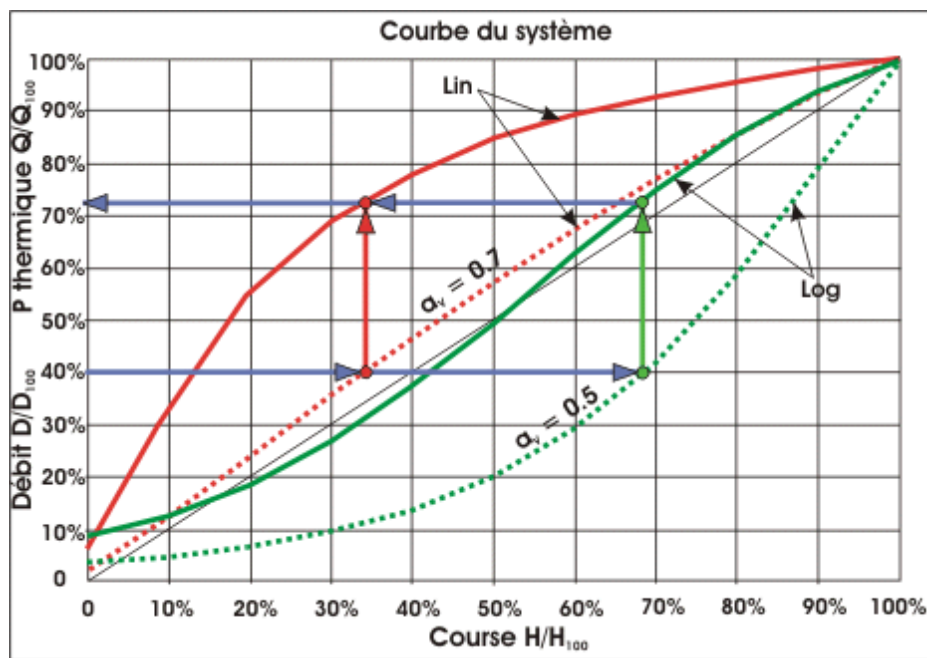
A partir de là, il est possible de connaître le pourcentage de puissance en fonction du pourcentage de débit. Donc par exemple, pour 40% de débit, la puissance délivrée est de :

$$Q/Q_{100} = 1 / (1 + 0,2535 \times ((1 - 0,4) / 0,4)) = 0,7245$$

soit :

$7250 \times 0,7245 = 5252,63$ W pour $623,4 \times 0,4 = 249,36$ l/h à 75°C en provenance de la chaudière.

Résultat qui est représenté graphiquement ci-dessous pour vanne à caractéristique linéaire et logarithmique.



Une vanne à caractéristique linéaire peut être utilisée en régulation de chauffage mais avec une forte autorité et une régulation de la température de chaudière. Dans le cas contraire, la plage de réglage sera trop réduite et la régulation du logement sera instable, la température ambiante oscillant de manière significative autour de la valeur de consigne.

Pour compenser ce phénomène de non linéarité de la puissance thermique il faut utiliser une vanne ayant un comportement non linéaire inversé du pourcentage du débit et dans ce cas, les vannes à caractéristique logarithmique sont les plus intéressantes car la proportionnalité puissance thermique / course est la meilleure. Si la régulation module la température de chaudière, l'autorité de la vanne peut être inférieure à 0,5, mais de toute façon, on aura soins de choisir une vanne de qualité ayant un rapport de réglage assez élevé, au minimum 50 voir même 100, afin de limiter l'instabilité de la régulation dans la zone de fermeture.

Exemple de dimensionnement.

Admettons qu'une vanne 3 voies doit être installée sur l'installation prise en exemple à la page "[Les radiateurs](#)". La partie du circuit à débit variable est matérialisée en gras sur le [croquis](#) ci-dessous (partie chaudière, donc sans circulateur). La perte de charge de cette partie du circuit est de : $J = 6 \text{ mmCE/m}$, $Z = 4,91 \text{ mmCE/m}$ donc, $\Delta P_{\text{Circuit}} = (6 + 4,91) \times (0,6 + 1 + 0,5) = 22,91 \text{ mmCE}$ soit $22,91 / 10193 = 0,00224 \text{ bar}$.

- Avec une vanne à caractéristique linéaire.

En appliquant, comme donnée d'entrée, une autorité a_v de 0,7, la perte de charge de la vanne est de :

$$\Delta P_V = 0,7 / (1 - 0,7) \times 0,00224 = 0,00523 \text{ bar}.$$

Le débit total de l'installation passant par la vanne grande ouverte ($H = 100\%$) est de $0,614 \text{ m}^3/\text{h}$, en admettant une température moyenne de l'eau (sur la saison de chauffe) de 50°C , la masse volumique

de l'eau est de 988,04 kg/m³, le Kv_S de la vanne pour déterminer le choix dans le catalogue du fabricant est de :

$$Kv_S = 0,614 \times \text{RACINE}(988,04 / (0,00523 \times 1000)) = 8,43 \text{ m}^3/\text{h}.$$

Dans le catalogue d'un fabricant (ici Danfoss), le choix, en première approche, se porte sur une vanne ayant un Kv_S immédiatement supérieur à 8,43 m³/h. On trouve la vanne de type HRE3 DN25 (1") avec un Kv_S de 12 m³/h. Avec un Kv_S de 12 m³/h, la perte de charge ne sera pas de 0,00523 bar mais de :

$$\Delta P_V = 988,04 \times (0,614 / 12)^2 / 1000 = 0,00259 \text{ bar}$$

d'où une autorité de :

$$a_V = 0,00259 / (0,00224 + 0,00259) = 0,54$$

La valeur de l'autorité est correcte mais la progressivité du débit et donc de la puissance thermique ne sera pas optimale pour ce type de vanne, alors voyons avec le modèle inférieur. Le modèle en dessous, HRE3 DN20 (3/4"), a un Kv_S de 8 m³/h. Ceci nous donne comme perte de charge pour le vanne de :

$$\Delta P_V = 988,04 \times (0,614 / 8)^2 / 1000 = 0,0058 \text{ bar}$$

l'autorité est de :

$$a_V = 0,0058 / (0,00224 + 0,0058) = 0,72$$

Comme le rapport de réglage M_V est un facteur de choix, il est nécessaire d'en connaître la valeur.

Pour une course $H = 0$, le Kv_0 est égal à 1% de Kv_S , soit, pour tous les modèles dans ce type de vanne mais avec les valeurs du modèle HRE3 DN20 (3/4") :

$$Kv_0 = 8 \times 0,01 = 0,08$$

$$M_V = 8 / 0,08 = 100$$

La vanne étant de bonne voir de très bonne qualité de fabrication, il est possible d'utiliser les 2 modèles mais comme la vanne est à caractéristique linéaire, il est préférable d'adopter le modèle HRE3 DN20 (3/4"). La valeur de son autorité étant supérieure à la valeur limite (0,7) mais malgré tout très proche, elle offre une meilleure progressivité du débit et par là, de la puissance thermique.

- Avec une vanne à caractéristique logarithmique.

Autorité choisie comme donnée d'entrée, $a_V = 0,5$, la perte de charge pour une cette autorité est de :

$$\Delta P_V = 0,5 / (1 - 0,5) \times 0,00224 = 0,00224 \text{ bar}$$

soit égale à celle du circuit à débit variable.

le Kv_S de la vanne pour déterminer le choix est de :

$$Kv_S = 0,614 \times \text{RACINE}(988,04 / (0,00224 \times 1000)) = 12,89 \text{ m}^3/\text{h}.$$

Toujours dans le même catalogue, le choix se porte sur le type de vanne VR3 DN32 (1^{1/4}") avec un Kv_S de 16 m³/h.

La perte de charge ne sera pas de 0,00224 bar mais de :

$$\Delta P_V = 988,04 \times (0,614 / 16)^2 / 1000 = 0,00146 \text{ bar}$$

d'où une autorité de :

$$a_V = 0,00146 / (0,00224 + 0,00146) = 0,39$$

L'autorité est correcte mais voyons la valeur avec le modèle inférieur. Ce modèle est le type VR3 DN25 (1") avec un Kv_S de 10 m³/h.

La perte de charge est de :

$$\Delta P_V = 988,04 \times (0,614 / 10)^2 / 1000 = 0,00372 \text{ bar}$$

d'où une autorité de :

$$a_V = 0,00372 / (0,00224 + 0,00372) = 0,62$$

Comme nous l'avons vu sur le graphique plus haut (en partie seulement et pour $a_V = 0,5$ et $0,7$), la courbe du système est relativement proportionnelle à la course. Pour cette proportionnalité, la plage d'autorité va de $0,3$ à $0,7$, dans ce cas, les deux modèles de vanne conviennent pour l'installation. Ici c'est le rapport de réglage qui va aider à faire le choix. Si le rapport de réglage est plutôt faible ($M_V < 50$) on choisira la vanne ayant l'autorité la plus élevée de façon à ne pas amplifier l'instabilité dans la zone de fermeture, si par contre le rapport de réglage est assez élevé ($M_V \geq 50$), on préférera la vanne ayant l'autorité la plus faible afin de limiter l'augmentation de la perte de charge de base servant au dimensionnement du circulateur sans pour autant amplifier l'instabilité de la régulation dans la zone de fermeture.

Pour une course $H = 0$ et pour ce type de vanne, le K_{V_0} est égal à $0,1\%$ de K_{V_S} , soit, avec les valeurs

du modèle VR3 DN32 (1^{1/4}") :

$$K_{V_0} = 16 \times 0,001 = 0,016 \text{ m}^3/\text{h}$$

Ceci nous donne un rapport de réglage de :

$$M_V = 16 / 0,016 = 1000$$

Avec un type de vanne d'une telle qualité, le choix se porte sans hésitation sur le modèle ayant l'autorité la plus faible, donc le modèle VR3 DN32 (1^{1/4}").

Comme une vanne 3 voies a été rajoutée au circuit, la perte de charge de base va augmenter, elle passe de 1000 mmCE si la perte de charge artificielle n'a pas été rajoutée pour compenser la perte de charge résultante ($100,49 \text{ mmCE}$) sinon, de $899,51 \text{ mmCE}$ à :

avec la vanne à caractéristique linéaire :

$$0,0058 \times 10193 = 59,12 \text{ mmCE}$$

$$899,51 + 59,12 = 958,63 \text{ mmCE} (0,0940 \text{ bar})$$

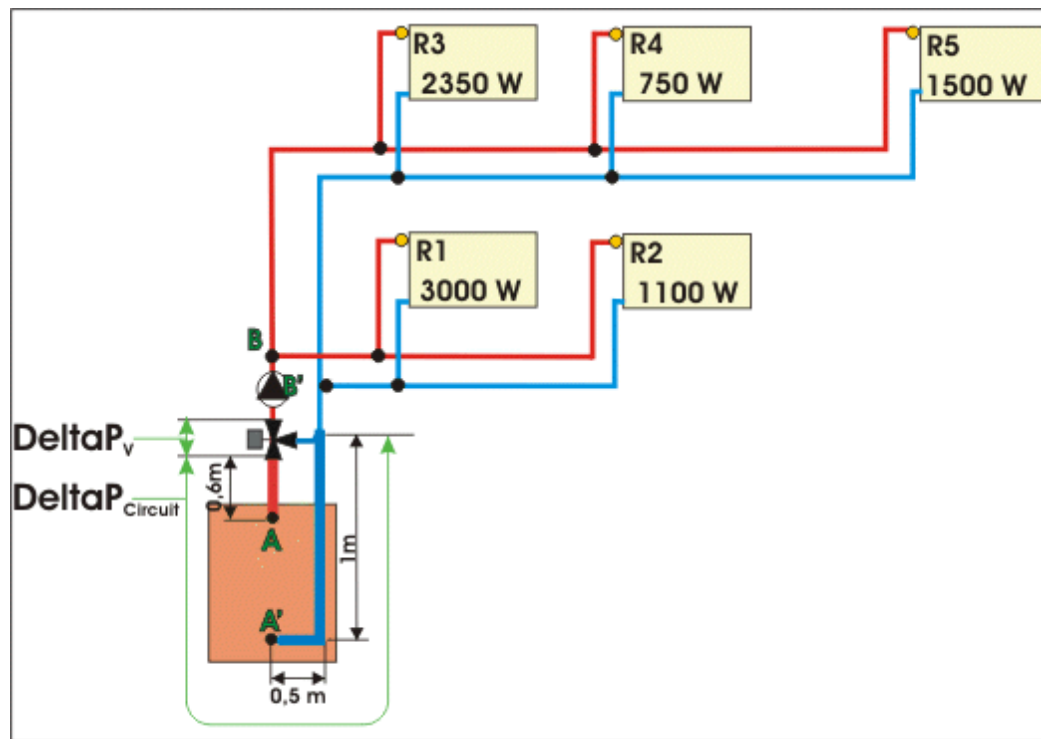
avec la vanne à caractéristique logarithmique :

$$0,00146 \times 10193 = 14,88 \text{ mmCE}$$

$$899,51 + 14,88 = 914,39 \text{ mmCE} (0,0897 \text{ bar}).$$

La perte de charge disponible en vitesse 1 pour le débit de 614 l/h étant de 1250 mmCE et ceci en n'ayant pas créé de perte de charge artificielle pour arriver à $899,51 \text{ mmCE}$ aucun problème, sinon, une simple rectification de la valeur de cette perte de charge artificielle sera à faire. Dans le cas contraire, un rééquilibrage serait à faire en choisissant, dans le cadre de l'exemple, une vitesse supérieure (vitesse 2) ou alors un circulateur plus puissant si cela s'averrait nécessaire.

L'exemple montre bien l'interdépendance vanne/circuit.



Pour un dimensionnement rapide, il est possible de prendre, pour la vanne, un diamètre au dessous du diamètre des conduites de départ et retour chauffage (Voir la page "[Les radiateurs](#)" pour définir les diamètres), ceci afin d'avoir un réglage plus fin. Une vanne en 1/2" sera utilisée si le départ est en 3/4" ou 20x22, une vanne en 3/4" sera utilisée si le départ est en 1" ou 26x28 et une vanne en 1" sera utilisée si le départ est en 1 1/4" ou 30x32. Cette règle empirique a donnée satisfaction dans la pratique mais elle n'aura jamais l'efficacité d'un dimensionnement par calcul. Pour preuve, la vanne à caractéristique linéaire choisie dans l'exemple précédent a un DN égal aux tuyaux la raccordant (cuivre de diamètre 20x22) et celle à caractéristique logarithmique a un DN supérieur à ces derniers. Comme le diamètre des tuyaux au départ de la chaudière est fonction de la façon dont on a conduit les calculs de pertes de charge et de la manière arbitraire du choix des diamètres tout au long du circuit le plus défavorisé (l'exemple en est donné pour le calcul du tronçon AB B'A'), il ne faut pas se fier aveuglément à cette règle.



La soupape (ou vanne) différentielle.

Son rôle est d'assurer un débit suffisant au circulateur dans le cas où tous les robinets thermostatiques se fermeraient en même temps (ce qui augmente la pression aval au circulateur) ou pour limiter une pression différentielle trop importante entre le départ et le retour et ceci afin d'éviter les phénomènes de bruit éventuels dus à la cavitation.

La cavitation :

Lorsque la pression augmente en aval du circulateur, la pression à l'aspiration diminue, quand cette pression diminue jusqu'au point de pression de vapeur saturante, l'eau se vaporise de façon spontanée. Avec cette vaporisation de l'eau le débit chute brutalement et c'est à ce moment là qu'il y a cavitation. Les bulles de vapeur sont alors entraînées vers la périphérie de la roue et se condensent (condensation due à la pression plus importante qui y règne). C'est ce phénomène de vaporisation/condensation qui génère du bruit, l'eau en se vaporisant augmente fortement de volume et en se condensant, se rétracte violemment ce qui crée des crépitements caractéristiques. La cavitation entraîne une érosion de la roue et le circulateur fini par perdre ses caractéristiques hydrauliques.

Le remède simple pour éviter le phénomène de cavitation est l'installation d'une soupape différentielle qui va éviter la surpression aval et donc, maintenir une pression amont au dessus de la pression minimale conseillée. Pour les circulateurs en installations individuelles, cette pression minimale est de 0,5 mCE (0,049 bar) pour une plage de température maxi de 75 °C et de 2,8 mCE (0,275 bar) pour une température maxi de 95 °C.

La plage de réglage de pression différentielle est en général de 0,05 à 0,5 Bar (0,509 à 5,096 mCE). Le choix de la soupape est fonction de la perte de charge de l'installation (perte de charge de base ou de référence) et du débit nominal de celle-ci. La soupape différentielle doit pouvoir laisser passer la moitié du débit nominal (débit bipassé) pour la perte de charge de l'installation moins le coefficient X_p , Débit_v

$$= \text{Débit}_{\text{Nominal}} / 2.$$

Le coefficient X_p , représente l'élévation de perte de charge nécessaire à l'ouverture de la vanne, il se situe généralement aux alentours de 0,05 bar (509,68 mmCE) pour les petites vannes (1/2", 3/4" et 1"). En admettant qu'une soupape différentielle soit à installée sur l'installation prise en exemple pour le dimensionnement des conduites à la page "[Les radiateurs](#)", la perte de charge de base (ou de référence) est de 949,69 mmCE soit 0,0931 bar (93,17 mbar) et le débit total de cette installation est de 614 l/h. Le débit bipassé est de :

$$\text{Débit}_v = 614 / 2 = 307 \text{ l/h.}$$

Avec une perte de charge totale de 0,0931 bar, la perte de charge aux bornes de la vanne ne devra pas excéder :

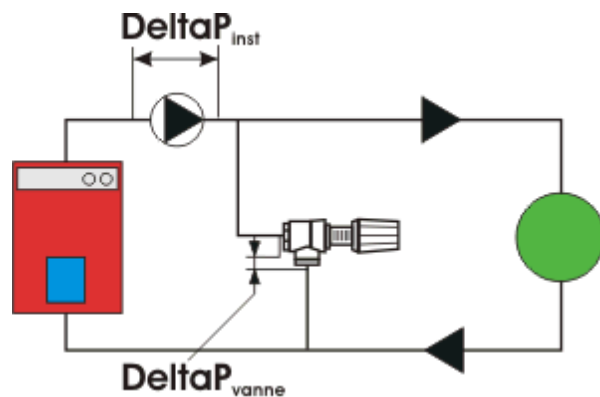
$$\Delta P_v = \Delta P_{\text{Inst}} - X_p$$

$$\Delta P_v = 0,0931 - 0,05 = 0,0431 \text{ bar}$$

Pour cet exemple, la perte de charge maximale aux bornes de la vanne est inférieure à la perte de charge minimale de cette dernière (0,05 bar) donc la hauteur manométrique (HM) du circulateur devra être relevée de façon à pouvoir vaincre cette perte de charge minimale, ceci engendrera un rééquilibrage du circuit. En prenant dans ce cas une perte de charge égale à 1250 mmCE (0,123 bar), la perte de charge aux bornes de la vanne sera de :

$$\Delta P_v = 0,123 - 0,05 = 0,073 \text{ bar}$$

Sur l'abaque d'un fabricant (ici Danfoss) la vanne correspondant à un débit de 0,3 m³/h pour une perte de charge de 0,073 bar est une AVDO 20 (diamètre 3/4").



Pour un dimensionnement rapide, il est possible de se baser sur la puissance de l'installation :

- 0 à 17 kW : soupape 1/2"
- 17 à 35 kW : soupape 3/4"
- 35 à 58 kW : soupape 1"

Note : Il est malgré tout conseillé de vérifier que la perte de charge de la vanne pour la moitié du débit nominal ne soit pas supérieure à celle de référence.

Réglage de la soupape différentielle.

Comme indiqué plus haut, la soupape différentielle a une plage de réglage (0,05 à 0,5 bar) et pour éviter, durant le fonctionnement normal de l'installation (quand les robinets sont ouverts), qu'une partie du débit passe par la soupape, ce qui entraîne une carence de débit pour les émetteurs et donc une chute de puissance, un réglage de sa perte de charge doit être fait. Pour l'exemple, l'index de réglage devra être amené devant la graduation 0,073 bar (par vissage de la poignée jusqu'à dépasser légèrement 0,05 bar car la graduation 0,073 bar n'existe pas).

La bouteille de découplage hydraulique.

La bouteille de découplage hydraulique plus connue sous le nom de "bouteille casse-pression" est un bon moyen pour éliminer les perturbations et interférences entre le circuit primaire (génération de chaleur) et le circuit secondaire (émission de chaleur).

Avantages de la bouteille casse-pression.

- assurer un débit constant dans le ou les générateurs
- assurer une température de retour minimale pour le ou les générateurs, pour cela, un calcul précis des débits doit être fait (débit du circuit primaire toujours supérieur au débit secondaire)
- supprimer la pression du circuit primaire ou du moins la rendre très faible par rapport aux pertes de charge du ou des circuits secondaires (le circuit primaire ne poussant pas dans le ou les circuits secondaires)
- équilibrage des débits entre plusieurs circuits de génération
- équilibrage des débits entre plusieurs circuits de distribution (chaque circuit prenant le débit qui lui est nécessaire sans causer de perturbation dans le circuit primaire)
- dégazage et purge plus efficace de l'installation
- décantation et évacuation des boues de chauffage

 **Nécessités pour l'efficacité d'une bouteille casse-pression.**

Pour être efficace, la bouteille casse-pression doit satisfaire à plusieurs points :

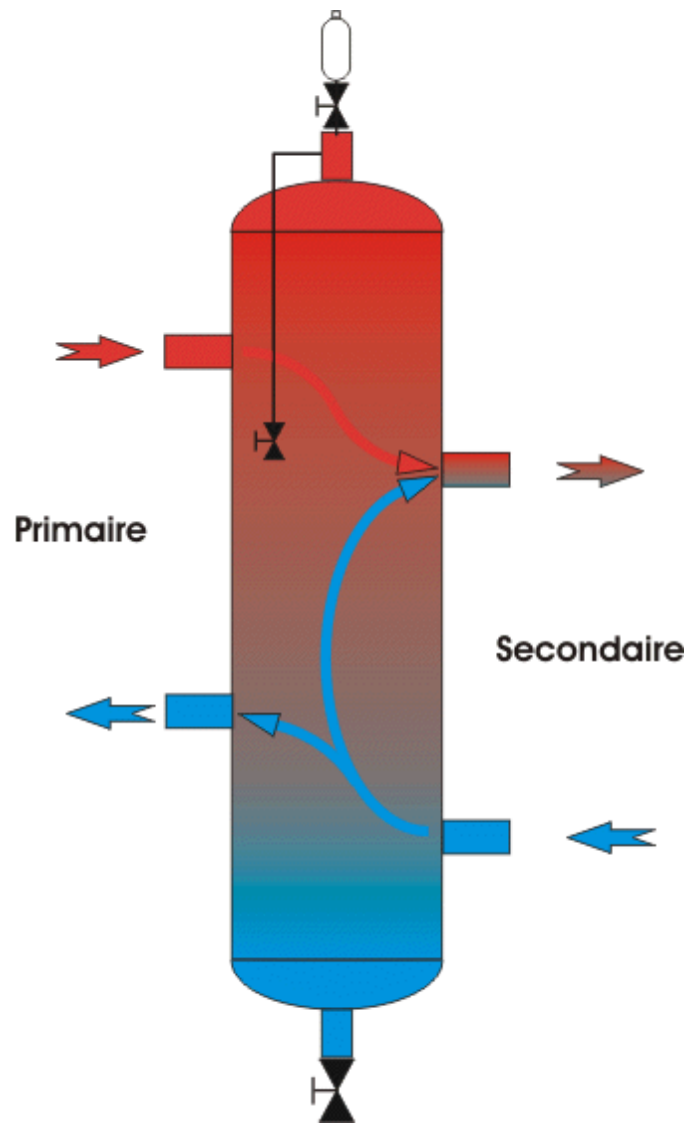
- avoir un diamètre qui permet des vitesses de fluide relativement faible, de l'ordre de 0,05 à 0,15 m/s avec un maximum de 0,20 m/s afin d'optimiser le dégazage et la décantation et surtout d'éviter les doubles circulations ce qui risquerait de désolidariser le circuit primaire du circuit secondaire par des vitesses de fluide trop importantes et réduirait fortement l'échange thermique.
- être positionnée verticalement afin d'éviter les circulations parasites dues à l'effet thermosiphon
- avoir les piquages décalés afin d'éviter le phénomène d'injection ce qui peut créer un déséquilibre dans les débits de l'installation par suralimentation d'un circuit par rapport à un autre

 **Précautions à prendre avec une bouteille casse-pression.**

Attention, il est impératif que le débit du circuit primaire soit toujours supérieur au débit du circuit secondaire sous peine d'avoir une circulation parasite (recyclage des retours dans la boucle de distribution comme le montre le croquis ci-dessous), mis à part pour une chaudière à condensation (voir plus loin). Dans le cas où plusieurs générateurs sont installés en cascade, l'arrêt de l'un d'entre eux ou de plusieurs d'entre eux en inter-saison, va induire une baisse du débit primaire et rendre ce dernier inférieur au débit secondaire surtout durant les périodes de relances (vannes mélangeuses complètement ouvertes). Afin de corriger le problème prévoir dès le début un débit primaire suffisamment important par rapport au débit secondaire et augmenter la température de génération afin d'éviter l'ouverture en grand des vannes mélangeuses.

Si le générateur est une chaudière à condensation, il est fortement déconseillé, dans ce cas, d'avoir un débit primaire supérieur au débit secondaire car le recyclage d'une partie de l'eau de départ va augmenter la température de l'eau de retour et par là, réduire le phénomène de la condensation. Il peut être même préférable que le débit secondaire soit légèrement supérieur au débit primaire afin d'assurer à la chaudière à condensation une température de retour la plus basse possible. L'idéal étant une parfaite connaissance des débits (primaire et secondaire) et d'effectuer un équilibrage pour que ces débits soient les plus proches possible l'un de l'autre, ceci nécessitant obligatoirement l'installation de vannes d'équilibrage avec prise de mesures et l'utilisation d'un appareil adapté.

En règle générale, pour un réglage parfait de l'installation, tous circuits (primaires et secondaires) doivent être équipés de vannes d'équilibrage avec prises de mesures.





Dimensionnement d'une bouteille casse-pression.

- **1)** Définir le diamètre de la bouteille en fonction du débit le plus important qui est le débit du ou des générateurs (somme des débits des générateurs).
- **2)** Définir la vitesse dans la bouteille de 0,05 à 0,15 m/s avec une moyenne d'environ 0,08 à 0,10 m/s, le maximum conseillé étant 0,20 m/s

Un petit exemple simple :

Le générateur a une puissance de 150 kW, l'augmentation de température voulue est de 10 °C, le débit nécessaire pour irriguer le générateur est dans ce cas de :

$$D = 150 / (1,163 \times 10) = 12,9 \text{ m}^3/\text{h}$$

Le diamètre du circuit primaire (circuit générateur) est en 2 1/2" (DN 65), la vitesse en m/s dans cette conduite est de :

$$v = 12,9 / 3600 / (0,0325^2 \times \text{PI}) = 1,079 \text{ m/s}$$

La vitesse désirée dans la bouteille casse-pression est de 0,10 m/s ce qui demande un diamètre de :

$$d_i = (D / 3600 / v / \text{PI})^{0,5} \times 2$$

$$d_i = (12,9 / 3600 / 0,1 / 3,14)^{0,5} \times 2 = 0,2136 \text{ m, soit } 213,6 \text{ mm}$$

ou de façon plus simple avec la formule suivante :

$$d_i = (D / v / 2827)^{0,5}$$

$$d_i = (12,9 / 0,1 / 2827)^{0,5} = 0,2136 \text{ m}$$

Pourquoi 2827 ? explications :

La section est égale à :

$$s = r^2 \times \text{PI} \text{ mais aussi à : } s = d_i^2 / 4 \times \text{PI}$$

$$v = D / s / 3600$$

donc :

$$v = D / (d_i^2 / 4 \times \text{PI}) / 3600$$

$$d_i^2 = D / v / (3600 \times \text{PI} / 4)$$

3600 x Pi / 4 étant une constante on a alors :

$$3600 \times \text{PI} / 4 = 2827,433 \text{ arrondi à } 2827$$

$$d_i = (D / v / 2827)^{0,5}, \text{ en m avec D en m}^3/\text{h}$$

Pour le diamètre directement en mm :

$$d_i = (D / v / 2,827)^{0,5}, \text{ en mm avec } d_i, \text{ D en litres/h}$$

Le tube du commerce à utiliser sera de diamètre 273 x 260 mm, le diamètre inférieur étant trop petit (219 x 207 mm)

La vitesse de fluide sera alors de :

$$v = 12,9 / 3600 / (0,13^2 \times \text{PI}) = 0,675 \text{ m/s}$$

Cette formule peut aussi être utilisée pour définir le diamètre d'une conduite. Exemple :

Admettons une conduite en cuivre où l'on souhaite une vitesse maximale de 0,7 m/s pour un débit de 1300 l/h :

$$d_i = (1300 / 0,7 / 2,827)^{0,5} = 25,63 \text{ mm}$$

Le tube à utiliser sera du cuivre diamètre 26 x 28 mm

Partant de cette formule il est possible d'obtenir les deux autres valeurs :

$$v = D / d_i^2 / 2,827$$

$$D = d_i^2 \times v \times 2,827$$

Avec le diamètre de 26 x 28 mm, la vitesse sera alors de :

$$v = 1300 / 26^2 / 2,827 = 0,68 \text{ m/s}$$

- **3)** Appliquer la règle des 3 d (trois diamètres), règle empirique, pour le positionnement des piquages, le diamètre à prendre en compte étant généralement le diamètre piqué le plus important qui se trouve souvent être celui du circuit primaire mais il est aussi possible d'utiliser le diamètre de la bouteille

une fois qu'il a été défini. La partie séparant le coté départ (haut de la bouteille) du coté retour (bas de la bouteille) doit avoir une dimension supérieure aux 3 diamètres, l'idéal étant d'avoir 6 diamètres afin d'avoir une bonne strate des températures. Voir le croquis ci-dessous :



- 4) Dans le cas où les générateurs raccordés aient des températures différentes, le plus chaud doit être piqué le plus haut aussi bien coté départ que coté retour. Il en est de même pour la partie émission, le circuit demandant la température la plus élevée étant piqué le plus haut comme par exemple le circuit radiateurs par rapport au circuit plancher chauffant et ceci afin de respecter au mieux la stratification. Voir le croquis ci-dessous :

