



RAPPORT

UNE ÉDITION DU CENTRE SCIENTIFIQUE ET TECHNIQUE DE LA CONSTRUCTION

n° 14

Avril 2013

Conception et dimensionnement des installations de chauffage central à eau chaude

**Corrigendum à la page suivante
(décembre 2014)**

**Les §§ 9.1 à 9.7 inclus sont remplacés par le CSTC-Rapport n° 22
(octobre 2022)**



RAPPORT 14 Conception et dimensionnement des installations de chauffage central à eau chaude – Errata

- **Correctif n° 1 (04/12/2014)**

P. 226, le graphique de la figure A.1 est remplacé par le graphique suivant :

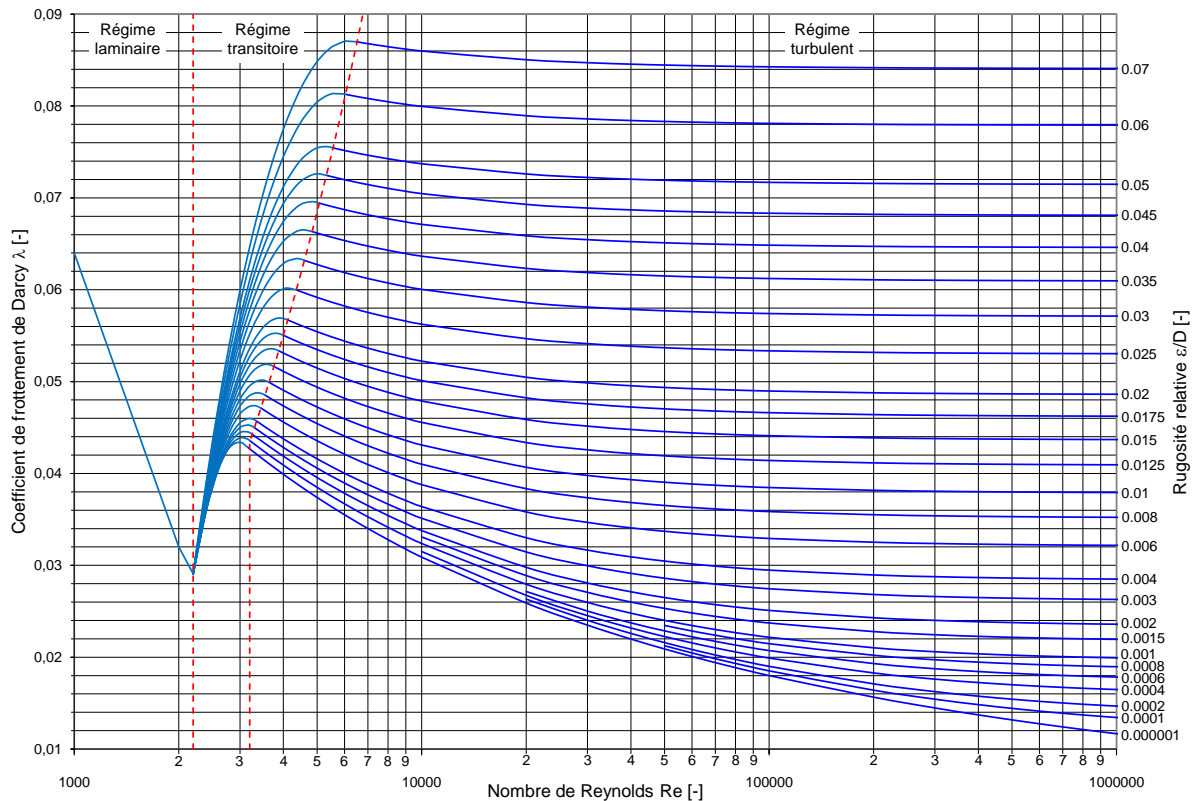


Fig. A.1 Coefficient de friction λ en fonction du nombre de Reynolds et de la rugosité relative (diagramme de Moody).

Le présent Rapport, refonte complète de l'édition parue en 1992 (CSTC-Rapport n° 1), a été élaboré au sein d'un groupe de travail issu du Comité technique *Chauffage et climatisation*.

Composition du Comité technique *Chauffage et climatisation*

Président

R. Debruyne

Membres

H. Camps, V. Cazier, M. De Bie, E. Demol, P. Gosseye, B. Ledoyen, G. Ledoyen, J. Mampaey, L. Mehaudens, J.-P. Minne, J. Nouwynck, R. Onkelinx, S. Palinckx, A. Palumbo, D. Peytier, R. Praets, M. Therer, R. Thijs, J. Vanaken, K. Van Campenhout, E. Vandenbosch, P. Van Orshoven, L. Vercruysse

Ingénieurs-animateurs

C. Delmotte et P. Van den Bossche (CSTC)

Composition du groupe de travail

Président

R. Debruyne (ICS)

Membres

M. De Bie (ICS), E. Demol (ATTB), E. Janssen (KdG-Hogeschool), G. Ledoyen (ICS), J. Mampaey (ATIC), J.-P. Minne (ATIC), J. Nouwynck (ATIC), R. Onkelinx (ICS)

Ingénieur-rapporteur

J. Schietecat (CSTC)

Ont également collaboré à l'élaboration de ce document :

K. De Cuyper (CSTC), C. Delmotte (CSTC), L. Lassoie (CSTC), P. Van den Bossche (CSTC) et M. Wagner (ex CSTC).



CENTRE SCIENTIFIQUE ET TECHNIQUE DE LA CONSTRUCTION

CSTC, établissement reconnu en application de l'arrêté-loi du 30 janvier 1947

Siège social : Rue du Lombard 42 à 1000 Bruxelles

Publication à caractère scientifique visant à faire connaître les résultats des études et recherches menées dans le domaine de la construction en Belgique et à l'étranger.

La reproduction ou la traduction, même partielles, du présent Rapport n'est autorisée qu'avec le consentement de l'éditeur responsable.

	PRÉFACE	7
1	DOMAINE D'APPLICATION	11
2	SYMBOLES, UNITÉS ET ABRÉVIATIONS	15
	2.1 Symboles et unités	15
	2.2 Abréviations	17
3	DISPOSITIONS RELATIVES À LA CONCEPTION DES INSTALLATIONS DE CHAUFFAGE DANS LES BÂTIMENTS	21
	3.1 Introduction	21
	3.2 Dispositions relatives à la conception de l'installation	21
	3.3 Réglementation sur la performance énergétique (PEB)	22
	3.4 Optimisation des performances énergétiques des installations de chauffage	35
	3.5 Optimisation des performances énergétiques des installations de production d'eau chaude sanitaire	39
4	DÉTERMINATION DE LA PUISSANCE DE CHAUFFE	43
	4.1 Introduction	43
	4.2 Puissance nécessaire au chauffage du bâtiment	43
	4.3 Puissance nécessaire pour la production d'eau chaude sanitaire	47
5	CALCUL DE LA PUISSANCE DE LA CHAUDIÈRE	59
	5.1 Introduction	59
	5.2 Puissance minimum de la chaudière	59
	5.3 Puissance minimum d'une chaudière combinant chauffage et production d'eau chaude sanitaire	60
	5.4 Nombre minimum de chaudières à installer	60
6	CONCEPTION ET DIMENSIONNEMENT DES SYSTÈMES D'ÉMISSION CALORIFIQUE	65
	6.1 Introduction	65
	6.2 Conventions applicables aux systèmes de chauffage à haute, basse et très basse température	65
	6.3 Systèmes de chauffage à radiateurs	66
	6.4 Systèmes de chauffage à convecteurs	72
	6.5 Chauffage par rayonnement au sol, aux murs ou aux plafonds	73
	6.6 Éléments de construction thermoactifs	81
7	CONCEPTION ET DIMENSIONNEMENT DU RÉSEAU DE DISTRIBUTION	87
	7.1 Introduction	87
	7.2 Règles de conception applicables à toutes les installations de chauffage	87
	7.3 Conception et dimensionnement d'une installation bitube	88
	7.4 Conception et dimensionnement d'un système collecteur (à point de distribution central)	112
	7.5 Conception et dimensionnement d'une installation monotube	116
	7.6 Conception d'une boucle de Tichelmann	129

8

CIRCULATEURS	139
8.1 Introduction	139
8.2 Types de circulateurs pour les installations de chauffage central	139
8.3 Courbe caractéristique de l'installation, courbe caractéristique de la pompe et point de fonctionnement théorique	140
8.4 Puissance, rendement, consommation d'énergie et NPSH des pompes	144
8.5 Choix d'une pompe adaptée	148
8.6 Fonctionnement des pompes en série et en parallèle	150
8.7 Réglage du débit de conception (débit constant)	153
8.8 Régulation du débit (débit variable)	155
8.9 Exigences en matière d'efficacité énergétique des pompes	158

9

VASES D'EXPANSION	163
9.1 Introduction	163
9.2 Rôle, importance et fonctionnement du vase d'expansion	163
9.3 Qualité et entretien du vase d'expansion	165
9.4 Emplacement du vase d'expansion dans l'installation	166
9.5 Volume d'expansion de l'eau (V_e)	168
9.6 Calcul de la contenance de l'installation (V_{sys})	169
9.7 Dimensionnement des vases d'expansion à pression variable	170
9.8 Dimensionnement des vases d'expansion à pression constante	182

10

RÉGULATION DE L'INSTALLATION DE CHAUFFAGE	191
10.1 Introduction	191
10.2 Classement des systèmes de régulation	191
10.3 Régulation de la température intérieure	193
10.4 Nécessité d'adapter la puissance de chauffe	195
10.5 Régulation de la température de l'eau de la chaudière	198
10.6 Choix, régulation et commande des débits d'eau	202
10.7 Séparation hydraulique entre le circuit primaire et les circuits secondaires	207
10.8 Schémas hydrauliques	213

ANNEXE A Pertes de charge linéaires et vitesse de l'eau dans les tuyauteries	224
---	-----

ANNEXE B Coefficient de perte de charge des résistances locales	232
--	-----

ANNEXE C Facteur de correction de l'émission calorifique des radiateurs en fonction de leur emplacement	235
--	-----

ANNEXE D Facteur de correction de l'émission calorifique des radiateurs à diverses températures ambiantes et diverses températures d'eau	237
---	-----

ANNEXE E Conversion des unités de débit, de pression, de puissance et d'énergie	239
--	-----

ANNEXE F Tableau de calcul pour le dimensionnement d'une installation de chauffage	241
---	-----

ANNEXE G Tableau de calcul pour la sélection des radiateurs d'une boucle monotube	243
--	-----

ANNEXE H Dimensionnement des vases d'expansion fermés	245
--	-----

BIBLIOGRAPHIE	251
----------------------------	-----

PRÉFACE



PRÉFACE

En 1992, le CSTC publiait le premier numéro d'une nouvelle série de publications destinée à fournir des informations complètes et détaillées sur un domaine ou un sujet spécifique du secteur de la construction. Etabli à la demande du Comité technique *Chauffage et climatisation*, le Rapport CSTC n° 1 fut ainsi conçu comme un ouvrage de référence à l'intention des concepteurs et installateurs de chauffage à la recherche d'une méthode de calcul correcte et précise pour dimensionner les installations de chauffage central à eau chaude. Cette publication, dont le succès ne s'est jamais démenti au fil des ans, est encore utilisée aujourd'hui dans nombre d'écoles techniques et centres de formation qui enseignent la matière aux futurs installateurs et techniciens chauffagistes.

En 2009, le Comité technique a jugé opportun d'inscrire la révision du Rapport n° 1 à son programme de travail. Cette révision se justifiait de par l'évolution des techniques d'installation et des technologies applicables aux matériaux, aux appareils et aux systèmes. Les modifications concernent tant la détermination de la puissance de chauffage (production d'eau chaude sanitaire comprise) que la conception et le calcul des installations à basse et très basse température, chaudières à condensation et pompes à vitesse variable, ou encore le dimensionnement des vases d'expansion et les modes de réglage (température d'eau, débit, température intérieure, etc.).

Les réglementations en matière d'isolation thermique parues après 1992, suivies dès 2006 de celles sur la performance énergétique des bâtiments (PEB) ont entraîné un bouleversement dans le secteur HVAC. La sévérité croissante des exigences d'isolation et la baisse concomitante des puissances de chauffe renforcent en effet la nécessité d'un dimensionnement et d'un réglage corrects des installations. L'installateur se voit en outre confronté à une multitude de prescriptions et de recommandations d'économie d'énergie visant à augmenter le rendement des systèmes. Dans un proche avenir, les directives EuP (2005/32/CE) [P2] et *Ecodesign* (2009/125/CE) [P4] s'imposeront également aux fabricants, qui seront tenus de respecter des conditions strictes pour l'écoconception des produits consommateurs d'énergie (chaudières, pompes, etc.). Cette nouvelle donne exigera un effort supplémentaire de la part des installateurs, qui devront s'approprier l'usage de ces nouveaux appareils, leurs caractéristiques et leur mise en œuvre. Les économies d'énergie et l'utilisation rationnelle de l'énergie constitueront donc le fil rouge du présent Rapport.

Parallèlement aux réglementations PEB, de nombreuses normes européennes ont vu le jour, dont l'application sur le territoire belge concerne directement ou indirectement les installateurs et les auteurs de projet. Ces nouvelles normes reflètent les règles de bonne pratique et leur garantissent une protection juridique en cas de litige ou de contestation. Nous nous sommes donc efforcés d'intégrer dans ce document les informations essentielles des nouvelles normes, ou du moins d'y faire référence. Signalons à cet égard que le CSTC met gratuitement à la disposition de ses ressortissants un grand nombre de normes sur son site Internet www.cstc.be.

Avec la parution de ce nouvel ouvrage de référence, le Comité technique *Chauffage et climatisation* du CSTC espère rencontrer les besoins pratiques des installateurs de chauffage central à eau chaude et des auteurs de projet.

1 DOMAINE D'APPLICATION



1 DOMAINE D'APPLICATION

Le champ d'application de ce Rapport couvre la conception et le dimensionnement des installations de chauffage central à eau chaude raccordées à un générateur de chaleur fonctionnant avec un combustible solide, liquide ou gazeux. Les installations décrites sont destinées aussi bien au chauffage des maisons d'habitation qu'à celui des grands bâtiments (immeubles à appartements, bureaux, écoles, etc.). Toutefois, par souci de clarté et de simplicité, nous nous sommes limités, dans les exemples de calcul, aux petites installations résidentielles.

Tous les régimes d'eau ont été envisagés : haute température, basse et très basse température, ceci afin d'élargir au maximum le champ d'application du document et de prendre en compte les anciennes comme les nouvelles chaudières (chaudières HT et BT, chaudières à condensation, etc.). Pour la détermination de la puissance de la chaudière, nous avons en outre tenu compte du chauffage du bâtiment et de la production d'eau chaude sanitaire.

Quant aux déperditions thermiques du bâtiment, nous nous en sommes tenus aux principes des méthodes de calcul des pertes par transmission et par ventilation. Pour plus de détails à ce sujet, il y a lieu de se référer à la norme européenne NBN EN 12831 [B22] et à son complément belge, la NBN B 62-003 [B2], tous deux en cours de révision à l'heure de publier ce Rapport.

Le document n'aborde pas directement l'utilisation des générateurs de chaleur fonctionnant avec des sources d'énergie durables ou renouvelables (pompes à chaleur, cogénération, etc.). Les systèmes d'émission calorifique (à eau) associés à ces générateurs peuvent néanmoins être conçus et dimensionnés sur la base des méthodes de calcul décrites, moyennant leur adaptation aux basses ou très basses températures d'eau.

Au chapitre relatif au dimensionnement du système d'émission calorifique, nous nous attacherons plus particulièrement au chauffage par radiateurs à haute ou basse température (système monotube ou bitube, collecteur central, boucle de Tichelmann, etc.). Les autres modes de diffusion à basse ou très basse température (chauffage par le sol, le plafond ou les murs, par éléments thermoactifs, etc.) ayant été largement traités dans de précédentes publications du CSTC, seul leur principe de fonctionnement sera rappelé.

Nous nous pencherons enfin sur les systèmes de réglage de la température d'eau, de la température des locaux et des débits d'eau. Nous illustrerons notre propos à l'aide de schémas de régulation et de raccordement hydraulique recommandés tant pour les maisons individuelles que pour les immeubles d'appartements ou de bureaux.

Le refroidissement des locaux, le chauffage décentralisé (poêles) et le chauffage électrique ne sont pas abordés dans le présent Rapport.

2 SYMBOLES, UNITÉS ET ABRÉVIATIONS

2.1	Symboles et unités	15
2.2	Abréviations	17



2 SYMBOLES, UNITÉS ET ABRÉVIATIONS

2.1 SYMBOLES ET UNITÉS

Les symboles et unités utilisés tout au long de ce Rapport sont présentés au tableau 1.

Tableau 1 Symboles et unités utilisés dans le Rapport.

Symboles romains		
Symbole	Unité	Grandeur
A	m ²	Aire, surface
A _c	m ²	Section
b _u	–	Facteur de correction de la température
c	J/(kg.K)	Capacité thermique massique (exprimée également en Wh/kg.K)
C	kg ⁻¹ .m ⁻¹	Constante caractéristique des tuyauteries
C	m	Compacité volumique (niveau d'isolation)
d	m	Epaisseur
D	m	Diamètre d'un tuyau (D _i = diamètre intérieur; D _e = diamètre extérieur)
e	%	Coefficient d'expansion de l'eau
f	–	Facteur de correction et de conversion
f _{RH}	–	Facteur de réchauffement d'un local
F _p	–	Facteur de pression du vase d'expansion
g	m/s ²	Accélération de la pesanteur (9,81 m/s ²)
G _w	–	Facteur de correction (déperditions thermiques par le sol)
h	m	Hauteur
H	W/K	Coefficient de transfert thermique
H	m	Hauteur de refoulement d'une pompe
h _s	W/(m ² .K)	Coefficient d'échange thermique superficiel
h _{st}	m	Hauteur statique entre le vase d'expansion et le point le plus haut de l'installation
k _{vs}	m ³ /h	Débit d'eau conventionnel d'un robinet de radiateur complètement ouvert
K _H	W/(m ² .K)	Coefficient de transmission thermique équivalent (chauffage par le sol, fonction du système)
L, l	m	Longueur
n	–	Nombre, exposant
n	h ⁻¹	Taux de renouvellement d'air
n	s ⁻¹	Vitesse de rotation, régime d'une pompe

(suite du tableau à la page 16)

Symboles romains		
Symbole	Unité	Grandeur
p	Pa ou bars	Pression
p_{at}	Pa ou bars	Pression atmosphérique
p_{st}	Pa ou bars	Pression statique
P	W	Puissance d'une pompe
q_H	W/m ²	Densité du flux de chaleur (émission calorifique par unité de surface)
q_c	l/(h.kW)	Débit de contraction de l'eau (vase d'expansion)
q_m	kg/h	Débit massique (en général)
q_v	m ³ /h	Débit volumique (en général)
Q	m ³ /h	Débit volumique d'une pompe
Q	Wh	Quantité de chaleur (énergie disponible, utile ou consommée)
R	(m ² .K)/W	Résistance thermique
R	Pa/m	Perte de charge par unité de longueur (perte de charge linéaire)
R_s	(m ² .K)/W	Résistance thermique d'échange en surface
s	m	Ecartement des tuyaux
t	h	Temps, période
U	W/(m ² .K)	Coefficient de transmission thermique
v	m/s	Vitesse linéaire
V	m ³	Volume d'air
V_w	l	Volume d'eau
V_L	l/m	Quantité d'eau contenue par unité de longueur
Symboles grecs		
Symbole	Unité	Grandeur
α	–	Facteur d'alimentation d'un robinet de radiateur
β	–	Rapport entre les pertes de charge linéaires et les pertes de charge totales d'une installation
Δh	m	Différence de hauteur
Δp	Pa	Perte de charge
Δp_z	Pa	Perte de charge singulière d'une vanne
Δp_L	Pa	Perte de charge linéaire d'un tronçon
Δp_{reg}	Pa	Perte de charge à instaurer pour l'équilibrage
Δp_{tot}	Pa	Perte de charge totale de l'installation
$\Delta\theta$	K	Ecart de température
$\Delta\theta_H$	K	Ecart de température moyen entre une installation de chauffage par rayonnement et l'environnement
$\Delta\theta_m$	K	Ecart de température moyen entre un radiateur et l'environnement
ε	m	Rugosité des parois d'une conduite
ζ	–	Coefficient de perte de charge (résistance locale)
η	–	Rendement
θ_a	°C	Température ambiante (température de confort)
θ_e	°C	Température extérieure
θ_i	°C	Température intérieure
$\theta_{w,i}$	°C	Température de l'eau de départ (à la sortie de la chaudière ou à l'entrée d'un corps de chauffe)
$\theta_{w,r}$	°C	Température de l'eau de retour (à la sortie d'un corps de chauffe ou à l'entrée de la chaudière)

(suite du tableau à la page 17)

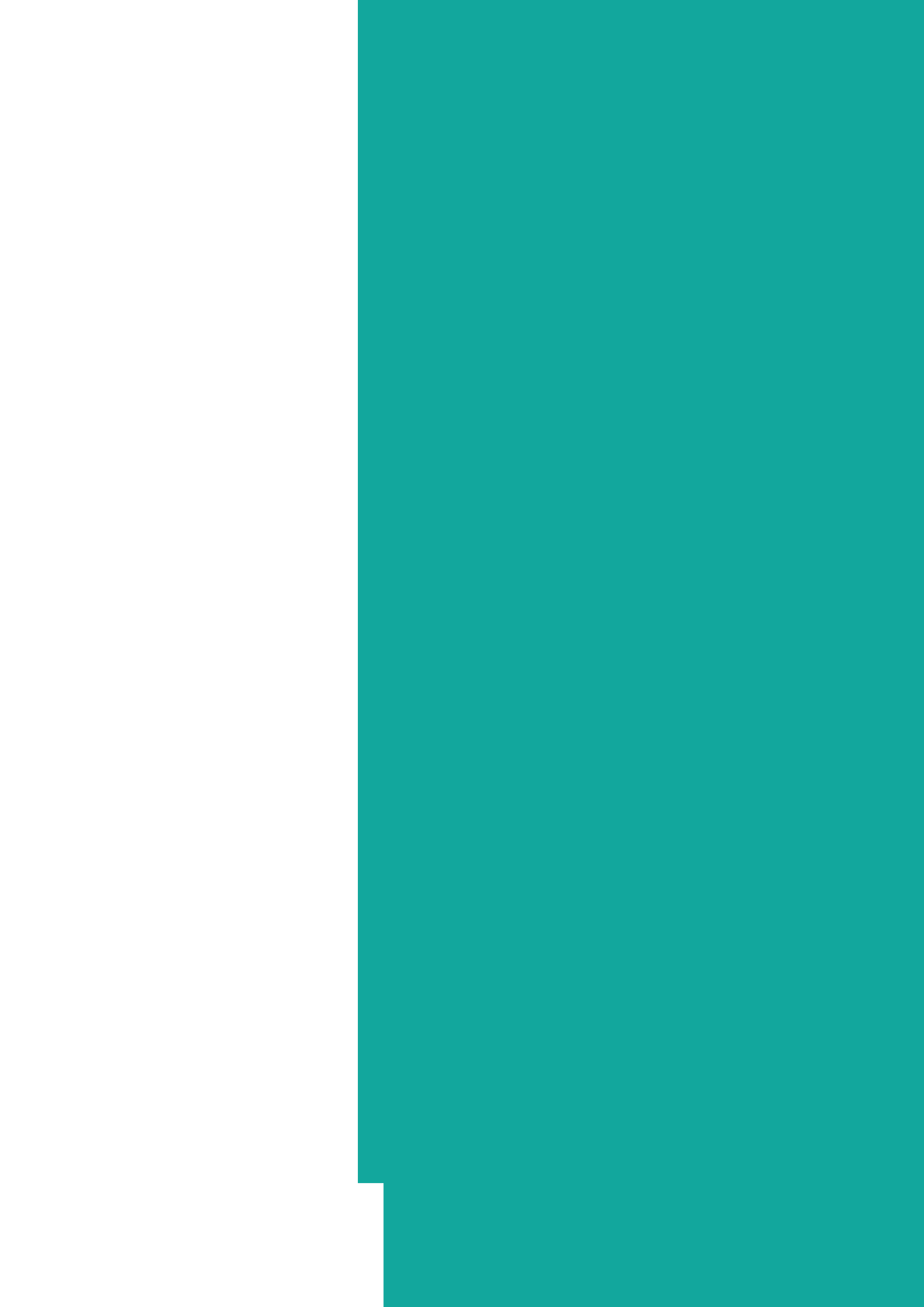
Symboles grecs		
Symbole	Unité	Grandeur
λ	W/(m.K)	Conductivité thermique
λ	–	Coefficient de frottement des parois d'une conduite
ν	m ² /s	Viscosité cinématique d'un liquide
ρ	kg/m ³	Masse volumique
Φ	W	Déperdition calorifique, émission calorifique, puissance thermique, flux de chaleur
Φ_{n50}	W	Emission de chaleur normalisée d'un corps de chauffe
Φ_{HL}	W	Déperdition calorifique totale d'un local ou d'un bâtiment
Φ_T	W	Déperdition de chaleur par transmission (au niveau d'un local ou d'un bâtiment)
Φ_V	W	Déperdition de chaleur par ventilation (au niveau d'un local ou d'un bâtiment)
Φ_{RH}	W	Puissance de chauffe d'un local ou d'un bâtiment
Φ_{SU}	W	Puissance minimale d'installation d'un générateur de chaleur
Ψ	W/(m.K)	Coefficient de transmission thermique linéique (pont thermique)
χ	W/K	Coefficient de transmission thermique ponctuel (pont thermique)

2.2 ABRÉVIATIONS

Les abréviations utilisées dans ce Rapport sont reprises au tableau 2.

Tableau 2 Abréviations utilisées dans le Rapport.

Abré- viation	Signification	Abré- viation	Signification
ACh	Aquastat de la chaudière	HT	Haute température
AR	Clapet antiretour	HVAC	<i>Heating, ventilation and air conditioning</i>
ART	Année de référence type	Niveau E	Niveau de performance énergétique
BA	Ballon d'eau chaude	Niveau K	Niveau d'isolation thermique
BCP	Bouteille casse-pression (bouteille de découplage hydraulique)	NPSH	<i>Net Positive Suction Head</i>
Br	Brûleur	P	Pompe
BT	Basse température	R	Régulateur, radiateur
Ch	Chaudière	SDi	Soupape de pression différentielle
ChM	Chaudière mixte	SEAU	Sonde (température de l'eau)
CR	Circuit de radiateurs	SEXT	Sonde (température extérieure)
CC	Chauffage central	SINT	Sonde (température intérieure)
CR	Chauffage par radiateurs	SSec	Soupape de sécurité
CS	Chauffage par le sol	TA	Thermostat d'ambiance
DN	Diamètre nominal	TBT	Très basse température
DR	Dérivation (<i>by-pass</i>) avec vanne de réglage	VE	Vanne électromagnétique
EANC	Espace adjacent non chauffé	VM	Vanne mélangeuse
Ech	Echangeur de chaleur	VP	Volume protégé
ECSI	Production d'eau chaude sanitaire instantanée	VR	Vanne de réglage
EX	Vase d'expansion	VT	Vanne thermostatique



3 DISPOSITIONS RELATIVES À LA CONCEPTION DES INSTALLATIONS DE CHAUFFAGE DANS LES BÂTIMENTS

3.1	Introduction	21
3.2	Dispositions relatives à la conception de l'installation	21
3.3	Réglementation sur la performance énergétique (PEB)	22
3.3.1	Directives européennes concernant la performance énergétique des bâtiments et des produits	22
3.3.2	Importance de la PEB pour l'installateur ou le concepteur	23
3.3.3	Niveau d'isolation thermique global d'un bâtiment (niveau K)	24
3.3.3.1	Informations utiles au concepteur	24
3.3.3.2	Niveau d'isolation thermique globale (niveau K)	25
3.3.3.3	Volume protégé du bâtiment	25
3.3.3.4	Espace adjacent non chauffé	26
3.3.3.5	Surface de déperdition thermique	26
3.3.3.6	Compacité volumique	27
3.3.3.7	Coefficient de transfert thermique par transmission	27
3.3.3.8	Coefficient de transmission thermique moyen	28
3.3.4	Niveau de performance énergétique (niveau E)	28
3.3.5	Exigences des réglementations régionales en matière de performances énergétiques.....	29
3.3.5.1	Exigences d'isolation thermique des éléments du bâtiment.....	29
3.3.5.2	Exigences en matière de niveau K et de niveau E	30
3.3.6	Exigences PEB spécifiques à la Région de Bruxelles-Capitale.....	32
3.4	Optimisation des performances énergétiques des installations de chauffage	35
3.4.1	Généralités	35
3.4.2	Mesures d'amélioration du rendement de production	35
3.4.3	Mesures d'amélioration du rendement des systèmes	37
3.4.4	Consommation d'énergie des appareils électriques	38
3.5	Optimisation des performances énergétiques des installations de production d'eau chaude sanitaire	39
3.5.1	Performances de l'installation	39
3.5.2	Amélioration des performances de la production d'eau chaude sanitaire	40



3 DISPOSITIONS RELATIVES À LA CONCEPTION DES INSTALLATIONS DE CHAUFFAGE DANS LES BÂTIMENTS

3.1 INTRODUCTION

Si les règles de conception et de dimensionnement des installations de chauffage se limitaient autrefois à des critères essentiellement techniques (déperditions calorifiques, températures, pertes de charge, régulation, etc.), l'instauration de la réglementation sur la performance énergétique des bâtiments (PEB) a davantage mis l'accent sur leur consommation d'énergie. Bien que les installateurs ne soient pas directement concernés par les procédures PEB, il leur appartient néanmoins d'optimiser les performances énergétiques des installations. Les mesures dont ils disposent pour ce faire sont résumées dans ce chapitre.

3.2 DISPOSITIONS RELATIVES À LA CONCEPTION DE L'INSTALLATION

D'une façon générale, le concepteur d'une installation de chauffage a pour tâche de veiller au bon dimensionnement du système, en tenant compte du placement de tous les composants, de leur fonctionnement et de leur entretien, afin de réduire autant que possible les coûts d'investissement et d'utilisation. A cet égard, une bonne concertation entre l'installateur, l'architecte, le maître d'ouvrage et, éventuellement, le bureau d'étude est indispensable pour pouvoir cerner toutes les conditions et exigences relatives aux données à introduire dans les calculs et répartir correctement les responsabilités en cas de problèmes. Le cahier spécial des charges est le document approprié pour consigner les tâches de chacun ainsi que les informations relatives au bâtiment et à l'installation (voir § 3.3.2), telles que :

- responsabilités des parties
- caractéristiques thermiques du bâtiment nécessaires au calcul des pertes par transmission (valeurs U et/ou R des éléments de construction, étanchéité à l'air de l'enveloppe, etc.)
- possibilités d'amélioration des performances thermiques des éléments de construction en vue de réduire les besoins en énergie du bâtiment
- dispositifs de ventilation équipant les locaux (système et débits)
- température extérieure de base et température intérieure souhaitée (température de confort) dans les locaux chauffés selon les valeurs indicatives de la norme NBN B 62-003 [B2]
- déperditions calorifiques (normalisées) des locaux et puissance des corps de chauffe
- données relatives au générateur de chaleur (type de chaudière, pression maximale, perte de charge, débit d'eau minimum, évacuation des gaz de combustion, apport d'air comburant, source d'énergie, admission du combustible), à la chaufferie ou au local d'installation (emplacement, dispositifs de ventilation), à la cheminée (type, dimensions, matériau), au traitement éventuel de l'eau et à la qualité de l'eau de remplissage (voir l'encadré 'Qualité de l'eau de remplissage', p. 22)
- préparation de l'eau chaude sanitaire (mode de production, besoins en eau chaude, équipement sanitaire, consommation de pointe, priorité, possibilité de réchauffage en aval d'un chauffe-eau solaire)

- système d'émission de chaleur (température de conception, emplacement et mode de raccordement des corps de chauffe), système de distribution (parcours de la tuyauterie, isolation) et données nécessaires pour le choix des appareils de régulation et de sécurité (vase d'expansion, vannes de réglage, vannes thermostatiques)
- régulation (marche/arrêt ou modulation, thermostat d'ambiance, régulateur, sonde extérieure, ...).

L'installation sera conçue sur la base des informations et exigences énumérées ci-dessus, en accordant une attention particulière au dimensionnement correct des divers composants. Les directives et méthodes de calcul définies dans les normes constituent un moyen approprié d'optimiser l'efficacité énergétique de l'installation. Leur application est d'ailleurs considérée légalement comme une présomption de conformité aux règles de l'art [A1], couvrant ainsi la responsabilité de l'installateur et, le cas échéant, du bureau d'étude.

NOTE 1

Les règles de conception énoncées ici s'appliquent en principe aux constructions neuves et à leurs équipements. On s'efforcera néanmoins de s'y conformer en présence d'un bâtiment existant.

Au cas où certaines informations ne seraient pas disponibles, il y a lieu d'adopter des données ou des valeurs par défaut, après concertation avec les partenaires, et de les consigner au cahier des charges ou de les joindre aux notes de calcul de l'installation.

QUALITÉ DE L'EAU DE REMPLISSAGE

La qualité de l'eau de remplissage et de l'eau d'appoint est un paramètre essentiel pour prévenir la corrosion de l'installation, réduire le risque d'entartrage ou d'embouage et éviter la surchauffe locale dans les chaudières de plus en plus compactes.

Le CSTC, en concertation avec les fabricants et importateurs belges de chaudières, a émis de nouvelles recommandations en vue de limiter la dureté de l'eau en fonction de la puissance de la chaudière et de la quantité d'eau contenue dans l'installation. Publiées dans Les Dossiers du CSTC [D1], ces recommandations portent également sur l'acidité (pH) maximale de l'eau de remplissage et le nombre de renouvellements du volume d'eau sur toute la durée de vie de l'installation.

3.3 RÉGLEMENTATION SUR LA PERFORMANCE ÉNERGÉTIQUE (PEB)

3.3.1 DIRECTIVES EUROPÉENNES CONCERNANT LA PERFORMANCE ÉNERGÉTIQUE DES BÂTIMENTS ET DES PRODUITS

Des facteurs économiques, stratégiques et écologiques (accroissement de la consommation d'énergie dans l'Union européenne, dépendance de l'Europe en matière d'approvisionnement en combustibles fossiles, changements climatiques alarmants, etc.) ont conduit le Parlement européen à approuver, en 2007, les objectifs dits 20/20/20. Ceux-ci prévoient une réduction de 20 % des rejets de gaz à effet de serre dans l'UE d'ici 2020, une augmentation d'au moins 20 % de la part des énergies renouvelables dans la consommation énergétique totale et un accroissement de 20 % de l'efficacité énergétique des bâtiments et des produits consommateurs d'énergie.

Afin de soutenir ses ambitions, l'Union européenne a édicté, au cours des dernières années, plusieurs directives concernant les performances énergétiques des bâtiments, qui doivent être transposées au plan national par les Etats membres :

- la directive sur la performance énergétique de 2002 (2002/91/CE) [P1] et sa version amendée en 2010 (2010/31/EU) [P6] définissent un cadre commun permettant de calculer la performance énergétique minimale des bâtiments et installations; la mise en œuvre de cette directive est explicitée au § 3.3.2
- la directive sur les produits consommateurs d'énergie (2005/32/CE) [P2] définit des exigences en matière de d'écoconception applicables aux appareils électriques, en vue d'améliorer leur efficacité énergétique pendant toute leur durée de vie

- la directive 2009/125/CE complète la précédente en établissant, par le biais d'ordonnances d'exécution, des exigences spécifiques en matière d'efficacité énergétique minimum pour tout produit consommateur d'énergie. En ce qui concerne les installations de chauffage, les exigences ne concernent actuellement que les circulateurs et les pompes (voir § 8.9). Les exigences relatives aux autres produits sont en cours d'élaboration (chauffe-eau, chaudières, pompes à chaleur, générateurs d'air chaud, etc.)
- la directive sur l'étiquetage énergétique (2010/30/UE) [P5] vise à promouvoir le potentiel écoénergétique des produits liés à l'énergie, en introduisant une échelle de sept classes (gradation de couleur de A à G) et de trois classes supplémentaires (A+ à A+++ dans laquelle la consommation d'énergie est signalée par une flèche (figure 1)
- enfin, la directive 2009/28/CE contraint les Etats membres à porter à 20 % en moyenne, d'ici 2020, la part de l'énergie produite à partir de sources renouvelables dans la consommation globale. Pour la Belgique, le chiffre visé est fixé à 13 %.

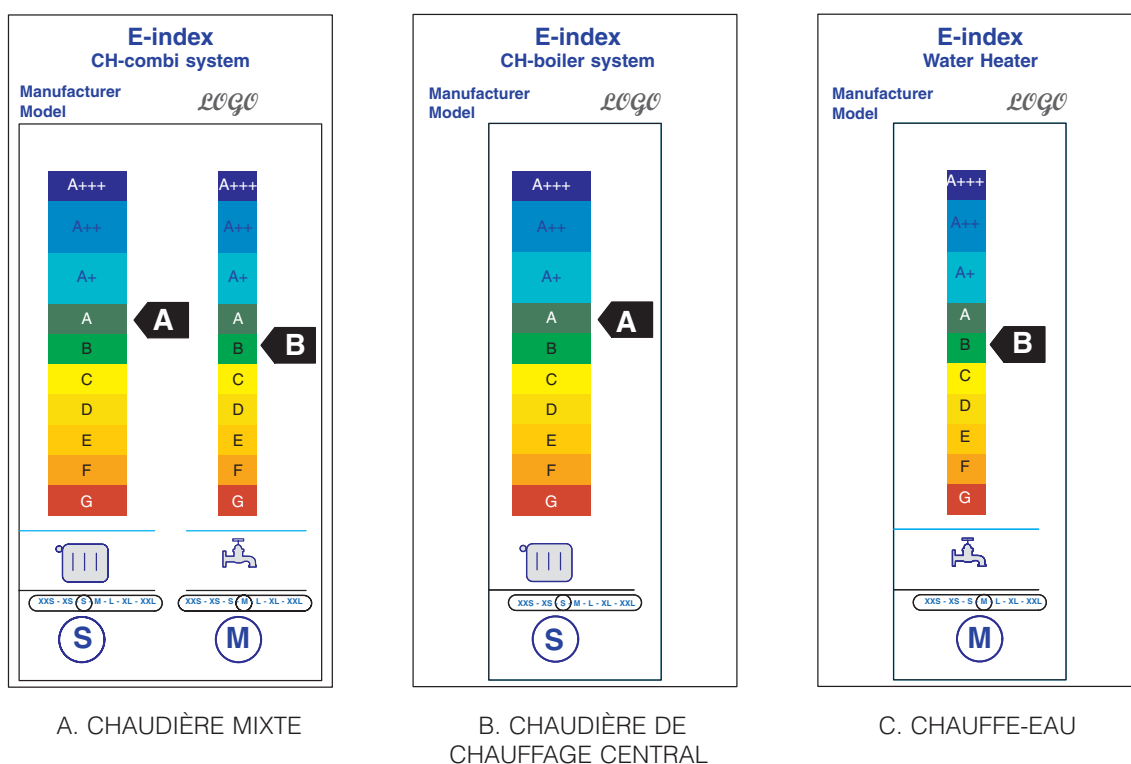


Fig. 1 Efficacité énergétique des produits liés à l'énergie selon la directive européenne 2010/30/UE sur l'étiquetage énergétique [P5].

La directive sur la performance énergétique des bâtiments (PEB) est, parmi toutes celles précitées, de loin la plus importante dans le cadre de ce Rapport, puisque son application en Belgique influence l'efficacité énergétique des installations et, par conséquent, la conception et l'exécution des travaux réalisés par l'entrepreneur-installateur.

3.3.2 IMPORTANCE DE LA PEB POUR L'INSTALLATEUR OU LE CONCEPTEUR

La transposition de la directive sur la performance énergétique des bâtiments dans le droit belge étant une compétence régionale, chacune des trois Régions du pays doit adopter une réglementation distincte, dont les lignes directrices sont toutefois identiques et peuvent se résumer comme suit :

- élaboration d'une méthodologie de calcul permettant d'évaluer la performance énergétique des bâtiments
- introduction d'exigences de performance énergétique pour les bâtiments (construction neuve et rénovation) et leurs installations techniques
- instauration d'un certificat de performances énergétiques pour la construction, la location ou la vente de bâtiments
- mise en place d'une procédure d'inspection régulière des chaudières de chauffage central et des installations de climatisation.

Les deux dernières mesures (certificat énergétique des bâtiments et inspection des chaudières de chauffage central) sont d'ores et déjà transposées dans des réglementations régionales spécifiques qui sortent du cadre du présent Rapport.

Quant aux deux premières mesures, les Régions ont instauré une réglementation PEB distincte imposant aux bâtiments et à leurs installations des exigences en matière de performance énergétique. Celles-ci portent essentiellement sur :

- l'isolation thermique du bâtiment dans son ensemble (niveau d'isolation global ou niveau K, voir § 3.3.5.2)
- l'isolation thermique de tous les éléments qui font partie de l'enveloppe du bâtiment (valeurs U_{max} ou valeurs R_{min} , voir § 3.3.5.1)
- la performance énergétique du bâtiment et des installations techniques (niveau de performance énergétique ou niveau E, voir § 3.3.5.2)
- le maintien d'une bonne qualité de l'air intérieur et la limitation de la surchauffe (mise en place d'un système de ventilation et des dispositifs de ventilation nécessaires).

Pour répondre aux objectifs précités, l'architecte – en tant que concepteur du bâtiment – et/ou l'auteur de la déclaration PEB définira les exigences de conception qui devront être appliquées par tous les entrepreneurs lors de l'exécution des travaux. L'architecte veillera également à ce que ceux-ci reçoivent un dossier PEB dans les temps, afin qu'ils puissent prendre connaissance des tâches et responsabilités qui leur incombent (planning, par exemple), du cahier spécial des charges, du métré et des exigences de conception PEB qui s'appliquent à leur métier.

Outre le fait qu'il puisse être impliqué dans la définition des exigences de conception, le concepteur de l'installation (installateur ou bureau d'étude) reste entièrement libre de réaliser son projet technique conformément aux normes et bonnes pratiques en vigueur. Il doit néanmoins (faire) exécuter les travaux conformément aux plans et au cahier des charges de l'architecte, sans prendre de dispositions qui seraient en contradiction avec les exigences PEB du projet. En revanche, il est en droit de proposer des variantes aux appareils, systèmes et techniques préconisés, en concertation avec l'architecte et/ou le donneur d'ordre, pour autant que ces alternatives assurent au moins les mêmes performances que celles fixées dans les exigences de conception PEB. Le contrôle de cette équivalence est du ressort de l'architecte.

Les auteurs de projet ne doivent donc pas se limiter aux exigences imposées par la réglementation PEB et peuvent eux-mêmes proposer des mesures d'économie d'énergie complémentaires ou des produits et des systèmes plus efficaces sur le plan énergétique que le prescrit légal.

Pour mieux évaluer l'impact de leurs initiatives, il importe que les auteurs de projet et plus particulièrement les installateurs-chauffagistes connaissent bien les exigences PEB qui ont trait directement ou indirectement à leur domaine d'activité. Pour les y aider, nous nous attacherons ci-après :

- au mode de détermination du niveau d'isolation thermique global d'un bâtiment (niveau K) (voir § 3.3.3)
- au mode de calcul du niveau de performance énergétique (niveau E) (§ 3.3.4)
- aux exigences PEB qui y sont associées (§ 3.3.5)
- aux mesures visant à améliorer la performance énergétique des installations de chauffage (§ 3.4) et de production d'eau chaude (§ 3.5).

3.3.3 NIVEAU D'ISOLATION THERMIQUE GLOBAL D'UN BÂTIMENT (NIVEAU K)

3.3.3.1 INFORMATIONS UTILES AU CONCEPTEUR

Le niveau K du bâtiment se calcule automatiquement à l'aide du logiciel PEB que les Régions mettent gratuitement à la disposition de l'architecte ou de l'auteur de la déclaration PEB. Lors de la réception du dossier PEB, l'auteur de projet ou l'installateur a tout intérêt à demander une copie du calcul informatisé du niveau K, qui lui fournira des informations utiles pour déterminer les déperditions calorifiques du bâtiment.

Le calcul du niveau K englobe en effet la valeur U de toutes les parois de l'enveloppe du bâtiment (façades, fenêtres, toiture, planchers), le coefficient de transmission thermique linéaire des ponts thermiques (nœuds

constructifs) ainsi qu'une estimation des pertes par transmission au travers de l'enveloppe. Le volume protégé du bâtiment (établi sur la base des dimensions extérieures) peut également figurer au dossier et permettra d'évaluer les débits de ventilation.

Le calcul du niveau K fournit par ailleurs des données à partir desquelles il est possible d'évaluer les déperditions calorifiques totales du bâtiment et, par conséquent, d'avoir une idée de la puissance de la chaudière (information utile pour la soumission).

Les déperditions calorifiques totales du bâtiment peuvent être évaluées approximativement à l'aide de la formule suivante :

$$\Phi_{\text{tot}} = [(U_{m,T} \cdot A_T) + (0,34 \cdot 0,75 \cdot V)] \cdot (20 - \theta_e) \quad (\text{W}) \quad (3.1)$$

dans laquelle

- Φ_{tot} = les déperditions calorifiques approximatives du bâtiment, en W
- $U_{m,T}$ = le coefficient de transmission thermique moyen du bâtiment exprimé en W/m².K et déterminé selon le § 3.3.3.8
- A_T = la surface de déperdition thermique de toutes les parois extérieures enveloppant le bâtiment, exprimée en m² et calculée selon le § 3.3.3.5
- V = le volume protégé du bâtiment, en m³, établi selon le § 3.3.3.2
- θ_e = la température extérieure de base de la région dans laquelle est situé le bâtiment, exprimée en °C et déterminée selon la norme NBN B 62-003 [B2].

NOTE 2

Dans l'expression 3.1, le terme $(0,34 \cdot 0,75 \cdot V)$ équivaut aux pertes par infiltration calculées pour un taux forfaitaire de renouvellement de l'air extérieur égal à une fois le volume intérieur par heure.

Pour un calcul précis de la puissance de la chaudière et des déperditions calorifiques des locaux du bâtiment, il y a lieu de se référer aux normes en vigueur (voir également le § 4.2).

3.3.3.2 NIVEAU D'ISOLATION THERMIQUE GLOBALE (NIVEAU K)

Le niveau d'isolation thermique globale d'un bâtiment, ou niveau K, est calculé à l'aide de la méthode définie dans la norme NBN B 62-301 [B3]. Le niveau K reflète le degré d'isolation de l'enveloppe du bâtiment; celui-ci tient compte non seulement du coefficient de transmission thermique moyen pondéré de toutes les parois de l'enveloppe, mais aussi de la compacité du bâtiment, c'est-à-dire du rapport entre son volume et sa surface de déperdition.

Pour définir le niveau K avec précision, un certain nombre de conventions importantes doivent être établies en ce qui concerne la délimitation des surfaces et des volumes. Les définitions reprises ci-après sont empruntées à la norme NBN B 62-301, à laquelle nous renvoyons pour de plus amples détails.

3.3.3.3 VOLUME PROTÉGÉ DU BÂTIMENT

Le volume protégé (VP) d'un bâtiment est l'ensemble des locaux que l'on considère comme étant protégés thermiquement, qu'ils soient chauffés directement ou indirectement. Il comprend les locaux chauffés et les locaux non chauffés, ou chauffés indirectement, et situés à l'intérieur de l'enveloppe (isolée) du bâtiment (figure 2, p. 26).

Les pièces non chauffées qui ne jouxtent pas l'environnement extérieur et se situent à l'intérieur de l'enveloppe du bâtiment sont considérées comme des locaux chauffés indirectement et appartiennent d'office au volume protégé. Si les locaux non chauffés jouxtent l'environnement extérieur, leur appartenance ou non au volume protégé est définie par l'équipe de conception ou de construction.

Ce choix dépendra en grande partie de l'emplacement des couches d'isolation; ainsi, par exemple, le grenier schématisé à la figure 2 appartient au volume protégé si l'isolation est placée dans la toiture (à gauche), mais il n'en fera pas partie si elle est posée uniquement sur le plancher (à droite).

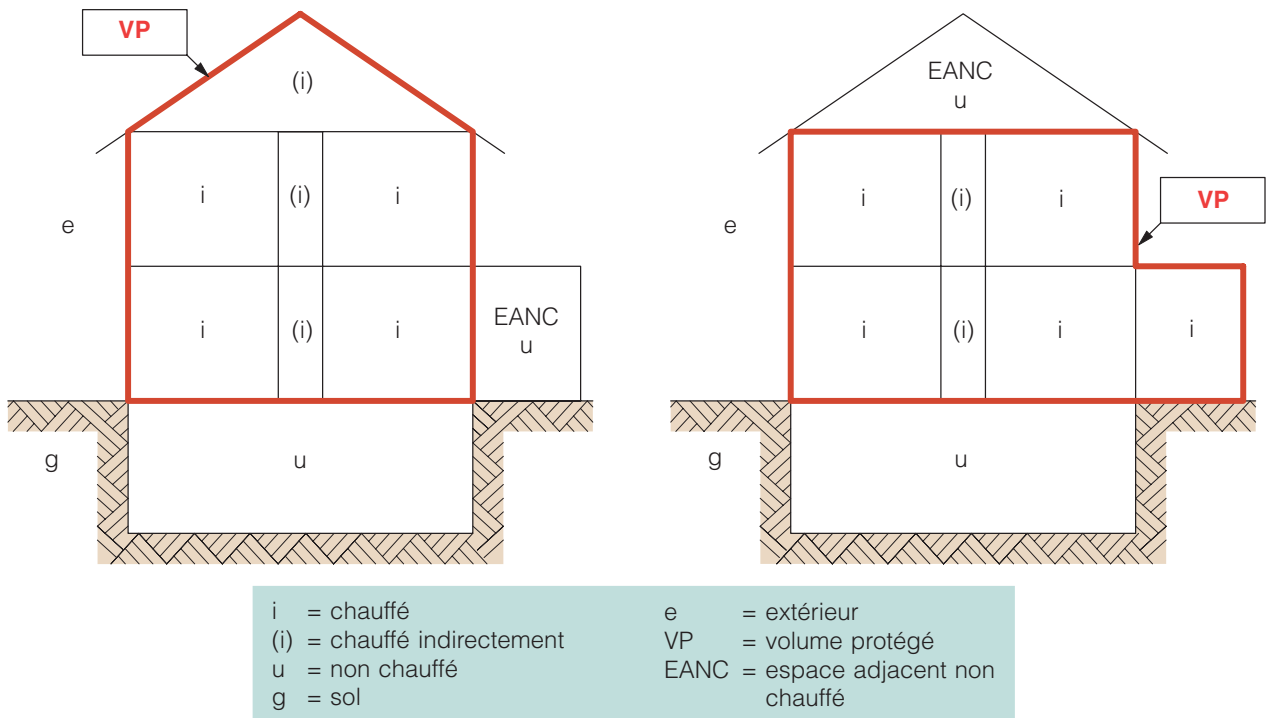


Fig. 2 Délimitation du volume protégé et des espaces adjacents non chauffés.

3.3.3.4 ESPACE ADJACENT NON CHAUFFÉ

Un espace adjacent non chauffé (EANC) est un local non chauffé situé au-dessus du sol et jouxtant, d'une part, l'environnement extérieur et, d'autre part, le volume protégé du bâtiment. Ces locaux sont généralement considérés comme des espaces tampons susceptibles de réduire les pertes de chaleur entre les locaux du volume protégé et l'environnement extérieur, et d'accumuler, dans certaines conditions, la chaleur solaire pour la restituer ultérieurement aux locaux situés à l'intérieur du volume protégé.

Le choix de considérer ou non un local comme un espace adjacent non chauffé appartient à l'équipe de conception ou de construction. Celle-ci se basera à cet effet sur une délimitation précise du volume protégé, l'emplacement des couches d'isolation étant déterminant.

Par exemple, si les parois entre un espace non chauffé et des locaux chauffés du volume protégé sont isolées (figure 2, à gauche), l'espace non chauffé est un EANC qui ne fait pas partie du volume protégé. Dans ce cas, le transfert de chaleur entre l'intérieur et l'extérieur via l'EANC est désigné par le terme H_u (voir § 3.3.3.7).

3.3.3.5 SURFACE DE DÉPERDITION THERMIQUE

La surface de déperdition thermique A_T (m^2) d'un bâtiment correspond à la somme des surfaces (mesurées sur la base des dimensions extérieures) de tous les éléments verticaux, horizontaux ou inclinés du bâtiment par lesquels se transmet la chaleur entre le volume protégé et :

- l'ambiance extérieure (transfert direct)
- le sol ou les locaux entièrement ou partiellement enterrés
- les espaces adjacents non chauffés (EANC).

Les murs qui séparent un volume protégé et les locaux chauffés ou non d'un volume protégé contigu ne font pas partie de la surface de déperdition thermique A_T . Par contre, les murs séparant le volume protégé et l'ambiance extérieure font toujours partie de la surface de déperdition. Pour les cas particuliers, il convient de consulter la réglementation.

3.3.3.6 COMPACITÉ VOLUMIQUE

La compacité volumique C d'un bâtiment est égale au rapport entre son volume protégé V (m^3) et sa surface de déperdition thermique A_T (m^2), soit :

$$C = \frac{V}{A_T} \quad (m) \quad (3.2).$$

Un bâtiment caractérisé par une faible compacité volumique, c'est-à-dire présentant un volume réduit par rapport à la surface de déperdition, est généralement le siège d'importantes pertes de chaleur pour un même volume unitaire. C'est la raison pour laquelle la compacité volumique est un paramètre essentiel dans l'évaluation du niveau d'isolation d'un bâtiment.

3.3.3.7 COEFFICIENT DE TRANSFERT THERMIQUE PAR TRANSMISSION

Le coefficient de transfert thermique par transmission (H_T) entre l'environnement intérieur et extérieur (figure 3) est calculé à l'aide de la formule :

$$H_T = H_D + H_g + H_U (+ H_A) \quad (W/K) \quad (3.3)$$

dans laquelle

H_D = le coefficient de transfert thermique par transmission (W/K) à travers tous les éléments de construction formant une séparation directe entre les locaux chauffés (ou indirectement chauffés) du volume protégé et l'environnement extérieur, y compris les ponts thermiques situés à la jonction de ces éléments

H_g = le coefficient de transfert thermique par transmission (W/K) à travers tous les éléments de construction formant une séparation entre les locaux chauffés (ou indirectement chauffés) du volume protégé et l'environnement extérieur via le sol ou via les locaux non chauffés partiellement ou totalement entourés par les terres (caves, vides sanitaires), y compris les ponts thermiques situés entre ces éléments et des parois au-dessus du sol

H_U = le coefficient de transfert thermique par transmission (W/K) à travers tous les éléments de construction séparant les locaux chauffés (ou indirectement chauffés) du volume protégé et l'environnement extérieur via les espaces adjacents non chauffés

H_A = le coefficient de transfert thermique par transmission (W/K) à travers tous les éléments de construction séparant les locaux chauffés (ou indirectement chauffés) du volume protégé et les locaux chauffés ou non chauffés d'un bâtiment voisin (voir Note 3).

Pour la détermination des termes susmentionnés, nous renvoyons aux normes NBN B 62-301 [B3] et NBN B 62-002 [B1].

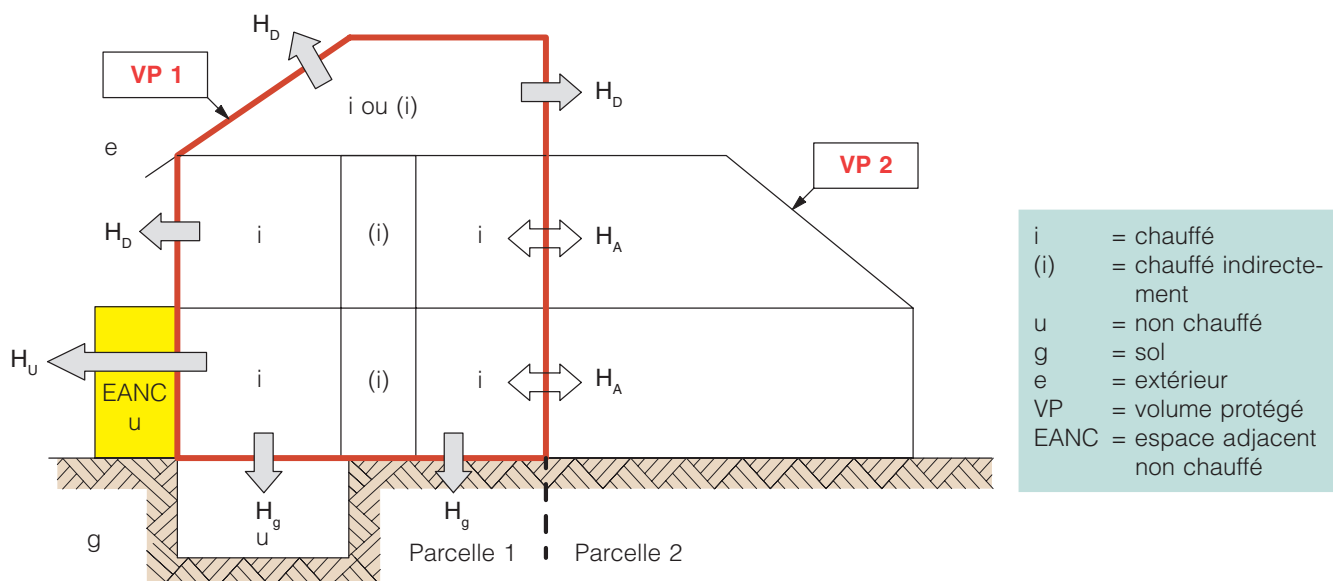


Fig. 3 Transfert de chaleur entre l'environnement extérieur et l'environnement intérieur (H_D : transfert direct vers l'extérieur; H_g : transfert par le sol; H_U : transfert par les espaces adjacents non chauffés).

NOTE 3

Le calcul du niveau K d'un bâtiment selon la formule 3.3 rend le terme H_A caduque. La norme NBN B 62-301 considère en effet qu'il n'y a pas de transfert thermique à travers les murs séparant deux volumes protégés adjacents (voir § 3.3.3.5), ce qui implique que H_A est égal à 0.

3.3.3.8 COEFFICIENT DE TRANSMISSION THERMIQUE MOYEN

Le coefficient de transmission thermique moyen $U_{m,T}$ d'un bâtiment est le rapport entre le coefficient de transfert thermique par transmission H_T et la surface de déperdition A_T du volume protégé. Sa valeur se calcule à l'aide de la formule :

$$U_{m,T} = \frac{H_T}{A_T} = \frac{H_D + H_g + H_U}{A_T} \quad (\text{W/m}^2.\text{K}) \quad (3.4)$$

dans laquelle

H_T = le coefficient de transfert thermique par transmission (W/K) calculé selon la formule (3.3), où le terme H_A est ignoré

A_T = la surface de déperdition thermique (m^2) calculée selon le § 3.3.3.5.

3.3.4 NIVEAU DE PERFORMANCE ÉNERGÉTIQUE (NIVEAU E)

Les réglementations PEB régionales prévoient de déterminer non seulement la performance énergétique du bâtiment, mais également celle de l'installation de chauffage. Pour ce faire, on se base sur une évaluation du rendement de production, de la distribution de chaleur et de l'émission calorifique. L'installation de chauffage a donc un impact considérable sur le niveau de performance énergétique global du bâtiment (niveau E).

Afin de mieux cerner l'importance de ces paramètres, nous expliquons ci-après la méthode de calcul du niveau E et formulons quelques recommandations en vue d'accroître le rendement dès la conception de l'installation et d'améliorer ainsi la performance énergétique de cette dernière.

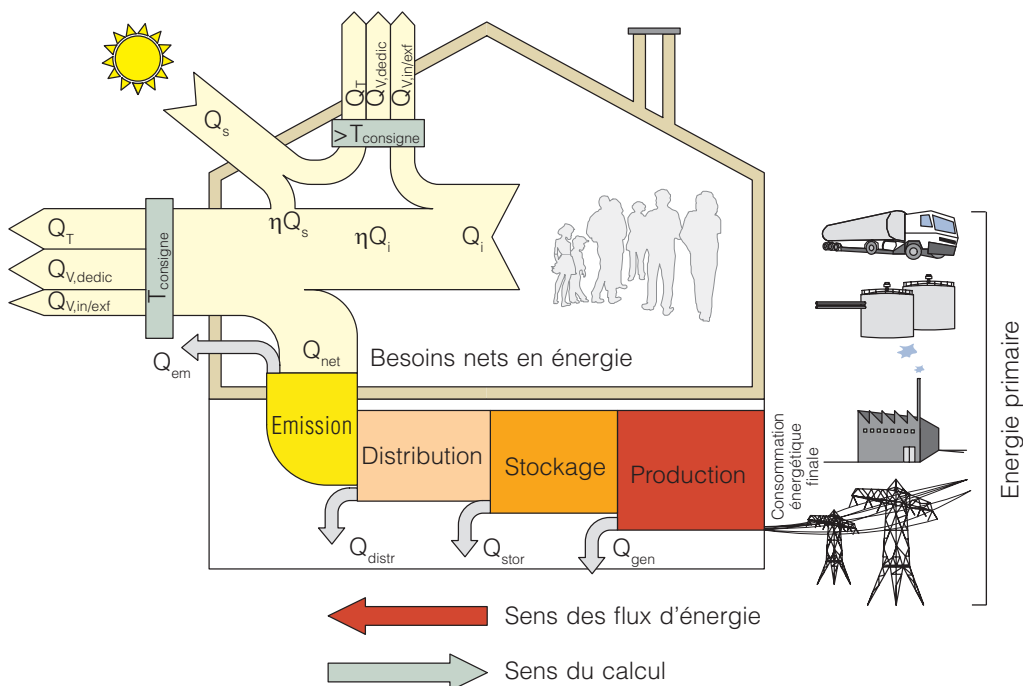


Fig. 4 Processus de détermination du niveau E d'un bâtiment résidentiel.

Le schéma de la figure 4 montre les différentes étapes de la détermination du niveau E d'un bâtiment résidentiel en mettant en évidence, d'une part, les flux énergétiques fournis au bâtiment par le système de chauffage et, d'autre part, les flux cédés par le bâtiment par transmission et par ventilation à l'environnement extérieur, compte tenu des gains de chaleur produits par l'occupation et l'ensoleillement du bâtiment.

Selon la réglementation PEB, le calcul du niveau de consommation d'énergie primaire (niveau E) s'opère en quatre étapes :

- évaluation des besoins nets en énergie de chauffage (Q_{net}), c'est-à-dire de la quantité de chaleur à fournir par les corps de chauffe pour atteindre et maintenir une certaine température à l'intérieur des locaux ($T_{consigne}$). Ces besoins sont calculés à l'aide de règles normalisées qui tiennent compte notamment des déperditions thermiques par transmission (Q_T) et par ventilation (Q_V) ainsi que des gains de chaleur dus à l'ensoleillement (Q_S) et à l'occupation du bâtiment (Q_O). La capacité thermique de ce dernier a également une influence sur les besoins nets en énergie, tout comme les pertes de chaleur vers l'extérieur lorsque la température de consigne est dépassée ($> T_{consigne}$)
- évaluation des besoins bruts en énergie, c'est-à-dire de la quantité de chaleur transmise par le générateur (chaudière de chauffage central, pompe à chaleur) au système d'émission calorifique. La différence entre les besoins nets et les besoins bruts en énergie équivaut aux pertes du système d'émission, de distribution et de stockage (Q_{em} , Q_{distr} , Q_{stor}), lesquelles dépendent du rendement de l'installation
- calcul de la consommation finale d'énergie de chauffage, c'est-à-dire de la quantité d'énergie (combustible) utilisée par le générateur. La différence entre les besoins bruts et la consommation finale d'énergie équivaut, d'une part, aux déperditions par les parois et le conduit d'évacuation du générateur et, d'autre part, aux pertes dues à la combustion imparfaite (Q_{gen}). Cette différence est conditionnée par le rendement de production. Pour calculer la consommation finale, il convient en outre de tenir compte de la part d'énergie qui serait éventuellement fournie par une installation solaire thermique couplée au système de chauffage
- calcul de la consommation caractéristique d'énergie primaire pour le chauffage. La consommation finale d'énergie est convertie (via le facteur f_p) en énergie primaire (non liée au combustible utilisé) en tenant compte des pertes dues à la production et au transport de combustible. La consommation finale d'énergie électrique doit, elle aussi, être multipliée par un certain facteur, étant donné que la conversion de l'énergie utilisée (charbon, gaz naturel, mazout ou uranium) en électricité donne également lieu à des pertes de rendement chez le producteur.

Le niveau de consommation d'énergie primaire calculé sur cette base (niveau E) doit être inférieur ou égal à une valeur limite fixée par les pouvoirs publics (valeur E_{max}) en fonction du type de bâtiment.

L'objectif est d'obtenir un niveau E aussi bas que possible et ce, en réduisant au minimum les besoins nets en énergie pour le chauffage du bâtiment (enveloppe bien isolée et étanche à l'air, construction compacte, etc.) et en optimisant la performance énergétique de l'installation de chauffage grâce à une bonne conception (voir § 3.4).

NOTE 4

La réglementation PEB propose deux méthodes de calcul distinctes pour le niveau E, l'une s'appliquant aux bâtiments résidentiels (PER), l'autre aux bâtiments non résidentiels (PEN); dans ce dernier cas, les besoins en refroidissement sont également pris en compte, de même que la consommation d'énergie pour l'éclairage et l'humidification.

3.3.5 EXIGENCES DES RÉGLEMENTATIONS RÉGIONALES EN MATIÈRE DE PERFORMANCES ÉNERGÉTIQUES

3.3.5.1 EXIGENCES D'ISOLATION THERMIQUE DES ÉLÉMENTS DU BÂTIMENT

Selon les réglementations régionales en matière de performance énergétique, toutes les parois qui font partie de l'enveloppe du bâtiment doivent satisfaire à des exigences portant sur le coefficient de transmission

thermique maximal (valeur U_{\max}) et/ou sur la résistance thermique minimale (valeur R_{\min}). Les exigences s'appliquent à tous les types de bâtiments – résidentiels, non résidentiels, tertiaires, industriels –, qu'il s'agisse de constructions neuves, de parties nouvellement construites ou de bâtiments faisant l'objet d'une rénovation ou de transformations.

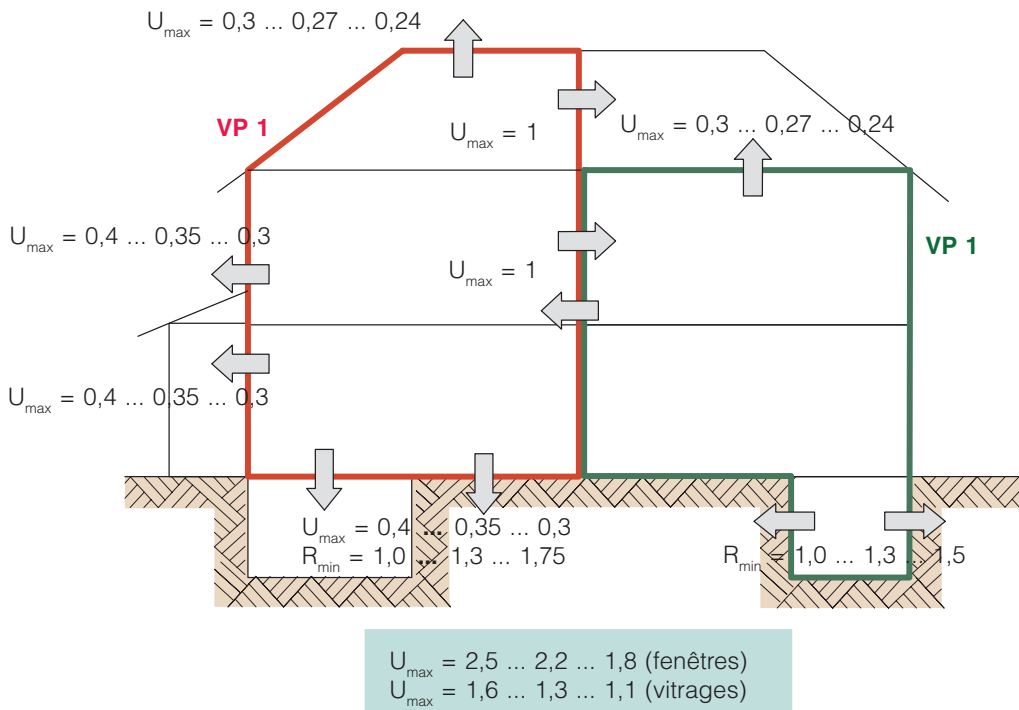


Fig. 5 Evolution des exigences d'isolation thermique des éléments de construction.

La figure 5 illustre le renforcement progressif prévu par les Régions au cours des prochaines années en ce qui concerne les exigences U_{\max} (en W/m^2K) et R_{\min} (en m^2K/W) de divers éléments de construction, en vue d'améliorer la qualité de l'isolation de l'enveloppe du bâtiment.

Le calcul de la valeur U des éléments de construction s'effectue selon les directives et prescriptions d'un 'document de référence en matière de transmission' conformément à la norme NBN B 62-002 [B1]. Celle-ci fait la synthèse d'une série de normes EN relatives aux performances thermiques des éléments de construction et précise les valeurs de calcul caractéristiques applicables au contexte belge de la construction : conditions limites à adopter (R_{si} et R_{se}), caractéristiques des matériaux (valeurs R et λ), coefficients de transmission thermique linéiques (valeur Ψ) des éléments comportant des ponts thermiques (nœuds constructifs), etc.

Les paramètres à utiliser pour déterminer la valeur U suivant la norme NBN B 62-002 et les normes EN correspondantes sont présentés au tableau 3 (p. 31).

3.3.5.2 EXIGENCES EN MATIÈRE DE NIVEAU K ET DE NIVEAU E

Les exigences en matière de niveau K maximal et de niveau E maximal sont très variables selon le type de bâtiment, son affectation et le fait qu'il s'agisse d'une construction neuve ou d'un projet de rénovation. Le tableau 4 (p. 32) illustre l'évolution des exigences applicables aux immeubles d'habitation neufs depuis 1985. Les différences régionales (tant sur le contenu que sur le délai d'application) ne facilitent pas la tâche des concepteurs de bâtiments et d'installations, qui ont du mal à suivre le rythme des révisions (voir la Note 5, p. 31).

L'entrée en vigueur de la directive européenne sur la performance énergétique en 2002 a obligé les Etats membres de l'Union à adopter des exigences en la matière pour les bâtiments et leurs installations techniques [P1]. Cette directive ayant été amendée en 2010 [P6], les Etats devront adapter leur réglementation

Tableau 3 Paramètres de calcul de la valeur U des éléments de construction selon la norme NBN B 62-002 et les normes EN correspondantes.

Symbole et unité	Paramètre	NBN B 62-002	Normes EN correspondantes
R_{si} (m ² .K/W)	Résistance thermique d'échange d'une surface intérieure	§ 5.1 et § 5.2	NBN EN ISO 6946 [B31]
R_{se} (m ² .K/W)	Résistance thermique d'échange d'une surface extérieure	§ 5.1 et § 5.2	NBN EN ISO 6946 [B31]
λ (W/mK)	Conductivité thermique des matériaux homogènes : <ul style="list-style-type: none"> détermination des valeurs λ déclarées (procédure) valeurs de calcul tabulées (valeurs sécuritaires) types de sol 	§ 5.3 Annexe A Annexes C et I	NBN EN ISO 10456 [B36] NBN EN ISO 13370 [B37]
R (m ² K/W)	Résistance thermique des matériaux non homogènes	§ 6.1 à § 6.4 et Annexe B	NBN EN ISO 6946 [B31]
R_a (m ² K/W)	Résistance thermique des couches d'air ou des cavités : <ul style="list-style-type: none"> couches d'air non ventilées, moyennement ventilées ou très ventilées couches d'air dans les doubles fenêtres et les fenêtres rapportées 	§ 5.4 et § 5.5 § 9.3	NBN EN ISO 6946 [B31] NBN EN ISO 10077-1 [B33]
U (W/m ² .K)	Coefficient de transmission thermique : <ul style="list-style-type: none"> résistance thermique totale (valeur R_T) coefficient de transmission thermique (valeur U) fenêtres, portes (calcul et valeurs par défaut) profilés de menuiserie (calcul numérique) façades légères vitrages planchers inférieurs 	§ 6.1 à § 6.4 § 7.1 à § 7.6 § 9.1 à § 9.6 et Annexe D § 8.1 à § 8.2, Annexes F et G § 10.1 à § 10.5 § 8.3 § § 16.1 à § 16.6 et Annexe I	NBN EN ISO 6946 [B31] NBN EN ISO 10077-1 [B33] NBN EN ISO 10077-2 [B34] NBN EN 13947 [B26] NBN EN 673 [B10] NBN EN ISO 13370 [B37]
Ψ (W/mK)	Coefficient de transmission thermique linéique (ponts thermiques ou nœuds constructifs) : <ul style="list-style-type: none"> méthode de calcul précise (numérique, 2D et 3D) calcul simplifié 	§ 12.1 à § 12.2 § 12.3, Annexes H et I	NBN EN ISO 10211 [B35] NBN EN ISO 14683 [B38]
χ (W/K)	Coefficient de transmission thermique ponctuel (ponts thermiques 3D)	§ 12.2	NBN EN ISO 10211 [B35]

PEB existante de telle façon que les bâtiments nouvellement érigés aient une consommation d'énergie quasi nulle d'ici 2020. Autrement dit, les méthodes d'isolation thermique et les équipements techniques devront évoluer de manière telle que les besoins en énergie résiduels soient exclusivement couverts par des sources renouvelables (solaire, éolien, géothermie, etc.).

Face à cette perspective, les concepteurs d'installations HVAC ont intérêt à intégrer d'ores et déjà les technologies basées sur les sources d'énergie durables et à améliorer la performance énergétique des installations.

NOTE 5

Les derniers développements en matière de réglementation PEB (textes légaux) et les exigences à respecter peuvent être consultés sur les sites Internet créés à cet effet par les autorités régionales (<http://energie.wallonie.be>, www.ibgebim.be et www.energiesparen.be). Les entrepreneurs trouveront également toutes les informations à jour sur les pages Internet du CSTC à l'adresse : www.normes.be et <http://energie.cstc.be>.

Tableau 4 Evolution des exigences régionales en matière de performances énergétiques des logements neufs.

Année	Région flamande			Région wallonne			Région de Bruxelles-Capitale		
	Niveau K	Niveau E	HVAC	Niveau K	Niveau E	HVAC	Niveau K	Niveau E	HVAC
1985	-			K70	BE ₅₀₀		-		
1986									
1987									
1988									
1989									
1990									
1991									
1992	K65								
1993	K55	-	-	K55	BE ₄₅₀	-	K55	-	-
1994									
1995									
1996									
1997									
1998									
1999									
2000									
2001									
2002									
2003									
2004									
2005									
2006	K45	E100		K45	E _w 100		K55	E90	
2007									
2008									
2009									
2010									
2011	K40	E60	Besoins nets en énergie < 70 kWh/m ²	K45	E _w 80		K55	E70	Exigences PEB applicables aux installations de chauffage central
2012									
2013									
2014									
2015									
2016									
2017									
2018									
2019									
2020	?	Consommation d'énergie quasi nulle	?	?	Consommation d'énergie quasi nulle	?	?	Consommation d'énergie quasi nulle	?

3.3.6 EXIGENCES PEB SPÉCIFIQUES À LA RÉGION DE BRUXELLES-CAPITALE

Le 1^{er} janvier 2011, une réglementation PEB spécifique est entrée en vigueur en Région de Bruxelles-Capitale [M4] pour les installations de chauffage central neuves et existantes utilisant du combustible liquide ou gazeux (*).

(*) Toutes informations relatives au décret de la Région de Bruxelles-Capitale du 3 juin 2010 sont consultables sur www.ibgebim.be.

Le tableau 5 donne un aperçu des exigences de la nouvelle réglementation et précise quelles sont les personnes chargées de les mettre en œuvre et/ou de contrôler leur application.

Tableau 5 Exigences PEB applicables dans la Région de Bruxelles-Capitale.

Champ d'application	Obligations	Type d'installation	
		Chauffage central de type 1 (< 100 kW)	Chauffage central de type 2 (≥ 100 kW)
Contrôle et entretien périodiques	<ul style="list-style-type: none"> • Nettoyage de la chaudière et ramonage de la cheminée • Réglage du brûleur • Orifice de mesure de la chaudière • Mesure du rendement de combustion • Analyse des gaz de combustion • Modulation de la puissance du brûleur • Tirage de la cheminée • Ventilation de la chaufferie (alimentation d'air) • Etanchéité du conduit d'évacuation des gaz de combustion et du conduit d'alimentation d'air 	Tâches à effectuer par un technicien agréé (*)	
Réception de la nouvelle installation ou de la chaudière	<ul style="list-style-type: none"> • Calcul de la puissance de la chaudière • Calorifugeage des conduites d'eau et des conduits d'air • Partitionnement des circuits (chauffage, refroidissement) • Régulation et programmation du chauffage • Tenue du carnet de bord 	Tâches à effectuer par un chauffagiste agréé ou un conseiller PEB	Tâches à effectuer par un conseiller PEB
	<ul style="list-style-type: none"> • Relevé de la consommation d'énergie de la chaudière • Relevé de la consommation électrique des ventilateurs • Récupération de chaleur sur l'air repris • Réglage du débit de l'air fourni • Comptabilité énergétique 	–	Tâches à effectuer par un conseiller PEB
Diagnostic	<ul style="list-style-type: none"> • Diagnostic unique de l'installation complète pour les chaudières de plus de 15 ans • Etablissement d'un rapport de recommandations 	Tâches à effectuer par un chauffagiste agréé ou un conseiller PEB	Tâches à effectuer par un conseiller PEB

(*) Opérations à réaliser tous les ans pour les installations au mazout et tous les trois ans pour les installations au gaz, et sanctionnées par une attestation d'entretien.

Les nouvelles installations d'une puissance inférieure à 100 kW doivent répondre à des exigences PEB portant sur la puissance de la chaudière (à calculer selon une méthode encore à définir), le calorifugeage des conduits (voir tableau 6, p. 34), le partitionnement des circuits (à des fins d'entretien et de réglage), la régulation et la programmation de l'installation (tableau 7, p. 34). La réglementation impose également la tenue d'un carnet de bord rassemblant toutes les informations relatives à l'entretien de l'installation et aux réparations dont elle fait l'objet. Des exigences supplémentaires s'appliquent aux grandes installations de chauffage dont la puissance est supérieure ou égale à 100 kW. Celles-ci ont trait au relevé automatique de la consommation de combustible, à la tenue d'une comptabilité énergétique ainsi qu'à des dispositifs spécifiques aux systèmes de ventilation.

Pour les installations existantes comportant des générateurs de plus de 15 ans, la réglementation impose la réalisation d'un diagnostic énergétique par un conseiller PEB ou un chauffagiste agréé, chargé de rédiger un rapport comprenant des recommandations en vue d'améliorer la performance énergétique de l'installation.

Enfin, le décret bruxellois prescrit un contrôle et un entretien périodiques pour toutes les installations de chauffage central existantes, à effectuer par un technicien agréé tous les ans (installations au mazout) ou tous les trois ans (installations au gaz). Outre les opérations d'entretien classiques (nettoyage de la chau-

Tableau 6 Exigences PEB relatives au calorifugeage des conduites de chauffage en Région de Bruxelles-Capitale.

Conduite		Epaisseur d'isolation minimum (mm)			
		Conduites à l'extérieur du volume protégé		Conduites à l'intérieur du volume protégé	
Diamètre nominal DN	Diamètre extérieur D_e (mm)	$\lambda_{isol} < 0,035$ W/m.K	$0,035 \leq \lambda_{isol} \leq 0,045$ W/m.K	$\lambda_{isol} < 0,035$ W/m.K	$0,035 \leq \lambda_{isol} \leq 0,045$ W/m.K
15	$20 \leq D_e < 25$	13	23	11	19
20	$25 \leq D_e < 30$	17	29	13	22
25	$30 \leq D_e < 40$	22	35	16	26
32-40-50	$40 \leq D_e < 60$	27	42	21	32
65-80	$60 \leq D_e < 90$	35	54	25	37
100	$90 \leq D_e < 115$	39	59	28	41
125	$115 \leq D_e < 160$	42	62	32	46
150-200	$160 \leq D_e < 230$	47	68	36	50
250-300	$230 \leq D_e < 330$	49	70	38	53
≥ 350	$330 \leq D_e$	60	80	50	60

Tableau 7 Exigences PEB relatives à la régulation et à la programmation des installations de chauffage en Région de Bruxelles-Capitale.

Installations	Type de bâtiment	Type d'installation ou de régulation	Exigences (*)
Toutes les installations	Local chauffé	Corps de chauffe	Vanne thermostatique sur tous les corps de chauffe
Nouvelles installations	Résidentiel	Installation individuelle (maison ou appartement)	Régulation de type A
		Installation collective	Régulation de type A par maison ou par appartement
Installations existantes	Résidentiel	Toutes les installations	Régulation de type A + programme avec optimiseur pour min. 365 jours si superficie au sol ≥ 400 m ²
		Installation individuelle (régulation existante dans un local de référence)	Maintien de la régulation existante + mesures complémentaires assurant une régulation de type A
		Installation individuelle (régulation existante sans local de référence)	Régulation de type A ou B
		Installation collective (régulation existante dans un local de référence)	Maintien de la régulation existante + mesures complémentaires assurant une régulation de type A (sauf en ce qui concerne la température d'eau de la chaudière)
	Installation collective (régulation existante sans local de référence)	Régulation de type A ou B	
	Non résidentiel	Toutes les installations	Régulation de type A + programme avec optimiseur pour min. 365 jours si superficie au sol ≥ 400 m ² . Pour les surfaces ≥ 5000 m ² , il y a lieu de prévoir plusieurs optimiseurs.

(*) Régulation de type A : programmation automatique avec horloge (régime jour/nuit/hors gel, min. 7 jours) + commande de la pompe pour consommation minimum + réglage de la température d'eau de la chaudière suivant les instructions du fabricant.
Régulation de type B : vannes thermostatiques + programmation automatique avec horloge (régime jour/nuit min. 7 jours).

dière, ramonage de la cheminée, analyse des gaz de combustion, mesure du tirage de la cheminée, etc.), le texte introduit une nouvelle exigence qui concerne la modulation de puissance des brûleurs (voir tableau 8, p. 35). Cette disposition vise à réaliser des économies d'énergie en utilisant au maximum la petite allure et en permettant d'adapter la régulation en fonction de la demande de chauffage (ou de la charge de la chaudière).

Tableau 8 Exigences PEB relatives à la modulation de puissance des brûleurs en Région de Bruxelles-Capitale.

Type de chaudière	Type de brûleur	Combustible	Puissance	Exigences minimales applicables au brûleur
Chaudière standard ou basse température	Brûleur à air pulsé (avec clapet d'air)	Mazout Gaz naturel LPG	$P \geq 150 \text{ kW}$	<ul style="list-style-type: none"> • Soit un brûleur à deux allures dont la première allure représente entre 50 et 65 % de la puissance • Soit un brûleur modulant dont la plage de modulation est supérieure à 50 % de la puissance
			$P \geq 1000 \text{ kW}$	<ul style="list-style-type: none"> • Soit un brûleur à trois allures • Soit un brûleur modulant dont la plage de modulation est supérieure à 65 % de la puissance
			$P \geq 2000 \text{ kW}$	Brûleur modulant dont la plage de modulation est supérieure à 65 % de la puissance
	Brûleur atmosphérique	Gaz naturel LPG	$P \geq 100 \text{ kW}$	<ul style="list-style-type: none"> • Soit un brûleur à deux allures dont la première allure est inférieure ou égale à 85 % de la puissance • Soit un brûleur modulant
Chaudière à condensation	Indifférent	Gaz naturel LPG	Indifférent	Brûleur modulant

NOTE 6

Des prescriptions similaires sont en cours d'élaboration dans les deux autres Régions.

3.4 OPTIMISATION DES PERFORMANCES ÉNERGÉTIQUES DES INSTALLATIONS DE CHAUFFAGE

3.4.1 GÉNÉRALITÉS

L'installateur ou le bureau d'étude chargé de la conception technique de l'installation de chauffage ne peut prendre de décisions qui seraient en contradiction avec les exigences PEB. Il peut toutefois proposer des alternatives (en termes de produits, de systèmes ou de matériaux) qui assurent au moins les mêmes performances et ce, en concertation avec l'équipe de construction.

Nous détaillons ci-après les mesures qui contribuent à améliorer le rendement de production et le rendement des systèmes. Ces mesures s'appliquent aux bâtiments et installations visés par la réglementation PEB, mais peuvent également se révéler utiles dans les bâtiments faisant l'objet d'une rénovation importante ou en cas de remplacement d'une chaudière ancienne.

3.4.2 MESURES D'AMÉLIORATION DU RENDEMENT DE PRODUCTION

En ce qui concerne la production de chaleur, le cahier spécial des charges stipule en principe :

- le mode de production de chaleur (centralisée et/ou décentralisée)
- le type de générateur (à condensation ou non), le combustible utilisé (gazeux, liquide, solide) et le couplage éventuel à la production d'eau chaude sanitaire
- le mode de régulation de la température d'eau de la chaudière (fixe ou en consigne glissante)
- l'emplacement de l'installation (à l'intérieur du volume protégé ou non).

L'installateur peut éventuellement proposer des solutions qui conduisent à un meilleur rendement de production et ont donc un effet favorable sur le niveau E calculé, telles que :

- placer le générateur de chaleur à l'intérieur du volume protégé. L'installation du générateur à l'extérieur

du volume protégé est en effet sanctionnée, dans le cadre de la PEB, par une diminution de 2 % du rendement de production calculé. Pour des raisons de sécurité et d'étanchéité à l'air du volume protégé, cette mesure n'est applicable qu'aux générateurs à circuit de combustion fermé (voir ci-dessous l'encadré 'Recommandations relatives à l'emplacement des générateurs')

- choisir, si possible, une régulation qui autorise l'arrêt et le refroidissement de la chaudière lorsqu'il n'y a pas de demande de chaleur. Si la chaudière est maintenue en permanence à une température minimum, le rendement de production est réduit de 5 %
- opter de préférence pour une régulation dite glissante de la température d'eau de la chaudière (avec courbe de chauffe et sonde extérieure); pour les chaudières à température d'eau constante, le rendement de production est réduit de 5 %
- privilégier dans tous les cas la chaudière à condensation. Dans l'échangeur de chaleur de ce type de générateur, l'eau de retour du système d'émission (dont la température doit être suffisamment basse; voir plus loin) refroidit les gaz de combustion, de manière à produire la condensation de la vapeur d'eau qu'ils contiennent. Ce processus de condensation permet de récupérer la chaleur latente des produits de combustion, qui peuvent ainsi être évacués à une température plus faible, ce qui réduit les déperditions thermiques par la cheminée et accroît le rendement de production. On estime que le rendement d'une chaudière à condensation augmente de 2 à 2,5 % lorsque la température de l'eau de retour à l'entrée de l'appareil diminue de 10 °C
- au regard de la PEB, pour avoir un effet favorable sur le rendement de production, la température de l'eau de retour fixée lors de la conception doit être suffisamment basse que pour produire une condensation des gaz de combustion. Selon la NIT 235 [C1], la condensation s'opère dès que la température de l'eau de retour se situe environ 5 °C en dessous du point de rosée des gaz de combustion, ce qui correspond à 50 °C pour les produits de combustion du gaz naturel (point de rosée de 55 °C) et à 42 °C pour ceux du mazout (point de rosée de 47 °C).

RECOMMANDATIONS RELATIVES À L'EMPLACEMENT DES GÉNÉRATEURS

L'emplacement recommandé du générateur par rapport au volume protégé du bâtiment dépend du type d'appareil (circuit de combustion étanche ou non).

Le tableau 9 énonce quelques règles permettant de préserver la sécurité et l'étanchéité à l'air du volume protégé.

Type d'installation	Emplacement recommandé par rapport au volume protégé	Tableau 9 <i>Emplacement recommandé des générateurs par rapport au volume protégé.</i>
Chauffage central ou individuel par générateur à circuit de combustion étanche	A l'intérieur du volume protégé si la puissance de l'appareil est inférieure à 70 kW	
Chauffage central ou individuel par générateur à circuit de combustion non étanche	A l'extérieur du volume protégé; limiter les percements en plaçant les collecteurs dans le volume protégé	
Stockage et production d'eau chaude indépendants de la chaudière	<ul style="list-style-type: none"> • Pour les appareils à circuit de combustion ouvert : à l'extérieur du volume protégé; limiter les percements en plaçant les collecteurs dans le volume protégé • Pour les appareils à circuit de combustion étanche et les chauffe-eau électriques : à l'intérieur du volume protégé 	

D'autres mesures peuvent être préconisées, même si elles n'ont pas d'effet direct sur le niveau E calculé :

- choisir un régime de température d'eau aussi bas que possible lors de la conception (70/50 °C ou 60/40 °C pour des radiateurs, 45/35 °C ou 40/30 °C pour le chauffage par le sol)

- dimensionner la chaudière en fonction des besoins réels en chaleur. Bien que la réglementation PEB ne prévoise pas d'exigences quant à la puissance de la chaudière, tout surdimensionnement doit être évité pour des raisons de coût d'investissement, de pertes à l'arrêt accrues et de nuisances environnementales
- privilégier les chaudières à circuit de combustion étanche, qui ne génèrent pas de déperditions thermiques supplémentaires dues à l'apport d'air comburant froid, garantissent une sécurité optimale (excluant tout risque d'intoxication au CO) et n'ont pas d'interactions avec un éventuel système de ventilation.

NOTE 7

Le recours à la pompe à chaleur est très avantageux par la PEB en termes de rendement de production. Le choix de ce système en lieu et place de la chaudière à condensation se justifie pour autant que l'on dispose d'une source de chaleur adéquate dont la température est la plus élevée possible (sol, eau souterraine, air) et que le réseau de distribution qui y est raccordé soit un système de chauffage fonctionnant à basse température.

3.4.3 MESURES D'AMÉLIORATION DU RENDEMENT DES SYSTÈMES

Les pertes d'énergie imputables à la distribution, à l'émission, au stockage et à la régulation de chaleur dans une installation de chauffage sont englobées dans le rendement des systèmes et ont donc un impact sur le calcul du niveau E. Il importe dès lors que le cahier spécial des charges précise clairement tous les paramètres influençant ce rendement, de sorte que l'installateur puisse en tenir compte et formuler éventuellement des propositions alternatives pour optimiser les performances énergétiques.

Le **rendement d'émission** se définit comme le rapport entre la chaleur utile que les corps de chauffe diffusent dans les locaux et la chaleur totale qu'ils émettent. Cette caractéristique dépend donc, d'une part, du mode de régulation de la température ambiante (réglage individuel dans chaque local ou non) et, d'autre part, du mode de régulation de la température de l'eau (fixe ou en consigne glissante). Dans le cadre de la réglementation PEB, la régulation de la température ambiante est incluse de manière forfaitaire dans le rendement d'émission, tandis que la régulation de la température d'eau de la chaudière est prise en compte lors de la détermination du rendement de production (voir § 3.4.1, p. 35).

Le **rendement de distribution** représente, quant à lui, le rapport entre la chaleur utile que les corps de chauffe diffusent dans les locaux et la chaleur totale que le générateur transmet au système de distribution. Son calcul est effectué de manière très simplifiée par la PEB, dans la mesure où l'emplacement du réseau de distribution par rapport au volume protégé est le seul paramètre pris en considération.

Quant au **rendement de stockage**, il se définit comme le rapport entre la chaleur transférée au système de distribution par le réservoir de stockage et celle transmise à ce dernier par le générateur. De manière simplifiée, le rendement de stockage varie également selon que le réservoir se situe à l'extérieur ou à l'intérieur du volume protégé (réduction de 5 % dans le premier cas).

Les données relatives à la distribution, à l'émission, à la régulation et au stockage éventuel de la chaleur mentionnées au cahier spécial des charges concernent en principe :

- le type de production (centralisée ou décentralisée) et les dispositifs de stockage éventuels (ballon, cuve, réservoir)
- le type et l'emplacement du système d'émission calorifique ou des corps de chauffe (radiateurs, convecteurs, chauffage par le sol, chauffage mural, ...)
- le mode de régulation de la température de l'eau (constante, consigne glissante, ...)
- le mode de régulation de la température ambiante (par local, par zone, ...), les dispositifs utilisés (thermostat d'ambiance, vannes thermostatiques, ...) et la programmation temporelle qui y est associée
- le mode de répartition des coûts de chauffage entre les utilisateurs (installations collectives).

Les mesures énumérées ci-après ont un impact positif sur le rendement des systèmes (et donc également

sur le niveau E) :

- choisir de préférence un mode de régulation de la température par local, par exemple : vannes thermostatiques et/ou thermostat d'ambiance (la PEB encourage ce choix par une augmentation forfaitaire du rendement d'émission de 2 %)
- opter pour une régulation de la température d'eau en consigne glissante (par exemple, à l'aide d'une courbe de chauffe et d'une sonde extérieure ou d'une vanne mélangeuse à trois voies) et éviter les réglages en consigne fixe (la PEB accorde une hausse forfaitaire de 2 % sur le rendement d'émission si la température de l'eau est réglée en consigne glissante)
- installer toutes les tuyauteries à l'intérieur du volume protégé du bâtiment; la PEB prévoit une réduction forfaitaire du rendement de distribution de 5 % si les tuyauteries passent partiellement à l'extérieur du volume protégé
- éviter de placer les radiateurs directement devant des vitrages (baisse forfaitaire du rendement d'émission de 8 %).

Les mesures suivantes ont une influence favorable sur le rendement des systèmes, mais ne sont pas directement valorisées par la PEB (pas d'effet sur le niveau E calculé) :

- dimensionner correctement les corps de chauffe en fonction des déperditions calorifiques calculées pour le local chauffé, du régime de température d'eau choisi et du débit d'eau calculé; bien que la PEB n'émette aucune exigence à ce propos, il convient d'éviter tout surdimensionnement excessif en raison des coûts d'investissement plus élevés et de l'inertie thermique accrue lors de la montée en température
- choisir un régime de température d'eau le plus bas possible : une baisse des températures d'eau réduit également les déperditions thermiques du réseau de distribution; on veillera toutefois à sélectionner les corps de chauffe en fonction du régime de température retenu
- calorifuger les tuyauteries qui passent à l'extérieur du volume protégé; une isolation est également conseillée pour les tuyauteries qui traversent des pièces non chauffées.

NOTE 8

Les prescriptions en matière de calorifugeage des conduits de chauffage sont définies dans les normes NBN EN 12828 [B21] et NBN D 30-041 [B6].

La Région de Bruxelles-Capitale impose également des exigences en qui concerne le calorifugeage des tuyauteries des installations de chauffage central (voir le tableau 6, p. 34).

3.4.4 CONSOMMATION D'ÉNERGIE DES APPAREILS ÉLECTRIQUES

Dans le calcul du niveau E, la réglementation PEB prévoit la prise en compte de la consommation énergétique des appareils auxiliaires (pompes ou circulateurs, ventilateurs, etc.) et des veilleuses.

Pour limiter cette consommation, les recommandations suivantes peuvent être appliquées :

- choisir une pompe adaptée à l'installation et éviter les appareils surdimensionnés qui consomment beaucoup d'énergie
- prévoir un régulateur qui arrête complètement la pompe quand il n'y a pas de demande de chaleur
- utiliser des pompes munies d'un régulateur de fréquence, susceptibles de fournir un débit variable en fonction de la charge et permettant donc des économies d'énergie notables
- éviter si possible l'utilisation de pompes supplémentaires (alimentation du réservoir de stockage ou d'échangeurs de chaleur individuels, circuit primaire, etc.)
- opter pour un générateur de chaleur sans veilleuse; la PEB applique un supplément (forfaitaire) de consommation d'énergie auxiliaire pour les veilleuses.

NOTE 9

La consommation d'énergie des pompes (puissance absorbée, rendement, efficacité énergétique) est étudiée au § 8.4.

3.5 OPTIMISATION DES PERFORMANCES ÉNERGÉTIQUES DES INSTALLATIONS DE PRODUCTION D'EAU CHAUDE SANITAIRE

3.5.1 PERFORMANCES DE L'INSTALLATION

L'eau sanitaire est chauffée par un générateur qui, dans certains cas, assure également le chauffage du bâtiment. La production d'eau chaude sanitaire est soit instantanée (passage de l'eau dans un échangeur de chaleur), soit à accumulation (l'eau est stockée et chauffée dans un réservoir). L'eau peut également être préchauffée par une installation solaire thermique, pour être réchauffée ensuite par le générateur.

Dans le calcul des performances énergétiques du bâtiment et des installations techniques (niveau E), les performances du système sont prises en compte par une évaluation du rendement du système et du rendement de production. La figure 6 représente le schéma d'une installation dont le rendement de système est déterminé par les pertes d'énergie imputables à la distribution d'eau chaude vers les points de puisage (baignoires, douches, lavabos, cuisine, etc.) et dont le rendement de production est fonction des pertes d'énergie consécutives au chauffage de l'eau et à son stockage.

Lors de la conception et du placement de l'installation de production d'eau chaude, il y a lieu de tenir compte des caractéristiques du système exigées par le cahier spécial des charges.

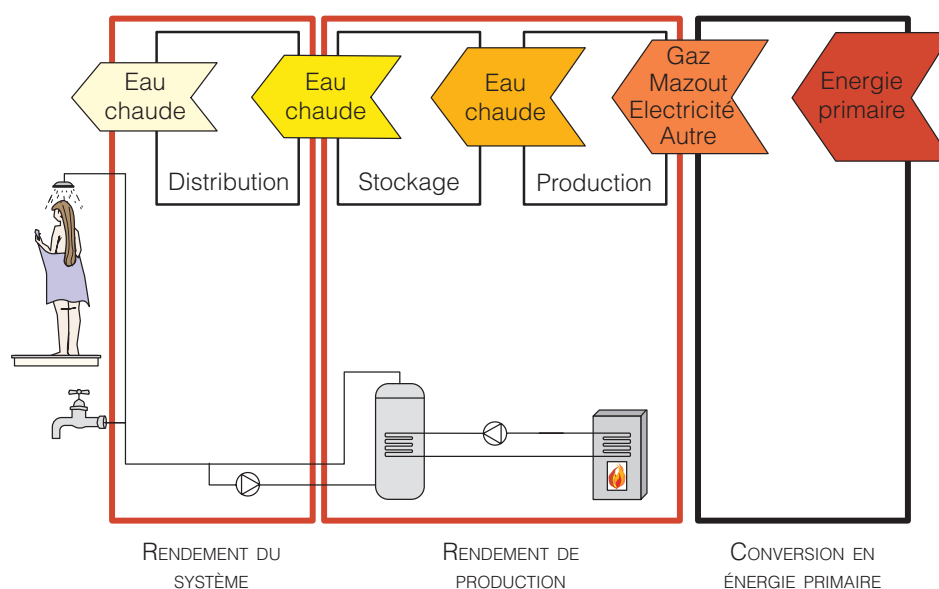


Fig. 6 Rendement de production et rendement du système d'une installation de production d'eau chaude sanitaire.

Dans le cadre de la PEB, le rendement de production et le rendement du système sont évalués sur la base des caractéristiques suivantes :

- une consommation d'eau chaude standardisée, calculée sur la base du volume protégé du bâtiment; cette valeur théorique ne tient pas compte de l'eau chaude réellement produite pour alimenter les baignoires, les douches, etc.
- une valeur de rendement forfaitaire, qui diffère selon le type de générateur (gaz, mazout, résistance électrique, pompe à chaleur électrique) et selon le mode de production de l'eau chaude sanitaire (instantanée ou à accumulation)
- la contribution d'une installation solaire thermique éventuelle au préchauffage de l'eau (panneaux solaires, chauffe-eau solaire); cette part est prise en compte pour les points de prélèvement qui y sont raccordés. Le rendement d'un chauffe-eau solaire dépend en grande partie des besoins annuels en eau chaude sanitaire. Les principaux facteurs d'influence sont l'ensoleillement moyen annuel des panneaux solaires, leur surface, leur orientation, leur inclinaison et leur ombrage éventuel
- les pertes d'énergie induites par la distribution de l'eau chaude sanitaire vers les différents points de prélèvement. Le niveau E ne tient compte que de la longueur totale des conduites de distribution jusqu'aux principaux points de puisage (baignoires, douches, éviers de cuisine), même si leur emplacement (par

rapport au volume protégé) et leur degré d'isolation ne sont pas anodins

- ces deux derniers paramètres sont néanmoins pris en considération lorsqu'un circulateur assure la circulation permanente de l'eau chaude afin de réduire le délai d'attente lors du puisage.

3.5.2 AMÉLIORATION DES PERFORMANCES DE LA PRODUCTION D'EAU CHAUDE SANITAIRE

Toutes les exigences de conception PEB doivent être satisfaites, mais des mesures alternatives peuvent éventuellement être proposées, en concertation avec l'équipe de construction, si elles répondent au moins aux mêmes exigences ou fournissent un meilleur rendement (production et/ou système). On peut ainsi :

- remplacer le chauffage à résistance électrique par un générateur au gaz ou au mazout; malgré un meilleur rendement de production, le chauffage électrique par résistance présente l'inconvénient de pénaliser le niveau E de 10 points en moyenne, en raison de la conversion en énergie primaire (intégrant le rendement des centrales électriques et le coût du transport). Si l'on opte pour un générateur au gaz, on choisira de préférence un appareil sans veilleuse
- utiliser un chauffe-eau avec pompe à chaleur électrique qui récupère la chaleur de l'air de ventilation (système C ou D) pour réchauffer l'eau sanitaire; ce choix se révèle énergétiquement efficace puisqu'il se traduit par un gain moyen de 3 points sur le niveau E
- préférer les appareils à production d'eau chaude instantanée (chauffe-eau instantanés) plutôt que les systèmes à accumulation, qui ont un moins bon rendement de production. L'impact sur le niveau E est toutefois limité (baisse d'environ 1 point). Il est à noter que le choix d'un chauffe-eau instantané (chaudière mixte) n'est pas toujours avantageux du point de vue énergétique, car il nécessite une chaudière plus puissante, ce qui fait baisser le rendement saisonnier. Le choix entre la production instantanée et l'accumulation reposera en fin de compte sur les besoins en eau chaude et les exigences de confort des utilisateurs
- limiter au minimum la longueur du réseau de distribution en disposant le générateur en un point central ou au plus près des principaux robinets (baignoire, douche, cuisine). Cette mesure devrait permettre de réduire le niveau E de 2 à 4 points selon le cas
- éviter les boucles d'eau chaude sanitaire et utiliser un chauffe-eau instantané distinct dans les zones éloignées; si on ne peut éviter une circulation en boucle, on veillera à ce qu'elle soit aussi courte que possible, qu'elle se situe à l'intérieur du volume protégé et soit parfaitement isolée. Le circulateur comportera éventuellement un interrupteur horaire qui arrête momentanément la pompe
- équiper le conduit d'évacuation d'eau de la douche d'un récupérateur de chaleur dont l'effet sera déterminé par le rendement de l'échangeur.

Certaines mesures n'ont pas d'impact sur le niveau E, mais permettent néanmoins de réduire la consommation énergétique (amélioration du rendement de la production d'eau chaude sanitaire, par exemple) :

- pose des conduites d'eau chaude et froide à l'intérieur du volume protégé et calorifugeage des conduites d'eau chaude (cette dernière mesure est déjà prescrite par la réglementation PEB bruxelloise; voir tableau 6, p. 34)
- espacement suffisant entre les conduites d'eau froide et les canalisations de chauffage central ou de chauffage par le sol (cette mesure s'avère d'ailleurs utile pour la prévention de la légionelle).

4 DÉTERMINATION DE LA PUISSANCE DE CHAUFFE

4.1	Introduction	43
4.2	Puissance nécessaire au chauffage du bâtiment.....	43
4.2.1	Calcul des déperditions calorifiques du bâtiment.....	43
4.2.2	Calcul des pertes par transmission ($\Phi_{T,i}$)	44
4.2.3	Calcul des pertes par ventilation ($\Phi_{V,i}$)	45
4.2.4	Surpuissance de relance du chauffage ($\Phi_{RH,i}$)	46
	4.2.4.1 Chauffage intermittent	46
	4.2.4.2 Méthode de calcul simplifiée	46
4.3	Puissance nécessaire pour la production d'eau chaude sanitaire	47
4.3.1	Introduction	47
4.3.2	Production centralisée d'eau chaude sanitaire dans les immeubles à appartements.....	48
4.3.3	Production d'eau chaude sanitaire dans les maisons unifamiliales.....	48
	4.3.3.1 Principe	48
	4.3.3.2 Méthode de calcul simplifiée pour les maisons dotées d'une installation sanitaire type	49
	4.3.3.3 Méthode de calcul applicable aux maisons dotées d'une installation sanitaire à grand débit	49
4.3.4	Production d'eau chaude sanitaire dans les bâtiments tertiaires	52



4 DÉTERMINATION DE LA PUISSANCE DE CHAUFFE

4.1 INTRODUCTION

Le choix de la puissance de chauffe concerne aussi bien le chauffage du bâtiment que la préparation de l'eau chaude sanitaire. La puissance nécessaire au chauffage du bâtiment dépend essentiellement du calcul des déperditions calorifiques : elle sera d'autant plus faible que le bâtiment est mieux isolé (puisque les déperditions seront réduites d'autant). La puissance nécessaire à la préparation de l'eau chaude sanitaire sera dès lors relativement plus importante (voire même déterminante pour la puissance de la chaudière). Le calcul de la puissance requise pour la production d'eau chaude est par conséquent un paramètre essentiel, surtout si les appareils sanitaires ont une consommation d'eau élevée.

4.2 PUISSANCE NÉCESSAIRE AU CHAUFFAGE DU BÂTIMENT

4.2.1 CALCUL DES DÉPERDITIONS CALORIFIQUES DU BÂTIMENT

La puissance de chauffe minimum à installer est établie sur la base du calcul normalisé des déperditions calorifiques du bâtiment. Ce calcul est développé dans la norme NBN EN 12831 [B22] et la norme NBN B 62-003 [B2] (plus spécifique à la situation belge), toutes deux en cours de révision.

Le calcul de base consiste à déterminer la puissance minimum des corps de chauffe ou des systèmes d'émission à installer dans les locaux à chauffer. La norme fournit par ailleurs une méthode de calcul des déperditions calorifiques totales du bâtiment, qui peuvent servir de base pour évaluer la puissance du générateur de chaleur à installer.

Le calcul des déperditions calorifiques est basé sur une puissance de crête, c'est-à-dire une puissance à fournir dans les conditions les plus défavorables. Pour ce faire, on tient compte d'une température extérieure de base extrême (température extérieure moyenne journalière qui n'est dépassée en moyenne qu'un jour par an), d'un débit élevé d'infiltration d'air extérieur non contrôlée dans le cas d'une enveloppe non étanche et d'une surpuissance de relance. Par contre, on néglige les gains de chaleur dus à l'ensoleillement et à l'occupation du bâtiment, et on utilise des valeurs sûres par défaut pour les données non connues. On ne peut donc pas comparer le calcul des déperditions calorifiques du bâtiment au calcul des besoins nets en énergie pour le chauffage des bâtiments, qui vise plutôt une estimation réaliste des pertes énergétiques réelles.

D'une façon générale, la puissance à installer $\Phi_{HL,i}$ dans tout local à chauffer (i) se définit comme la somme des pertes par transmission, des pertes par ventilation (naturelle et/ou mécanique) et d'un terme tenant compte de la surpuissance de relance nécessaire, soit la formule :

$$\Phi_{HL,i} = \Phi_{T,i} + \Phi_{V,i} + \Phi_{RH,i} \quad (W) \quad (4.1)$$

dans laquelle

$\Phi_{T,i}$ = les pertes par transmission, en W

$\Phi_{V,i}$ = les pertes par ventilation, en W

$\Phi_{RH,i}$ = la surpuissance de relance, en W.

4.2.2 CALCUL DES PERTES PAR TRANSMISSION ($\Phi_{T,i}$)

La figure 7 schématise l'ensemble des flux de chaleur susceptibles de se transmettre entre un local chauffé (i) au sein du volume protégé (VP1) et l'extérieur (e), le sol (g) ou un espace adjacent chauffé (j) ou non chauffé (u).

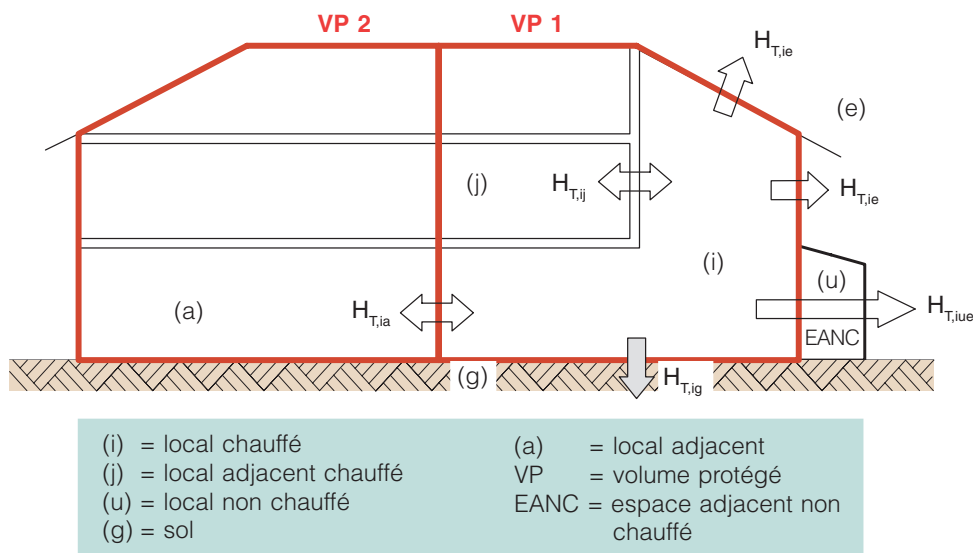


Fig. 7 Déperditions calorifiques de base par transmission.

Les déperditions calorifiques par transmission $\Phi_{T,i}$ d'un local chauffé i sont calculées à l'aide de la formule générale suivante :

$$\Phi_{T,i} = (H_{T,ie} + H_{T,iue} + H_{T,ig} + H_{T,ij} + H_{T,ia}) \cdot (\theta_{int,i} - \theta_e) \quad (W) \quad (4.2)$$

dans laquelle

$H_{T,ie}$ = le coefficient de transfert thermique par transmission (en W/K) du local chauffé i vers l'extérieur (e) à travers l'enveloppe du bâtiment

$H_{T,iue}$ = le coefficient de transfert thermique par transmission (en W/K) du local chauffé i vers l'extérieur (e) via un espace adjacent non chauffé (EANC)

$H_{T,ig}$ = le coefficient de transfert thermique par transmission (en W/K) du local chauffé i vers l'extérieur (e) à travers le sol

$H_{T,ij}$ = le coefficient de transfert thermique (en W/K) du local chauffé i vers un local adjacent j appartenant au volume protégé et se trouvant à une température différente

$H_{T,ia}$ = le coefficient de transfert thermique par transmission (en W/K) du local chauffé i vers un local adjacent (a) appartenant à un volume protégé contigu

$\theta_{int,i}$ = la température de base du local chauffé i (en °C)

θ_e = la température extérieure de base (en °C) de la région dans laquelle est situé le bâtiment (voir tableau et carte dans la norme NBN B 62-003) [B2].

Le coefficient de transfert thermique par transmission $H_{T,i}$ à travers les éléments de construction renfermant un local chauffé i se calcule en général à l'aide de la formule suivante :

$$H_{T,i} = \sum_k A_k \cdot U_k \cdot b_u + \sum_l \Psi_l \cdot l_l \cdot b_u \quad (W/K) \quad (4.3)$$

dans laquelle

A_k = la surface de l'élément de construction k, en m²

U_k = le coefficient de transmission thermique de l'élément de construction k, en W/m².K

l_l = la longueur, en mètres, du pont thermique linéaire éventuel (l) entre l'environnement intérieur et extérieur

Ψ_l = le coefficient de transmission thermique linéaire, en W/m.K, du pont thermique linéaire l

b_u = le facteur de correction (sans dimension) permettant de convertir l'écart de température entre l'extérieur et l'intérieur ($\theta_{int,i} - \theta_e$) en un écart de température réel entre l'espace intérieur et le local adjacent chauffé ou non.

La détermination des pertes par le sol $H_{T,ig}$ nécessite un calcul particulier intégrant notamment le coefficient de transmission thermique équivalent du plancher inférieur concerné. Ce coefficient dépend du type de

plancher (sur terre-plein, sur vide sanitaire, sur cave ou tout autre local enterré), de sa résistance thermique totale et de ses dimensions caractéristiques. Le calcul s'opère à l'aide de l'expression suivante :

$$H_{T,ig} = f_{g1} \cdot f_{g2} \cdot (\sum_k A_k \cdot U_{equiv,k}) \cdot G_w \quad (W/K) \quad (4.4)$$

dans laquelle

- f_{g1} = un facteur de correction sans dimension tenant compte de la variation annuelle de la température extérieure ($f_{g1} = 1,45$)
- f_{g2} = un facteur de correction sans dimension permettant de corriger l'écart de température entre l'intérieur et l'extérieur en un écart entre la température intérieure et la température annuelle moyenne extérieure
- A_k = la surface de l'élément de construction k en contact avec le sol, exprimée en m²
- $U_{equiv,k}$ = le coefficient de transmission thermique équivalent de l'élément k, en W/m².K; ce coefficient dépend du type de plancher, de sa résistance thermique et de ses dimensions caractéristiques
- G_w = un facteur de correction sans dimension qui tient compte de la présence éventuelle d'eau souterraine.

Pour de plus amples informations au sujet de la détermination des coefficients de transfert thermique par transmission, il y a lieu de se référer aux normes NBN B 62-002 [B1] et NBN EN 12831 [B22].

NOTE 10

Le calcul des déperditions calorifiques de base par transmission des locaux chauffés (valeurs $\Phi_{T,i}$) ne tient pas compte des pertes générées par les systèmes de chauffage intégrés dans les éléments de construction (sol, murs, plafonds). Les pertes de chaleur de ces systèmes vers des espaces adjacents non chauffés, dans le sol ou l'environnement extérieur doivent toutefois être intégrées dans le calcul de la puissance de la chaudière.

NOTE 11

Les exigences d'isolation toujours plus strictes des réglementations régionales sur la performance énergétique des bâtiments et les futures exigences PEB européennes qui n'autoriseront plus que des bâtiments à consommation d'énergie quasi nulle d'ici 2020 [P6] peuvent laisser espérer une forte réduction des déperditions calorifiques par transmission à travers l'enveloppe des bâtiments. Il est dès lors probable que les déperditions calorifiques seront calculées principalement sur la base des pertes par ventilation, de la surpuissance de relance et des besoins en eau chaude sanitaire.

4.2.3 CALCUL DES PERTES PAR VENTILATION ($\Phi_{V,i}$)

Les déperditions calorifiques par ventilation $\Phi_{V,i}$ d'un local chauffé et aéré i sont calculées selon la formule générale suivante :

$$\Phi_{V,i} = H_{V,i} \cdot (\theta_{int,i} - \theta_e) = q_{v,i} \cdot \rho_a \cdot c_a \cdot (\theta_{int,i} - \theta_e) \quad (W) \quad (4.5)$$

dans laquelle

- $H_{V,i}$ = le coefficient de transfert thermique par ventilation, exprimé en W/K et calculé à l'aide de l'équation $H_{V,i} = q_{v,i} \cdot \rho_a \cdot c_a$, où :
 - $q_{v,i}$ = le débit de ventilation du local chauffé i, en m³/h
 - ρ_a = la masse volumique de l'air, en kg/m³, pour $\theta_{int,i}$
 - c_a = la capacité thermique spécifique de l'air, en Wh/kg.K, pour $\theta_{int,i}$
- $\theta_{int,i}$ = la température intérieure de base du local chauffé i, en °C
- θ_e = la température extérieure de base, en °C.

Le débit de ventilation $q_{v,i}$ est fonction de la nature du système de ventilation choisi (ventilation naturelle $q_{v,nat,i}$ ou mécanique $q_{v,mech,i}$).

En ce qui concerne la ventilation naturelle, il convient de faire une distinction, d'une part, entre le débit d'air minimum (partiellement incontrôlé) qui pénètre dans un local par des ouvertures pratiquées à cet effet

(pour assurer une qualité d'air hygiénique et confortable) et, d'autre part, le débit d'infiltration (incontrôlé) qui pénètre dans un local par les anfractuosités présentes dans l'enveloppe extérieure sous l'effet du vent et des dépressions.

Dans le cas de la ventilation mécanique, on distingue non seulement le débit de pulsion mécanique contrôlé et/ou le débit d'extraction mécanique contrôlé (débits de conception), mais également le débit d'infiltration (incontrôlé) qui peut pénétrer dans un local sous l'effet du vent, du tirage thermique et/ou sous l'effet de la dépression créée par le système de ventilation.

La diversité des cas envisageables pour les différents locaux ventilés d'un bâtiment rend le calcul des déperditions par ventilation particulièrement complexe. C'est pourquoi il est important que le concepteur du système de ventilation mette les informations utiles relatives au système et à la répartition des débits d'air à la disposition de l'installateur ou du bureau d'étude appelé à calculer la puissance nécessaire des appareils de chauffage.

Pour plus d'informations concernant le calcul des déperditions par ventilation (naturelle ou mécanique), nous renvoyons aux normes NBN B 62-003 [B2] et NBN EN 12831 [B22].

4.2.4 SURPUISSANCE DE RELANCE DU CHAUFFAGE ($\Phi_{RH,i}$)

4.2.4.1 CHAUFFAGE INTERMITTENT

Pour éviter tout gaspillage d'énergie, les locaux ne sont quasiment jamais chauffés en permanence : le chauffage y est coupé périodiquement ou, en tout cas, est ralenti durant les périodes creuses (pas de demande de chaleur ou demande moins importante).

Dès lors, pour que les locaux atteignent la température de confort souhaitée, l'appareil ou le système de chauffage devra fournir une surpuissance de relance (Φ_{RH}). Celle-ci dépendra de la durée de la relance admise ou imposée, de la différence de température à compenser et de la masse thermique (inertie) des parois délimitant les locaux.

Les coupures de chauffage sur de longues périodes (durant la nuit, le week-end, pendant les vacances, etc.) entraînent un refroidissement de la masse du bâtiment dans son ensemble. Comme le rayonnement froid des murs est préjudiciable au confort thermique, il sera nécessaire de réchauffer les parois le plus rapidement possible. Dans le cas de murs massifs, ce réchauffement exigera beaucoup d'énergie, si bien que, lors du redémarrage du chauffage, les puissances risquent de ne pas suffire pour atteindre la température de confort en un temps raisonnable.

Afin de remédier à ce problème de remontée en température, on prévoit généralement, pour les locaux chauffés par intermittence, une surpuissance de relance ($\Phi_{RH,i}$) qui tient compte :

- de la capacité thermique (inertie thermique) des éléments de construction
- de la durée de relance choisie
- de la baisse de température au cours du ralenti (coupure du chauffage)
- des caractéristiques du système de régulation.

La surpuissance de relance peut toutefois être négligée si :

- le système de régulation est conçu pour annuler le ralenti par temps très froid
- les déperditions calorifiques dues à la ventilation peuvent être réduites en période de ralenti.

Il va sans dire que les conditions permettant de définir la surpuissance de relance devront être clairement définies lors de la conception et ce, de préférence, en concertation avec l'utilisateur de l'installation de chauffage.

4.2.4.2 MÉTHODE DE CALCUL SIMPLIFIÉE

La surpuissance de relance peut être déterminée avec précision à l'aide d'une procédure de calcul dynamique, mais, vu la complexité de ces calculs, on fait le plus souvent appel à des méthodes simplifiées.

Celles-ci s'appliquent dans les conditions suivantes :

- pour les bâtiments résidentiels :
 - période de ralenti limitée à 8 heures (1 nuit)
 - bâtiment de masse élevée (ce qui exclut les constructions à ossature bois, par exemple)
- pour les bâtiments non résidentiels :
 - période de ralenti limitée à 48 heures (1 week-end)
 - occupation de plus de 8 heures par jour durant les jours ouvrables
 - température de consigne comprise entre 20 et 22 °C.

La surpuissance de relance nécessaire $\Phi_{RH,i}$ peut se calculer à l'aide de la formule simplifiée :

$$\Phi_{RH,i} = A_{f,i} \cdot f_{RH,i} \quad (W) \quad (4.8)$$

dans laquelle :

$A_{f,i}$ = la surface au sol du local chauffé i , en m^2

$f_{RH,i}$ = le facteur de relance, en W/m^2 , fonction de la durée de relance et de la baisse de la température intérieure admise pendant la période de ralenti. Le tableau 10 présente une série de valeurs par défaut à choisir en fonction de la baisse de température admise, de la durée de relance et de la masse du bâtiment.

NOTE 12

Les systèmes d'émission à masse thermique élevée (sols chauffés, par exemple) nécessitent des délais de relance plus longs.

Or, la méthode de calcul simplifiée évoquée ci-dessus ne tient pas compte de l'inertie thermique de l'installation de chauffage. Elle suppose donc implicitement que la capacité de relance soit totalement disponible dans les locaux à chauffer dès la remise en route.

Tableau 10 Valeurs par défaut du facteur de relance f_{RH} (en W/m^2).

Durée de relance (h)	Résidentiel			Non-résidentiel								
	Baisse de température en période de ralenti $\Delta\theta$ ⁽¹⁾											
	1 K	2 K	3 K	2 K			3 K			4 K		
	Inertie du bâtiment ⁽²⁾											
	Forte ⁽³⁾			Faible	Moy.	Forte	Faible	Moy.	Forte	Faible	Moy.	Forte
1	11	22	45	18	23	25	27	30	27	36	27	31
2	6	11	22	9	16	22	18	20	23	22	24	25
3	4	9	16	6	13	18	11	16	18	18	18	18
4	2	7	13	4	11	16	6	13	16	11	16	16

⁽¹⁾ $\Delta\theta$ (K) : baisse de la température intérieure admise lorsque le chauffage ne fonctionne pas; cette valeur ne dépasse normalement pas 2 à 3 K dans un bâtiment bien isolé et étanche à l'air.

⁽²⁾ Faible inertie : masse peu élevée (cloisons légères, plafonds suspendus, etc.).

Inertie moyenne : masse de moyenne importance (cloisons légères, mais planchers et plafonds en béton lourd).

Forte inertie : masse importante (murs en briques ou en béton, planchers et plafonds en béton lourd).

⁽³⁾ Ces valeurs ne s'appliquent en principe qu'aux bâtiments résidentiels de forte inertie; en pratique, toutefois, il est possible de les utiliser aussi pour les constructions à ossature bois (hypothèse sécuritaire).

4.3 PUISSANCE NÉCESSAIRE POUR LA PRODUCTION D'EAU CHAUDE SANITAIRE

4.3.1 INTRODUCTION

La puissance nécessaire au chauffage de l'eau sanitaire dépend en premier lieu du mode de production choisi :

- dans le cas d'un chauffe-eau instantané, l'appareil doit être à même de fournir les débits de pointe nécessaires à la température demandée, ce qui suppose en général une puissance élevée

- en cas de production d'eau chaude par accumulation, l'appareil chauffe un grand volume d'eau durant les périodes creuses (la nuit, par exemple), de façon à pouvoir couvrir l'ensemble des besoins en journée. Dans la majorité des cas, ce mode de production ne nécessite qu'une puissance réduite, puisque la montée en température peut s'effectuer sur une période relativement longue. Nous ne nous étendrons pas davantage sur ce principe, qui concerne essentiellement les boilers électriques
- dans le cas d'une production par semi-accumulation, l'appareil réchauffe un certain volume d'eau contenu dans un ballon de stockage (par le biais d'un échangeur de chaleur alimenté, par exemple, par la chaudière au moyen d'une pompe) de façon à couvrir un débit de pointe durant la période de consommation et à recharger complètement le réservoir avant la prochaine pointe. La puissance requise à cet effet se situe à mi-chemin entre celle d'un appareil à accumulation et d'un chauffe-eau instantané.

La détermination de la puissance nécessaire au chauffage de l'eau chaude sanitaire diffère en outre selon le type de bâtiment (résidentiel ou tertiaire, par exemple) et son profil de consommation. La nature de l'équipement sanitaire joue à cet égard un rôle important, dans la mesure où le calcul de la puissance des appareils de très grande capacité requiert une méthode spécifique.

Nous présentons ci-après différentes méthodes permettant de calculer la puissance nécessaire à la production d'eau chaude sanitaire (ECS) dans les immeubles à appartements où la production d'eau chaude est centralisée, dans les maisons unifamiliales et dans les bâtiments tertiaires.

4.3.2 PRODUCTION CENTRALISÉE D'EAU CHAUDE SANITAIRE DANS LES IMMEUBLES À APPARTEMENTS

Dans le cas des appartements, la puissance de l'appareil de production centralisée d'eau chaude sanitaire et la capacité du ballon de stockage peuvent être calculées à l'aide de la méthode décrite dans le projet de norme prNBN D 20-001 [B44].

Cette méthode permet de déterminer l'évolution de la consommation d'eau chaude durant les heures de pointe. Partant de ce profil, on calcule la puissance de l'échangeur de chaleur en cas de production instantanée $\Phi_{DHW,dir}$ ainsi que la puissance $\Phi_{DHW,acc}$ et la capacité de stockage $V_{w,acc}$ dans le cas d'une production par semi-accumulation. Dans ce dernier cas, on considère que le ballon de stockage est entièrement rechargé (température de 60 °C, par exemple) à la fin de la période de pointe.

L'ensemble des appartements de l'immeuble est ramené à un certain nombre d'unités d'habitation caractérisées par une consommation de pointe équivalente, compte tenu de leur équipement sanitaire. Le nombre d'unités d'habitation se définit par la valeur N du bâtiment. Ainsi, un immeuble à appartements dont la consommation de pointe correspond à 20 unités d'habitation possède une valeur N égale à 20.

NOTE 13

L'Allemagne a mis au point une procédure d'essai permettant de définir le nombre d'unités d'habitation pour lequel un générateur donné est apte à couvrir une consommation de pointe donnée.

Ce nombre se définit par la valeur NL (ou indice de puissance) et fait partie intégrante des spécifications techniques de l'appareil. La valeur NL allemande correspond en fait à la valeur N du projet de norme prNBN D 20-001. Par conséquent, une fois la valeur N calculée, il suffit de choisir un générateur dont la valeur NL est supérieure ou égale à N.

4.3.3 PRODUCTION D'EAU CHAUDE SANITAIRE DANS LES MAISONS UNIFAMILIALES

4.3.3.1 PRINCIPE

Trois méthodes peuvent être envisagées pour calculer la puissance nécessaire à la production centralisée d'eau chaude sanitaire dans une maison unifamiliale :

- la méthode du projet de norme prNBN D 20-001 explicitée ci-avant (voir § 4.3.2)

- pour les installations types, l'utilisation des valeurs mentionnées au tableau 12 (voir § 4.3.3.2)
- pour les installations à grand débit, un calcul basé sur l'équipement même et sur les débits de pointe spécifiques aux utilisateurs (voir § 4.3.3.3).

NOTE 14

L'usage d'un chauffe-eau solaire (ou d'un autre appareil à fonctionnement non continu), bien qu'ayant une incidence sur la consommation énergétique réelle, n'est pas pris en considération dans le calcul de la puissance requise, celle-ci devant de toute façon être disponible en l'absence de préchauffage par le chauffe-eau solaire.

4.3.3.2 MÉTHODE DE CALCUL SIMPLIFIÉE POUR LES MAISONS DOTÉES D'UNE INSTALLATION SANITAIRE TYPE

Le tableau 12 (p. 50) fournit les valeurs indicatives de la puissance requise pour la production d'eau chaude sanitaire dans des maisons unifamiliales de 3 à 4 personnes, dotées de différents équipements sanitaires. Ces derniers, décrits dans le tableau, sont destinés à couvrir les pointes de consommation moyennes d'une unité d'habitation de valeur N donnée, calculée selon le projet de norme prNBN D 20-001 [B44].

Si l'équipement sanitaire est très différent des cas envisagés dans le tableau, on appliquera soit la méthode décrite dans la norme précitée, soit la procédure explicitée ci-après au § 4.3.3.3.

Les puissances stipulées au tableau 12 ont été calculées sur la base des normes allemandes de la série DIN 4708 [D2, D3, D4], en tenant compte des caractéristiques de chacun des appareils sanitaires spécifiés au tableau 11 (volume d'eau nécessaire et consommation d'énergie par puisage).

Tableau 11 Caractéristiques des appareils sanitaires cités au tableau 12.

Appareil sanitaire	Volume d'eau nécessaire par puisage $V_{w,t}$ en litres	Consommation d'énergie par puisage $Q_{w,t}$ en Wh (*)
Petite baignoire	120	4890
Baignoire de taille normale	140	5820
Grande baignoire	200	8720
Douche ordinaire	40	1630
Pommeau de douche de luxe	75	3020
Jet d'hydromassage latéral	30	1220
Lavabo	17	700
Bidet	20	810
Evier	30	1160

(*) Cette consommation est calculée pour la durée, le débit et la température de puisage spécifiques de l'appareil considéré.

4.3.3.3 MÉTHODE DE CALCUL APPLICABLE AUX MAISONS DOTÉES D'UNE INSTALLATION SANITAIRE À GRAND DÉBIT

Comme le montre le tableau 11, la taille et la nature de l'équipement sanitaire ont une grande incidence sur la puissance nécessaire au réchauffement de l'eau.

Ces dernières années, l'engouement pour les appareils à très forte consommation d'eau – douches à effet de pluie et à très large pommeau (jusqu'à 50 cm de diamètre, voire davantage), éventuellement combinées à des jets latéraux débitant parfois plus de 40 litres par minute, bains bouillonnants d'une contenance pou-

(suite du texte à la page 51)

Tableau 12 Puissance nécessaire des appareils de production d'eau chaude sanitaire à semi-accumulation et des chauffe-eau instantanés dans les maisons unifamiliales.

Type d'installation sanitaire (1)	Valeur N selon prNBN D 20-001 [B44]	Délai d'attente t_w en minutes (2)	Puissance nécessaire $\Phi_{PHW,acc}$ en kW, de l'échangeur d'un appareil à semi-accumulation (3)						Puissance nécessaire $\Phi_{PHW,di}$ en kW, d'un chauffe-eau instantané (5)				
			Contenance du ballon de stockage $V_{w,acc}$ en litres (4)										
			60	80	100	120	140	160		180	200	220	
Une seule salle de bains équipée d'appareils standard <i>Salle de bains</i> : baignoire avec douche normale, 1 bidet et 2 lavabos <i>Cuisine</i> : 1 évier	1	4	31	22	13	4						36	
		6	46	33	19	5	4						
		8	> 70	66	37	8	4						
Deux salles de bains équipées d'appareils standard <i>Salle de bains 1</i> : baignoire et douche normales séparées, 1 bidet et 2 lavabos <i>Salle de bains 2</i> : petite baignoire, 1 bidet et 1 lavabo <i>Cuisine</i> : 1 évier	2	4	48	41	34	28	21	14	7	5	48		
		6	64	55	46	36	27	18	9	5			
		8	> 70		69	55	40	26	12	5			
Deux salles de bains équipées d'appareils de luxe <i>Salle de bains 1</i> : grande baignoire, 2 lavabos, 1 bidet et 1 cabine de douche de luxe à 3 jets latéraux <i>Salle de bains 2</i> : douche normale et lavabo <i>Cuisine</i> : 1 évier	3	4	65	58	51	44	37	30	23	16	10	58	
		6	> 70		68	59	49	40	31	22	12		
		8		> 70		61	47	33	18				

(1) Les caractéristiques de l'équipement sont spécifiées au tableau 11 (p. 49).

(2) Une pompe fait circuler l'eau de la chaudière au travers de l'échangeur du ballon de stockage. En période de pointe, la pompe s'endort souvent avec un certain retard. Des délais d'attente t_w de 4, 6 et 8 minutes ont été envisagés dans le tableau.

(3) Les puissances calculées sont applicables aux maisons unifamiliales jusqu'à 70 kW; elles tiennent compte de la capacité du ballon de stockage et du délai d'attente de l'échangeur (pour une température d'eau de 10 °C portée à 60 °C). Les puissances minimales (4 et 5 kW) sont nécessaires pour recharger complètement le ballon de stockage, quelle que soit sa capacité, à la fin de la période de pointe.

(4) La contenance du ballon de stockage est calculée sur la base d'un débit de puisage maximal de 80 % sans baisse substantielle de température. Les valeurs indiquées représentent le volume total d'eau pouvant être chauffé par la chaudière, à l'exclusion du volume qui serait éventuellement utilisé pour le préchauffage (par un chauffe-eau solaire, par exemple) et ne serait pas maintenu constamment à la température d'utilisation.

(5) Puissance moyenne nécessaire pour couvrir un puisage d'eau à 45 °C pendant une période de pointe de 10 minutes.

(suite de la page 49)

vant dépasser les 600 litres, ... – incite les utilisateurs à prolonger les puisages bien au-delà des pratiques courantes, ce qui n'est pas sans conséquence sur la consommation énergétique.

Il est évident que la méthode simplifiée développée au § 4.3.3.2 ne convient pas pour calculer la puissance de la production d'eau chaude exigée par de tels appareils. Pour déterminer la puissance de l'échangeur et la contenance minimum du ballon de stockage, on aura dès lors recours à une procédure de calcul basée sur les caractéristiques techniques des appareils ainsi que sur une valeur de consommation maximale admissible.

La méthode en question s'applique aux systèmes de production d'eau chaude sanitaire par semi-accumulation et permet d'établir, par étapes successives, le bilan énergétique lié au puisage de l'eau et à l'échangeur de chaleur durant toute la période de pointe.

■ PHASE 1 DÉTERMINATION DE L'ÉNERGIE NÉCESSAIRE À LA PRODUCTION D'EAU CHAUDE SANITAIRE

La quantité totale d'énergie $Q_{w,t}$ nécessaire pour produire de l'eau chaude sanitaire durant la période de pointe est calculée sur la base de la formule suivante :

$$Q_{w,t} = V_{w,t} \cdot c \cdot \rho \cdot (\theta_{w,t} - \theta_{w,c}) \quad (\text{Wh}) \quad (4.9)$$

dans laquelle :

$Q_{w,t}$ = l'énergie totale, en Wh, nécessaire pour chauffer l'eau sanitaire

$V_{w,t}$ = le volume d'eau, en litres, puisé durant la période de pointe

$\theta_{w,t}$ = la température de l'eau puisée, soit 45 °C

$\theta_{w,c}$ = la température de l'eau froide, égale à 10 °C

c = la capacité calorifique (ou chaleur massique) de l'eau, soit 1,16 Wh/kg.K

ρ = la masse volumique de l'eau, soit 1 kg/l.

■ PHASE 2 DÉTERMINATION DE LA PUISSANCE DE L'ÉCHANGEUR DE CHALEUR

La puissance $\Phi_{\text{DHW,acc}}$ nécessaire à l'échangeur de chaleur pour reconstituer le stockage d'eau chaude à la fin de la période de pointe se calcule au moyen de l'expression suivante :

$$\Phi_{\text{DHW,acc}} = Q_{w,t} / [(t_p - t_w)/60] \quad (\text{W}) \quad (4.10)$$

dans laquelle :

$\Phi_{\text{DHW,acc}}$ = la puissance de l'échangeur de chaleur en W

$Q_{w,t}$ = la consommation énergétique totale calculée ci-avant pour la période de pointe, en Wh

t_p = la durée de la période de pointe, en minutes (durée nécessaire pour recharger le ballon de stockage)

t_w = le délai d'attente avant le démarrage de la pompe, en minutes.

■ PHASE 3 REPRÉSENTATION GRAPHIQUE DU BILAN ÉNERGÉTIQUE

On détermine l'évolution dans le temps de la consommation énergétique liée au puisage de l'eau chaude durant la période de pointe ($Q_{w,t}$) et au réchauffement, via l'échangeur, de l'eau stockée dans le ballon ($Q_{w,acc}$). Après avoir porté cette consommation en graphique (voir l'encadré 'Exemple de calcul' en page 53), on obtiendra l'écart maximum entre les deux paramètres ($\Delta Q_{w,max}$), écart qui sera décisif pour le choix de la contenance du ballon de stockage.

■ PHASE 4 CHOIX DE LA CAPACITÉ DU BALLON DE STOCKAGE

La capacité du ballon de stockage $V_{w,acc}$ se calcule à l'aide de la formule :

$$V_{w,acc} = \Delta Q_{w,max} / [\eta_{\text{tap}} \cdot c \cdot \rho \cdot (\theta_{w,acc} - \theta_{w,c})] \quad (\text{l}) \quad (4.11)$$

dans laquelle :

$V_{w,acc}$ = la contenance du ballon de stockage, en litres

$\Delta Q_{w,max}$ = l'écart maximum entre l'énergie nécessaire pour produire l'eau chaude sanitaire et l'énergie fournie par l'échangeur, en Wh (voir graphique à la page 54)

η_{tap} = le rendement de puisage du ballon de stockage, en % (voir Note 15, p. 52)

$\theta_{w,acc}$ = la température de l'eau dans le ballon, égale à 60 °C
 $\theta_{w,c}$ = la température de l'eau froide, égale à 10 °C

NOTE 15

Le rendement de puisage η_{tap} tient compte de la stratification thermique dans le ballon de stockage et donc d'une possibilité de variation de la température de l'eau soutirée; d'après la norme NBN EN 12897 [B23], un ballon de stockage doit être à même de délivrer au moins 75 % de sa contenance totale à la température souhaitée.

4.3.4 PRODUCTION D'EAU CHAUDE SANITAIRE DANS LES BÂTIMENTS TERTIAIRES

Selon la destination du bâtiment (hôpital, maison de repos, restaurant, hôtel, complexe sportif, ...), on établit des profils de consommation de pointe et on calcule la puissance nécessaire des systèmes à semi-accumulation et/ou à production directe. Pour de plus amples informations sur le sujet, on consultera utilement les ouvrages suivants :

- le CD-ROM 'Energie+' disponible gratuitement sur le portail de l'énergie de la Région wallonne (<http://energie.wallonie.be>)
- le rapport dédié aux moyens de lutte contre la légionelle dans les nouveaux systèmes sanitaires, téléchargeable gratuitement (en néerlandais uniquement) sur le site Internet du VITO (www.emis.vito.be).

EXEMPLE DE CALCUL

Considérons une maison comportant une salle de bains équipée d'une baignoire de luxe d'une capacité de 200 litres et d'une douche à effet de pluie d'un débit total de 40 litres à la minute. La consommation de pointe type des occupants comprend une douche de 10 minutes, suivie d'un bain de 15 minutes. La température de l'eau puisée s'élève dans les deux cas à 45 °C. Enfin, les intéressés demandent que la durée de la période de pointe soit limitée à 40 minutes, délai au bout duquel le stockage devra être entièrement reconstitué.

■ Phase 1 Quantité totale d'énergie nécessaire à la préparation de l'eau chaude sanitaire

La quantité totale d'énergie $Q_{w,t}$ nécessaire pour chauffer l'eau sanitaire se calcule à l'aide de la formule :

$$Q_{w,t} = (V_{w,t,d} + V_{w,t,b}) \cdot c \cdot \rho \cdot (\theta_{w,t} - \theta_{w,c}) \quad (\text{Wh})$$

dans laquelle :

$V_{w,t,d}$ = le débit d'eau de la douche, soit 10 min x 40 l/min = 400 litres

$V_{w,t,b}$ = le volume d'eau de la baignoire, soit 200 litres

$\theta_{w,t}$ = la température de l'eau puisée, égale à 45 °C

$\theta_{w,c}$ = la température de l'eau froide, égale à 10 °C

c = la capacité calorifique (ou chaleur massique) de l'eau, soit 1,16 Wh/kg.K

ρ = la masse volumique de l'eau, soit 1 kg/l.

On a donc : $Q_{w,t} = (400 + 200) \cdot 1,16 \cdot 1 \cdot (45-10) = 24360 \text{ Wh}$.

■ Phase 2 Puissance de l'échangeur de chaleur

Le stockage doit être entièrement reconstitué à la fin de la période de pointe, c'est-à-dire après une durée t_p de 40 minutes, diminuée du délai d'attente t_w de la pompe (par exemple, 4 minutes). Il en résulte que l'échangeur doit pouvoir fournir une quantité d'énergie $Q_{w,t}$ de 24360 Wh en 36 minutes (40 - 4).

La puissance de l'échangeur $\Phi_{\text{DHW,acc}}$ qui correspond à la valeur Q_w calculée en phase 1 s'élèvera donc à :

$$\Phi_{\text{DHW,acc}} = Q_{w,t} / [(t_p - t_w)/60] = 24360 / [(40 - 4)/60] = 40600 \text{ W}.$$

■ Phase 3 Représentation graphique du bilan énergétique

L'évolution dans le temps de l'énergie fournie par l'échangeur est représentée, à la figure 8 (p. 54), par la droite dont l'origine se situe à l'instant $t = t_w$ (4 min) pour aboutir à $t = t_p$ (40 min).

L'énergie consommée pour la douche et la baignoire est représentée par les deux droites suivantes :

- $Q_{w,t,d} = 400 \cdot 1,16 \cdot 1 \cdot (45 - 10) = 16.240 \text{ Wh}$ (droite d'origine $t = 0$ min se terminant à $t = 10$ min)
- $Q_{w,t,b} = 200 \cdot 1,16 \cdot 1 \cdot (45 - 10) = 8.120 \text{ Wh}$ (droite d'origine $t = 10$ min se terminant à $t = 25$ min).

Soit une consommation totale égale à : $Q_{w,t,d} + Q_{w,t,b} = 16240 + 8120 = 24360 \text{ Wh}$ (pour $t = 25$ min).

Bien qu'il n'y ait pas de consommation d'eau entre l'instant $t = 25$ min et $t = 40$ min, l'échangeur continue à fournir l'énergie nécessaire pour recharger le ballon de stockage à la température voulue ($\theta_{w,acc} = 60$ °C).

L'écart maximal entre la quantité d'énergie fournie par l'échangeur et celle utilisée pour chauffer l'eau définit la contenance minimale du ballon de stockage.

La figure 8 montre que l'écart maximal précité apparaît après un puisage d'eau de 10 minutes (fin de la douche), soit 6 minutes après le démarrage de la pompe :

$$\Delta Q_{w,max} = Q_{w,t,d} - [Q_{w,t} \cdot (10 - 4)/(40 - 4)] = 16240 - (24360 \cdot 6/36) = 16240 - 4060 = 12180 \text{ Wh}.$$

(suite de l'exemple à la page 54)

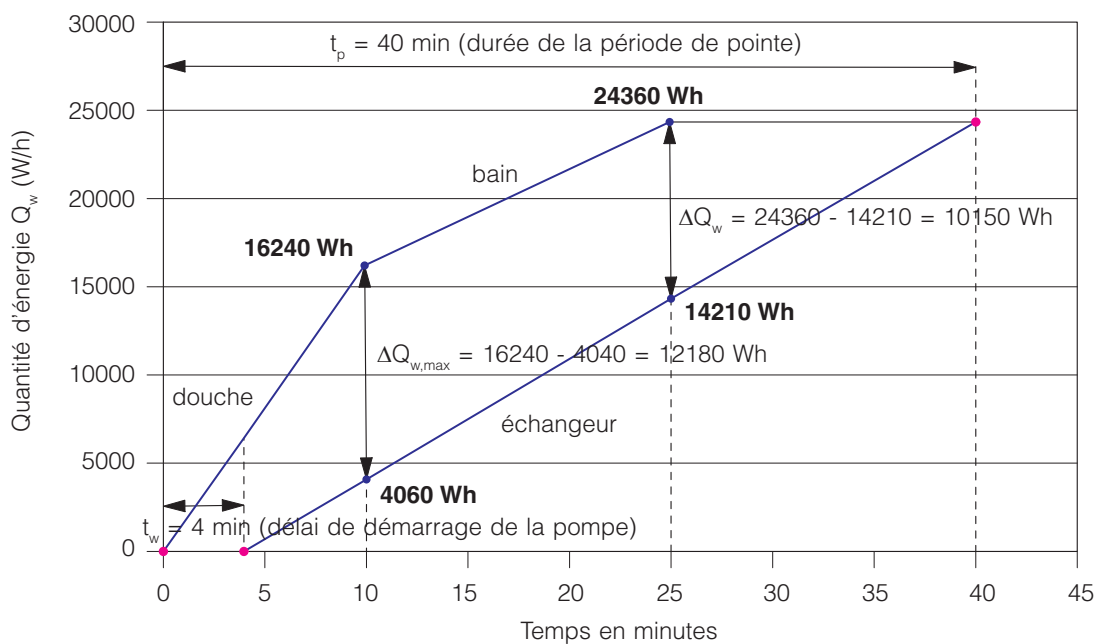


Fig. 8 Evolution de la consommation énergétique résultant de la production d'eau chaude sanitaire (douche suivie d'un bain) et de la quantité d'énergie fournie par l'échangeur.

■ Phase 4 Capacité du ballon de stockage

Enfin, la capacité $V_{w,acc}$ du ballon de stockage se calcule comme suit :

$$V_{w,acc} = \Delta Q_{w,max} / [\eta_{tap} \cdot c \cdot \rho \cdot (\theta_{w,acc} - \theta_{w,c})]$$

avec :

- η_{tap} = le rendement de puisage du ballon, soit 80 %
- $\theta_{w,acc}$ = la température de l'eau dans le ballon, égale à 60 °C
- $\theta_{w,c}$ = la température de l'eau froide, égale à 10 °C

D'où : $V_{w,acc} = 12180 / [0,8 \cdot 1,16 \cdot 1 \cdot (60 - 10)] = 262,5$ l.

Le calcul révèle qu'il y a lieu de prévoir un ballon de stockage d'une capacité minimum de 263 litres, muni d'un échangeur d'une puissance utile de 41 kW.

■ Variante : un bain suivi d'une douche

En admettant que le bain soit pris en premier lieu pendant une période de 15 minutes et soit suivi d'une douche d'une durée de 10 minutes, la situation obtenue sera totalement différente, comme en témoigne le graphique de la figure 9 (p. 55).

Les deux premières phases du calcul restent inchangées. Par contre, la phase 3 doit être adaptée de la façon suivante :

- $Q_{w,t,b} = 200 \cdot 1,16 \cdot 1 \cdot (45 - 10) = 8.120$ Wh (droite d'origine $t = 0$ min se terminant à $t = 15$ min)
- $Q_{w,t,d} = 400 \cdot 1,16 \cdot 1 \cdot (45 - 10) = 16.240$ Wh (droite d'origine $t = 15$ min se terminant à $t = 25$ min).

L'écart maximal dans la consommation énergétique apparaît dans ce cas après 25 minutes, soit :

$$\Delta Q_{w,max} = (Q_{w,t,b} + Q_{w,t,d}) - [Q_{w,t} \cdot (25-4)/(40-4)] = 24360 - (24360 \cdot 21/36) = 16240 - 14210 = 10150$$
 Wh.

Enfin, la capacité $V_{w,acc}$ du ballon de stockage se calcule comme suit (phase 4) :

$$V_{w,acc} = \Delta Q_{w,max} / [\eta_{tap} \cdot c \cdot \rho \cdot (\theta_{w,acc} - \theta_{w,c})] = 10150 / [0,8 \cdot 1,16 \cdot 1 \cdot (60 - 10)] = 219$$
 l.

Cela signifie que la capacité du ballon de stockage peut être moins importante (219 litres minimum) que dans la situation précédente, mais qu'il convient néanmoins de maintenir le choix d'un échangeur d'une puissance utile de 41 kW.

(suite de l'exemple à la page 55)

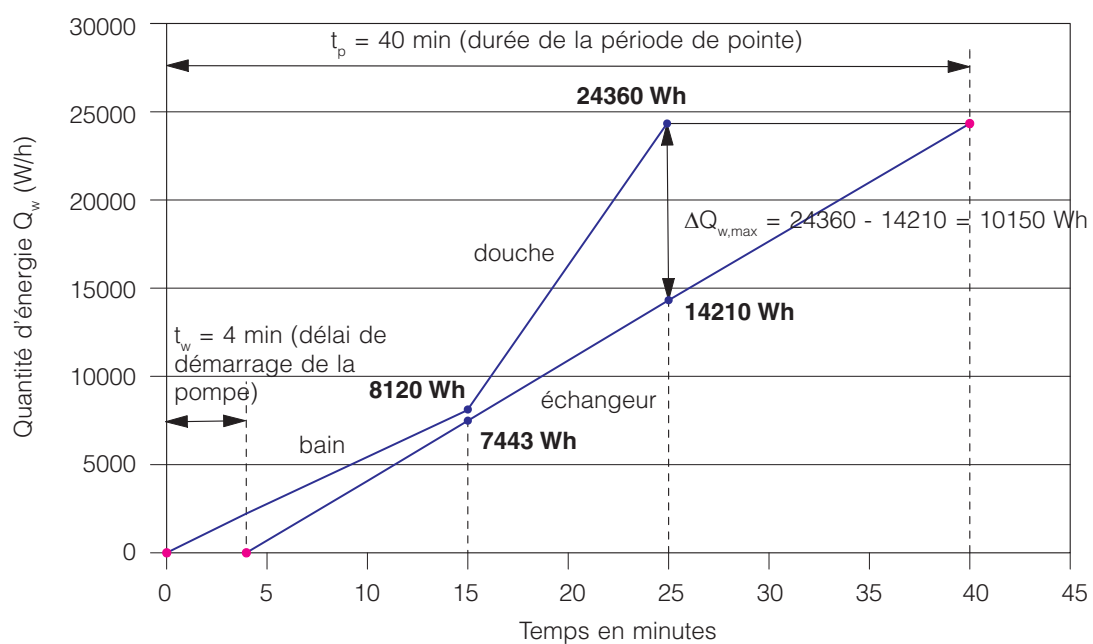


Fig. 9 Evolution de la consommation énergétique résultant de la production d'eau chaude sanitaire (bain suivi d'une douche) et de la quantité d'énergie fournie par l'échangeur.

■ Conclusion

Cet exemple démontre bien qu'en présence d'appareils sanitaires consommant de grandes quantités d'eau, la capacité du ballon de stockage calculée comme ci-dessus sera fonction de la séquence d'utilisation des points de puisage. Il est dès lors recommandé d'effectuer au préalable une comparaison des différents scénarios envisageables et de choisir la capacité la plus élevée lors du dimensionnement.

5 CALCUL DE LA PUISSANCE DE LA CHAUDIÈRE

5.1	Introduction	59
5.2	Puissance minimum de la chaudière.....	59
5.3	Puissance minimum d'une chaudière combinant chauffage et production d'eau chaude sanitaire	60
5.4	Nombre minimum de chaudières à installer	60



5 CALCUL DE LA PUISSANCE DE LA CHAUDIÈRE

5.1 INTRODUCTION

Une fois fixée la puissance nécessaire au chauffage du bâtiment et à la préparation de l'eau chaude sanitaire (chapitre 4), on procède au calcul de la puissance de la chaudière. Ce calcul doit tenir compte non seulement de l'utilisation combinée de divers appareils pour le chauffage des locaux et la préparation de l'eau chaude sanitaire, mais également d'une simultanéité possible des besoins en chaleur. Nous verrons plus loin dans quelles conditions il peut se révéler intéressant de placer plusieurs chaudières de petite puissance au lieu d'opter pour une chaudière de grande puissance.

5.2 PUISSANCE MINIMUM DE LA CHAUDIÈRE

La détermination de la puissance minimale d'une chaudière requiert la plus grande attention lorsque l'appareil assure non seulement le chauffage du bâtiment, mais également la production d'eau chaude sanitaire, voire d'autres fonctions. Selon la norme NBN EN 12828 [B21], la puissance minimale à installer Φ_{SU} équivaut à la puissance maximale qui doit être fournie par la chaudière pour couvrir simultanément les besoins suivants :

- la puissance Φ_{HL} nécessaire au chauffage des locaux, déterminée par les déperditions calorifiques globales calculées pour le bâtiment ($\Phi_{HL} = \Sigma\Phi_{Ti} + \Sigma\Phi_{Vi} + \Sigma\Phi_{RH,i}$); dans ces déperditions, les pertes par ventilation naturelle (infiltrations non contrôlées) sont réduites de 50 %, alors que les pertes des systèmes de chauffage intégrés dans des éléments de construction y sont entièrement répercutées (voir Notes 16 et 17)
- la puissance Φ_{DHW} nécessaire à la préparation de l'eau chaude sanitaire; cette valeur dépend du type d'appareil utilisé (instantané, accumulation, ...) et des besoins en eau chaude des occupants (variables selon l'affectation du bâtiment : résidentielle, utilitaire ou autre)
- la puissance Φ_{AS} des circuits de chauffage supplémentaires éventuellement raccordés à la chaudière à d'autres fins que celles de chauffer les locaux ou de préparer l'eau chaude sanitaire (par exemple, réchauffement de l'eau d'une piscine).

NOTE 16

Les déperditions calorifiques calculées Φ_{HL} n'englobent que la moitié des pertes totales des locaux par infiltration naturelle, car elles n'apparaissent simultanément, selon les vents dominants, que dans la moitié du bâtiment. Par contre, les pertes dues à la ventilation mécanique sont entièrement prises en compte pour l'ensemble des locaux, puisqu'elles ne subissent pas l'influence du vent.

NOTE 17

Les pertes par transmission au travers des parois chauffantes (planchers, murs ou plafonds) ne sont pas incluses dans les déperditions calorifiques totales des locaux $\Phi_{HL,i}$. Or, les pertes de ces systèmes de chauffage – pertes du réseau de canalisations dans l'environnement extérieur, dans le sol ou dans les espaces adjacents non chauffés au travers des planchers, des murs ou des plafonds de l'enveloppe du bâtiment – peuvent se révéler importantes selon le niveau d'isolation de l'élément et le régime de températures choisi. Elles sont communiquées par le fabricant du système et doivent par conséquent être calculées séparément lors de la détermination de Φ_{SU} .

La simultanéité n'implique pas nécessairement que les trois types de besoins soient cumulatifs; ceux-ci peuvent en effet se limiter à la valeur la plus élevée, pour autant qu'un réglage préférentiel veille à ce que la puissance maximale soit disponible en permanence pour desservir le circuit prioritaire (par exemple, l'eau chaude sanitaire) sans compromettre les performances des autres circuits.

Ce réglage n'étant pas absolu, les conditions de simultanéité, de confort d'utilisation et de limitation de temps et de température doivent être clairement définies par le maître d'ouvrage en concertation avec le concepteur (architecte, bureau d'études) et l'installateur lors du dimensionnement de l'installation.

Si les besoins précités sont susceptibles de se manifester simultanément, la valeur Φ_{SU} peut s'exprimer par la somme des puissances à fournir, soit :

$$\Phi_{SU} = f_{HL} \cdot \Phi_{HL} + f_{DHW} \cdot \Phi_{DHW} + f_{AS} \cdot \Phi_{AS} \quad (W) \quad (5.1).$$

Dans cette expression, les valeurs f_{HL} , f_{DHW} et f_{AS} sont des paramètres de calcul (≤ 1) permettant de déterminer l'influence relative des puissances à compenser sur la puissance totale de la chaudière telle que définie par les partenaires. Dans le cas où aucune valeur n'est fixée pour ces paramètres, on admet une valeur par défaut égale à 1.

5.3 PUISSANCE MINIMUM D'UNE CHAUDIÈRE COMBINANT CHAUFFAGE ET PRODUCTION D'EAU CHAUDE SANITAIRE

Lorsque la chaudière assure à la fois le chauffage du bâtiment et la production prioritaire d'eau chaude sanitaire instantanée $\Phi_{DHW,dir}$ (c'est-à-dire sans stockage), on calcule sa puissance minimale Φ_{SU} comme suit :

$$\Phi_{SU} = \max \{ \Phi_{HL} ; \Phi_{DHW,dir} \} \quad (W) \quad (5.2).$$

Si le calcul fait apparaître que la puissance requise pour la préparation de l'eau chaude sanitaire ($\Phi_{DHW,dir}$) dépasse la puissance nécessaire pour compenser les déperditions calorifiques Φ_{HL} , la chaudière risque de fonctionner à un régime trop bas tout au long de la saison de chauffe. Dans ce cas, il est conseillé d'opter pour un système de production d'eau chaude sanitaire à semi-accumulation.

En présence d'une chaudière combinée à une production d'eau chaude sanitaire par semi-accumulation, avec priorité à cette dernière, la puissance de la chaudière se calcule de la manière suivante :

$$\Phi_{SU} = \max \{ \Phi_{HL} ; \Phi_{DHW,acc} \} \quad (W) \quad (5.3).$$

Lorsque la production d'eau chaude sanitaire est assurée par un système à semi-accumulation non prioritaire et que la chaudière doit être à même de remplir les deux fonctions simultanément, la puissance minimale Φ_{SU} de cette dernière sera calculée à l'aide de l'expression :

$$\Phi_{SU} = (f_{HL} \cdot \Phi_{HL} + f_{DHW} \cdot \Phi_{DHW,acc}) \quad (W) \quad (5.4).$$

En supposant que la production d'eau chaude sanitaire soit totalement dissociée du reste de l'installation, la puissance minimale de la chaudière Φ_{SU} dépendra exclusivement des besoins en chauffage du bâtiment, soit :

$$\Phi_{SU} = \Phi_{HL} \quad (W) \quad (5.5).$$

5.4 NOMBRE MINIMUM DE CHAUDIÈRES À INSTALLER

Le choix de la chaudière repose sur la puissance maximale simultanée à fournir; celle-ci dépend notamment des déperditions calorifiques du bâtiment calculées pour une température extérieure de base correspondant aux journées les plus froides de la saison de chauffe. Cela signifie donc que la chaudière sera surdimensionnée en mi-saison, lorsque la température extérieure est plus élevée, et qu'elle ne fonctionnera pas du tout durant de longues périodes.

Pour les chaudières standard (maintenues constamment en température), les périodes d'arrêt se traduisent par une baisse du rendement saisonnier (on parle de pertes à l'arrêt) et donc par une consommation énergétique accrue. On peut remédier à cet inconvénient en installant une cascade de deux ou plusieurs chaudières susceptibles de fonctionner à haut rendement en alternance, et en répartissant les puissances

entre les appareils selon les recommandations de la norme NBN D 30-001 [B4] (voir Note 18). Le surcoût d'investissement pourra être compensé à terme par la diminution de la consommation d'énergie.

NOTE 18

La norme NBN D 30-001 spécifie le nombre de chaudières minimum à installer en fonction de la puissance totale requise Φ_{SU} et formule quelques recommandations sur la manière de répartir cette puissance entre plusieurs chaudières :

- $\Phi_{SU} \leq 200$ kW : minimum une chaudière d'une puissance égale à $1,1 \cdot \Phi_{SU}$
- $200 < \Phi_{SU} \leq 600$ kW : minimum deux chaudières d'une puissance de $0,6 \cdot \Phi_{SU}$ chacune
- $\Phi_{SU} > 600$ kW : minimum trois chaudières, les deux premières d'une puissance de $0,33 \cdot \Phi_{SU}$ chacune et la troisième de $0,5 \cdot \Phi_{SU}$.

Contrairement aux générateurs classiques, le fait de fonctionner à bas régime pour des chaudières à basse température et des chaudières à condensation n'induit pas de baisse substantielle du rendement saisonnier. Les pertes à l'arrêt étant très limitées (parois de la chaudière isolées et absence de ventilation interne), le risque de voir augmenter la consommation d'énergie à la suite de longues périodes d'arrêt est moins important.

La décision d'installer plusieurs chaudières en cascade repose donc sur d'autres critères, par exemple :

- lorsque la sécurité de l'installation en service doit être garantie en cas de défaillance
- lorsque le chauffage du bâtiment et la production d'eau chaude sanitaire sont assurés par deux appareils distincts (dans une configuration été/hiver, par exemple)
- lorsque plusieurs systèmes de chauffage fonctionnant à des températures différentes coexistent et sont alimentés par deux chaudières (par exemple, une chaudière à condensation raccordée à un système de chauffage par le sol). Il est à souligner qu'une chaudière pourvue de deux raccords de retour est moins coûteuse et offre un rendement supérieur.

6 CONCEPTION ET DIMENSIONNEMENT DES SYSTÈMES D'ÉMISSION CALORIFIQUE

6.1	Introduction	65
6.2	Conventions applicables aux systèmes de chauffage à haute, basse et très basse température...	65
6.3	Systèmes de chauffage à radiateurs.....	66
6.3.1	Emission de chaleur normalisée des radiateurs	66
6.3.2	Transposition de l'émission normalisée à d'autres températures et d'autres débits.....	67
6.3.2.1	Objectif	67
6.3.2.2	Formules de conversion	67
6.3.2.3	Abaque relatif au radiateur	68
6.3.2.4	Facteurs de correction tabulés	70
6.3.2.5	Exemple d'application.....	70
6.3.3	Facteur de correction de l'émission calorifique applicable aux modes de pose non normalisés	72
6.4	Systèmes de chauffage à convecteurs	72
6.5	Chauffage par rayonnement au sol, aux murs ou aux plafonds.....	73
6.5.1	Principe du chauffage par rayonnement.....	73
6.5.2	Emission calorifique des systèmes de chauffage par rayonnement.....	74
6.5.3	Chauffage par le sol.....	76
6.5.3.1	Composition et caractéristiques des systèmes (types A, B, C et D)	76
6.5.3.2	Avantages et inconvénients du chauffage par le sol	77
6.5.3.3	Conception et dimensionnement des systèmes de chauffage par le sol.....	78
6.5.4	Chauffage mural	79
6.5.4.1	Principe et caractéristiques	79
6.5.4.2	Critères de conception et de dimensionnement	80
6.5.5	Chauffage par les plafonds	81
6.6	Éléments de construction thermoactifs	81
6.6.1	Principe et caractéristiques	81
6.6.2	Emission calorifique et dimensionnement.....	82



6 CONCEPTION ET DIMENSIONNEMENT DES SYSTÈMES D'ÉMISSION CALORIFIQUE

6.1 INTRODUCTION

Dans ce chapitre, nous abordons dans un premier temps les régimes de température habituellement utilisés dans les installations de chauffage à haute, basse et très basse température, avant de passer en revue les différents systèmes d'émission de chaleur : radiateurs, convecteurs, surfaces chauffantes (sol, murs ou plafonds) ou encore éléments de construction thermoactifs.

Nous nous limiterons ici aux principes généraux applicables à la conception et au dimensionnement des installations, cette matière ayant déjà fait l'objet de maintes publications. Pour tous les systèmes étudiés, nous renvoyons aux normes les plus récentes qui définissent les critères de dimensionnement.

6.2 CONVENTIONS APPLICABLES AUX SYSTÈMES DE CHAUFFAGE À HAUTE, BASSE ET TRÈS BASSE TEMPÉRATURE

Le choix du régime de température de l'eau est laissé à la libre appréciation du concepteur de l'installation (installateur, bureau d'études, ...) et/ou est fixé dans les conditions du cahier spécial des charges relatives au chauffage.

Ce choix tient compte de la nature du système d'émission (radiateurs, sol chauffé, etc.), du type de générateur (haute ou basse température, condensation, pompe à chaleur, etc.), du confort thermique souhaité et des exigences d'économie d'énergie. Les températures élevées étant déconseillées pour des raisons évidentes d'efficacité énergétique, il convient de s'orienter vers des régimes de basse température, de telle sorte que l'émission calorifique maximale du système puisse couvrir les besoins de chauffage calculés.

Le tableau 13 (p. 66) propose, pour différents systèmes d'émission et différents types de générateurs (haute, basse ou très basse température), les valeurs à adopter pour la température de l'eau $\theta_{w,i}$ au départ du générateur et pour l'écart de température $\Delta\theta_w$ entre l'eau de départ et l'eau de retour.

Les températures indiquées dans ce tableau sont des valeurs indicatives que l'on peut utiliser pour procéder au dimensionnement de l'installation ou dont on peut s'écarter si on adapte le système d'émission aux besoins calorifiques du bâtiment et/ou aux caractéristiques du générateur.

Pour favoriser les économies d'énergie, on s'efforcera dans la mesure du possible de tenir compte des exigences, directives et recommandations formulées au chapitre 3.

Tableau 13 Températures conventionnelles de l'eau dans les systèmes d'émission calorifique.

Système d'émission	Chauffage à haute température	Chauffage à basse température	Chauffage à très basse température
	$\theta_{w,i} > 55 \text{ °C}$ ⁽¹⁾ $15 \leq \Delta\theta_w \leq 20 \text{ K}$ ⁽²⁾	$40 \leq \theta_{w,i} \leq 55 \text{ °C}$ ⁽¹⁾ $10 \leq \Delta\theta_w \leq 15 \text{ K}$ ⁽²⁾	$30 \leq \theta_{w,i} < 40 \text{ °C}$ ⁽¹⁾ $5 \leq \Delta\theta_w \leq 10 \text{ K}$ ⁽²⁾
Radiateurs / Convecteurs	←————→		
Sol, plafonds ou murs chauffants		←————→	
Eléments de construction thermoactifs			←————→
⁽¹⁾ $\theta_{w,i}$: température de l'eau au départ de la chaudière. ⁽²⁾ $\Delta\theta_w$: écart de température entre l'eau de départ et l'eau de retour.			

6.3 SYSTÈMES DE CHAUFFAGE À RADIATEURS

6.3.1 EMISSION DE CHALEUR NORMALISÉE DES RADIATEURS

Les radiateurs sont les corps de chauffe les plus répandus dans le bâtiment. L'émission de chaleur s'opère par rayonnement et par convection selon la conception de l'appareil (géométrie, dimensions, possibilités de convection), son emplacement et son mode de raccordement, mais surtout en fonction de la différence entre la température moyenne de l'eau et la température ambiante. D'un réglage aisé, les radiateurs se caractérisent par la rapidité de la mise en régime et par le confort qu'ils procurent. La grande variété des modèles, des coloris et des matériaux disponibles (acier, fonte, aluminium, ...) leur confère par ailleurs un domaine d'application pratiquement illimité.

L'émission calorifique d'un radiateur est déterminée selon la méthode d'essai définie dans la norme NBN EN 442-2 [B9]. L'émission calorifique normalisée Φ_{n50} tient compte d'un régime de 75/65 °C (entrée et sortie du radiateur) et d'une température ambiante de 20 °C.

A chaque modèle testé correspond une courbe caractéristique (cf. figure 10) qui permet de définir son émission calorifique pour toutes les combinaisons de températures d'eau et d'air.

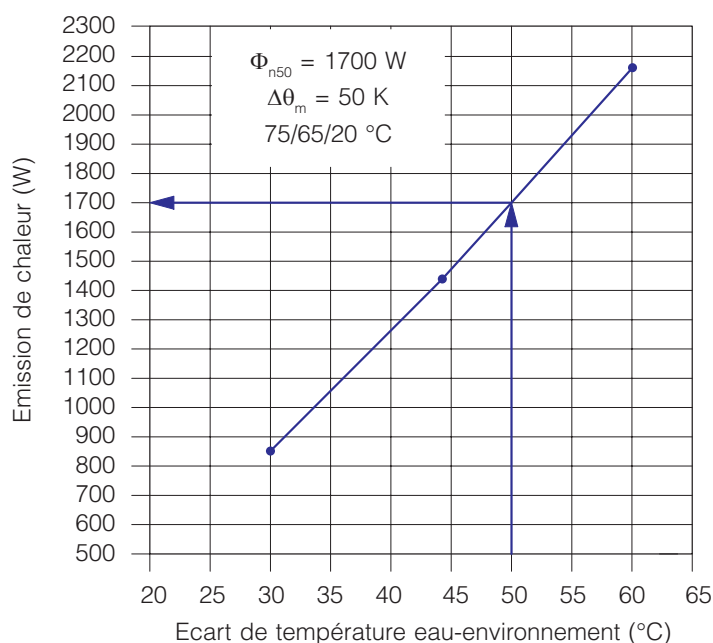


Fig. 10 Exemple de courbe caractéristique d'un radiateur (détermination de l'émission calorifique selon la norme NBN EN 442-2) [B9].

L'émission du radiateur est censée couvrir au minimum les déperditions calculées pour le local dans lequel il est installé. Le principal paramètre de l'émission calorifique est la différence entre la température de l'air

et la température moyenne de l'eau. Une baisse de la température d'eau de 10 K entraîne une diminution de l'émission calorifique de plus de 20 % (figure 11).

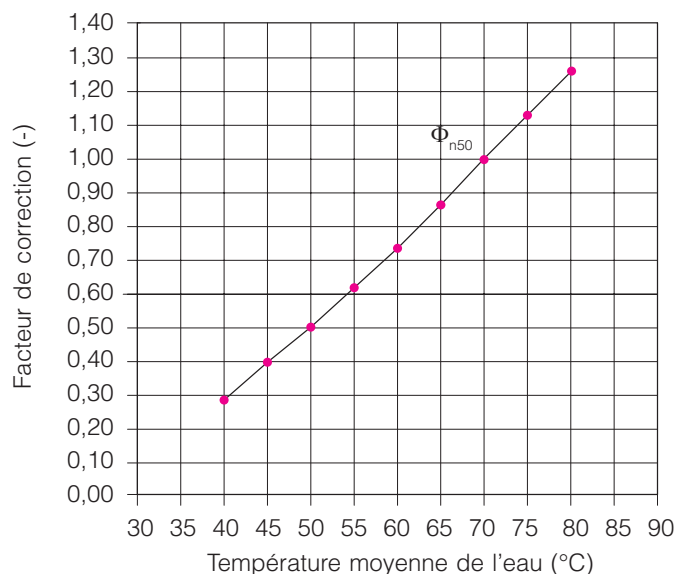


Fig. 11
Facteur de correction de l'émission calorifique des radiateurs d'un local à 20 °C.

6.3.2 TRANSPPOSITION DE L'ÉMISSION NORMALISÉE À D'AUTRES TEMPÉRATURES ET D'AUTRES DÉBITS

6.3.2.1 OBJECTIF

L'installateur ou le bureau d'études qui a la charge de dimensionner une installation de chauffage choisit le régime de température de l'eau en se basant sur trois paramètres : les besoins calorifiques du bâtiment, le système de chauffage retenu et les caractéristiques de fonctionnement du générateur.

Etant donné que les systèmes de chauffage à basse température fonctionnent à un régime inférieur au régime normalisé (par exemple, 55/45 °C au lieu de 75/65 °C), il convient d'opérer une conversion pour calculer l'émission calorifique réelle propre à chaque radiateur. Comme le montre la figure 11, l'émission de chaleur diminue à mesure que l'on réduit la température de l'eau. Il y a donc lieu d'opter pour des radiateurs de plus grand format que dans le cas d'un régime 75/65 °C, tout en respectant les règles de dimensionnement.

La conversion de l'émission calorifique qu'impose l'emploi d'autres températures (eau, air) et d'autres débits s'opère de trois façons :

- à l'aide de formules qui permettent de corriger très précisément les variations de débit, mais qui sont destinées essentiellement aux calculs informatisés
- à l'aide d'un abaque relatif au radiateur (détermination graphique moins précise, mais présentant des possibilités d'évaluer les variations de débit)
- à l'aide de facteurs de correction tabulés (valeurs approchées).

Ces trois méthodes font l'objet d'une description détaillée dans les paragraphes qui suivent.

6.3.2.2 FORMULES DE CONVERSION

Les formules (6.1), (6.2) et (6.3) ci-après permettent de déterminer, pour toutes les températures de l'air et de l'eau envisageables, l'émission calorifique des corps de chauffe en général, compte tenu des variations du débit par rapport au débit d'eau normalisé.

Selon que l'on ait à faire à une installation neuve ou existante, le calcul ou le contrôle de l'émission calorifique réelle est basé en principe sur les déperditions Φ_{HL} du local ou sur l'émission normalisée Φ_{n50} du radiateur installé.

Les valeurs adoptées pour $\theta_{w,i}$, $\theta_{w,r}$ et θ_a (voir plus loin) permettront ensuite de calculer l'émission calorifique réelle Φ , quelles que soient les circonstances, soit :

$$\frac{\Phi}{\Phi_{n50}} = \left(\frac{\Delta\theta_m}{49,83} \right)^n \quad (6.1)$$

$$\Delta\theta_m = \frac{\theta_{w,i} - \theta_{w,r}}{\ln \frac{\theta_{w,i} - \theta_a}{\theta_{w,r} - \theta_a}} \quad (6.2)$$

$$\frac{q_m}{q_{m,n50}} = \frac{10}{\theta_{w,i} - \theta_{w,r}} \cdot \left(\frac{\Delta\theta_m}{49,83} \right)^n \quad (6.3)$$

avec :

- n = l'exposant, sans dimension, lié au type de radiateur; d'une valeur comprise entre 1,2 et 1,4 ($\approx 1,3$ en moyenne), il est d'autant plus petit que la surface rayonnante est importante
- Φ = l'émission calorifique réelle du radiateur, en W
- Φ_{n50} = l'émission calorifique normalisée du radiateur, en W, selon la norme EN 442-2 [B9]
- $\Delta\theta_m$ = la différence moyenne réelle, en K, entre la température du radiateur et la température ambiante
- $\theta_{w,i}$ = la température de l'eau à l'entrée du radiateur, en °C
- $\theta_{w,r}$ = la température de l'eau à la sortie du radiateur (retour), en °C
- θ_a = la température ambiante ou température de confort, en °C
- q_m = le débit réel de l'eau circulant dans le radiateur, en kg/h
- $q_{m,n50}$ = le débit normalisé, en kg/h, de l'eau circulant dans le radiateur; $q_{m,n50} = 0,086 \cdot \Phi_{n50}$.

6.3.2.3 ABAQUE RELATIF AU RADIATEUR

Un abaque (figure 14, p. 70) représente, sous une forme graphique (moins précise), l'émission calorifique d'un radiateur pour des régimes de températures quelconques, compte tenu de l'influence des variations du débit d'eau.

En introduisant le débit d'eau comme paramètre supplémentaire, le diagramme contribue à résoudre des problèmes tels qu'un dysfonctionnement des corps de chauffe (en cas de débit insuffisant, par exemple).

Une variation du débit d'eau a beaucoup moins d'impact sur l'émission calorifique qu'une variation de température. La figure 12 montre l'augmentation ou la diminution relative de l'émission calorifique d'un

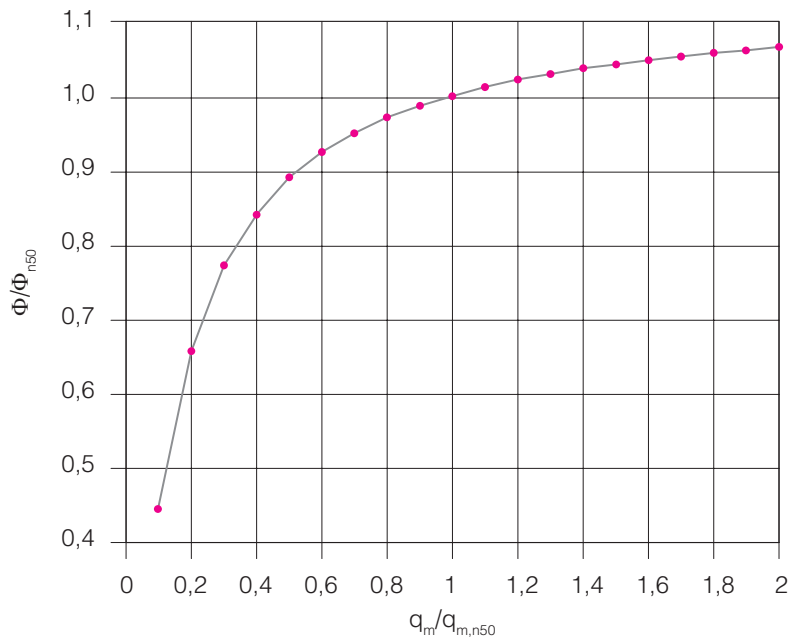


Fig. 12
Influence du débit d'eau sur l'émission calorifique d'un radiateur alimenté par une eau de départ à température constante.

radiateur en fonction de l'augmentation ou de la diminution relative du débit (pour de l'eau à une température de départ constante).

Le diagramme fait apparaître qu'une élévation du débit nominal ($q_m > q_{m,n50}$) n'aurait quasiment aucun effet sur l'émission calorifique et qu'une diminution ($q_m < q_{m,n50}$) aurait des répercussions très limitées si elle ne dépasse pas 50 %. Ainsi, une baisse de moitié du débit n'occasionnerait, par exemple, qu'une baisse de 11 % de l'émission calorifique Φ_{n50} , mais une réduction plus importante aurait un impact nettement plus significatif (quasi linéaire).

L'abaque d'un radiateur représente l'émission calorifique (axe des Y) en fonction du débit d'eau (axe des X), l'un et l'autre paramètres étant considérés comme des grandeurs relatives, exprimées par rapport à l'émission calorifique normalisée (Φ/Φ_{n50}) et au débit d'eau normalisé ($q/q_{m,n50}$).

Le graphe de la figure 13 comporte les trois courbes caractéristiques de base d'un abaque de radiateur :

- la courbe $(\theta_{w,i} - \theta_a)$ indique l'évolution de l'émission en fonction du débit d'eau pour une différence de température constante entre l'eau de départ et l'air ambiant
- la courbe $(\theta_{w,r} - \theta_a)$ donne l'évolution de l'émission calorifique en fonction du débit d'eau pour une différence de température constante entre l'eau de retour et l'air ambiant
- la droite $(\theta_{w,i} - \theta_{w,r})$ montre l'évolution de l'émission calorifique en fonction du débit d'eau pour une différence de température constante entre l'eau de départ et l'eau de retour.

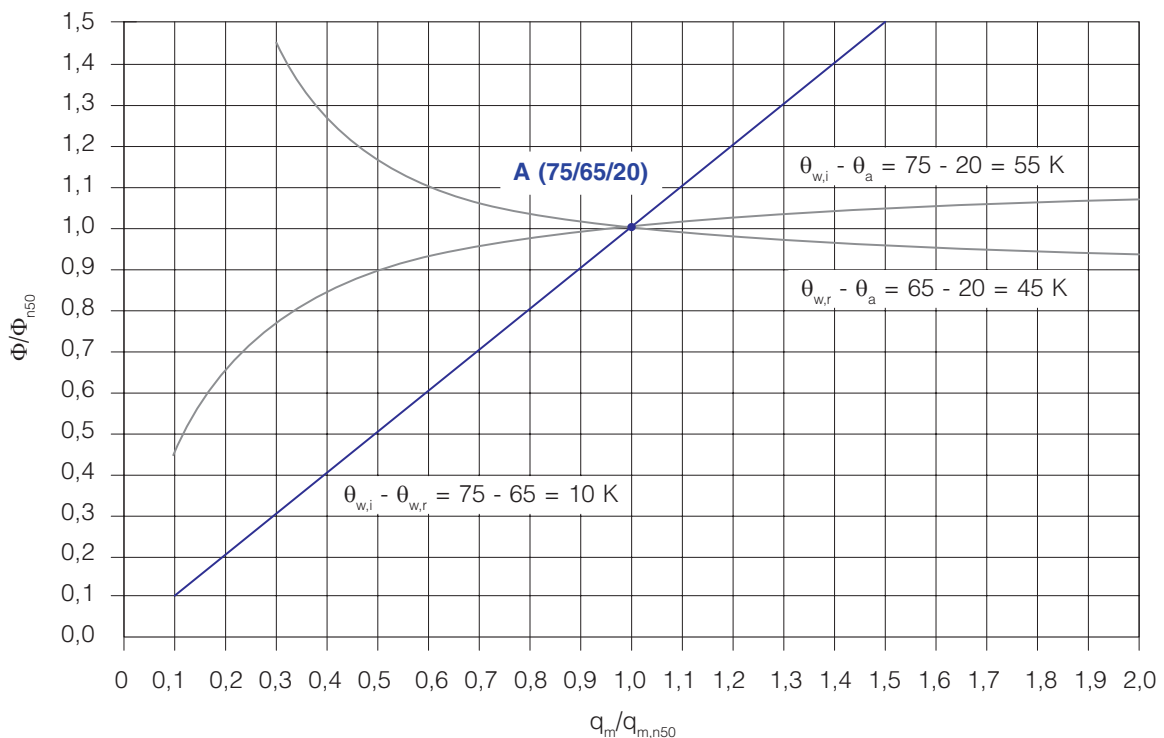


Fig. 13 Les trois courbes de base d'un abaque de radiateur.

Les courbes tracées correspondent aux conditions normalisées, à savoir : $\theta_{w,i} = 75 \text{ °C}$, $\theta_{w,r} = 65 \text{ °C}$ et $\theta_a = 20 \text{ °C}$. Le point d'intersection A des trois courbes représente la situation d'équilibre : l'émission calorifique équivaut à la valeur normalisée ($\Phi = \Phi_{n50}$) et le débit d'eau est égal au débit normalisé ($q_m = q_{m,n50}$).

La figure 14 (p. 70) illustre l'abaque d'un radiateur déterminé pour un large éventail de combinaisons, l'émission calorifique pouvant être définie pour des températures de l'eau de départ de 45 à 90 °C et des températures de l'eau de retour comprises entre 35 et 80 °C.

L'abaque repose exclusivement sur la résolution du système d'équations présenté au § 6.3.2.2, en admettant une valeur de 1,3 pour l'exposant n. Un exemple d'application d'un abaque de radiateur est proposé au § 6.3.2.5.

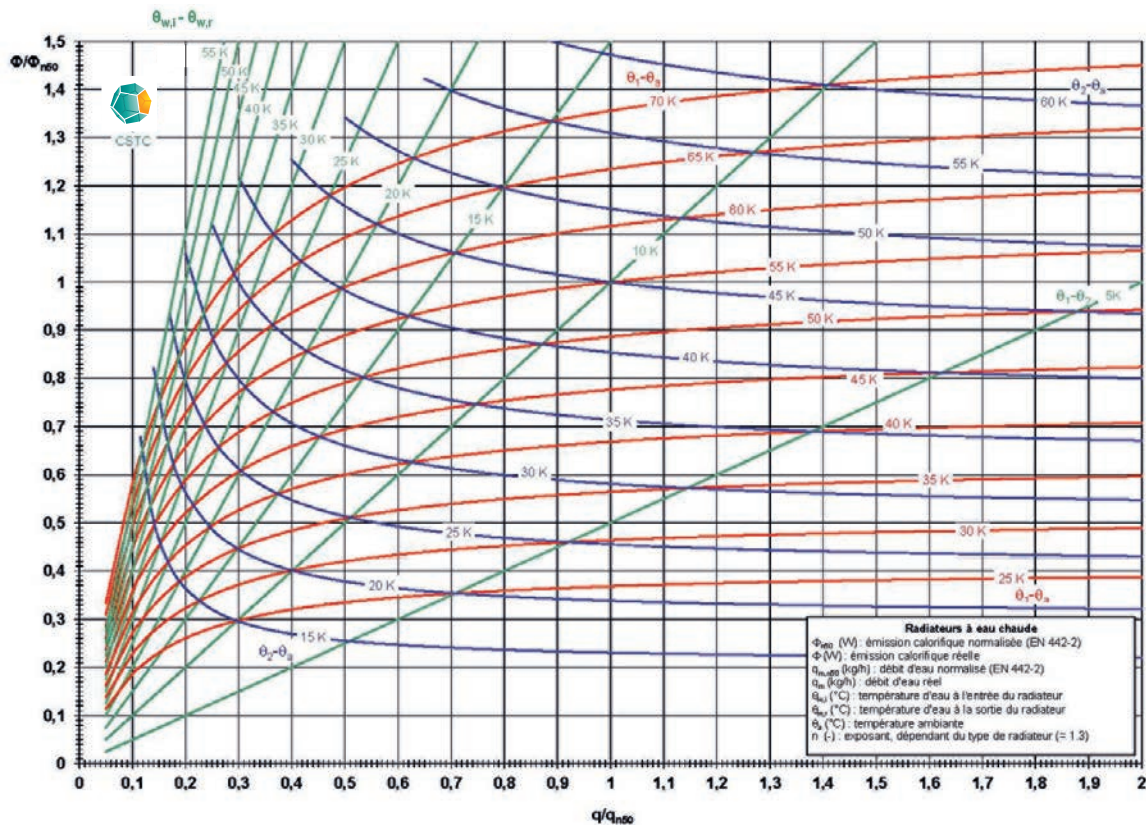


Fig. 14 Abaque d'un radiateur pour $n = 1,3$.

6.3.2.4 FACTEURS DE CORRECTION TABULÉS

Les équations présentées au § 6.3.2.2 permettent d'élaborer un tableau pratique (voir le tableau D.1 de l'Annexe D) qui fournit directement des facteurs de correction. Ceux-ci conditionnent l'émission calorifique réelle du radiateur considéré pour plusieurs combinaisons de températures (air ambiant, eau de départ et de retour), par rapport à l'émission calorifique normalisée Φ_{n50} . Établi pour un exposant 'n' égal à 1,3, ce tableau n'est applicable que dans l'hypothèse d'un débit nominal.

EXEMPLE

Prenons le radiateur dont la courbe caractéristique, représentée à la figure 10, fait apparaître une valeur d'émission normalisée $\Phi_{n50} = 1692$ W pour un régime d'eau de 75/65/20 °C.

Associé à un chauffage à haute température fonctionnant à 90/70/20 °C, ce radiateur alimenté au débit d'eau nominal aura une émission calorifique réelle Φ de :

$$\Phi = \Phi_{n50} \times 1,26 = 1692 \times 1,26 = 2132 \text{ W.}$$

Si l'on fait passer le régime à 80/60/20 °C (débit d'eau nominal), on obtient une émission calorifique réelle Φ de :

$$\Phi = \Phi_{n50} \times 0,99 = 1692 \times 0,99 = 1675 \text{ W.}$$

En optant pour un système de chauffage à basse température fonctionnant à 55/45/20 °C, l'émission calorifique réelle Φ du radiateur équivaudra en cas de débit nominal à :

$$\Phi = \Phi_{n50} \times 0,51 = 1692 \times 0,51 = 863 \text{ W.}$$

6.3.2.5 EXEMPLE D'APPLICATION

Pour illustrer l'utilisation d'un abaque, nous reprenons l'exemple présenté au § 6.3.2.4. Soit un radia-

teur d'émission calorifique connue dont il faut déterminer l'émission réelle pour trois régimes différents : deux régimes de haute température à 90/70/20 °C et 80/60/20 °C, et un régime de basse température à 55/45/20 °C.

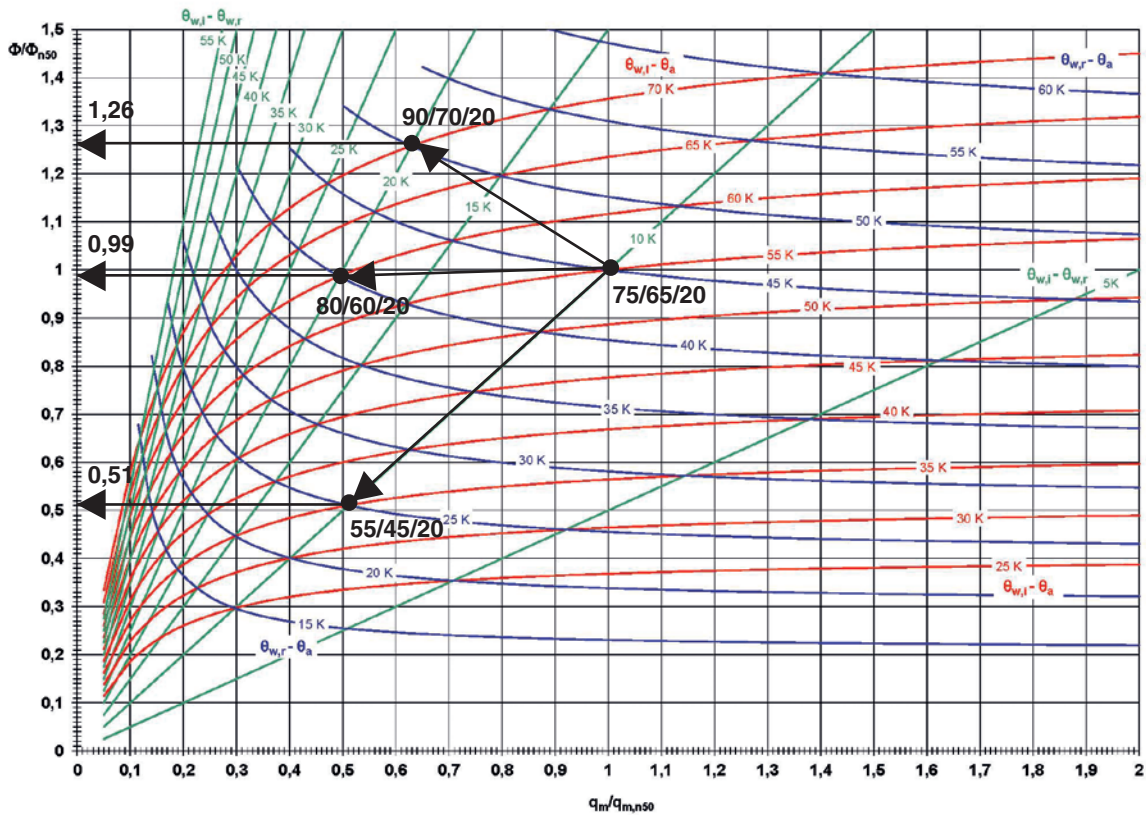


Fig. 15 Exemple d'abaque de l'émission calorifique d'un radiateur.

Sur le diagramme de la figure 15, on trace des flèches qui partent du point correspondant au régime normalisé de base 75/65/20 °C et aboutissent aux points correspondant aux trois régimes souhaités.

En ordonnée, on lit les facteurs de correction associés à ces différents points (Φ/Φ_{n50}); ainsi :

- pour un régime de 90/70/20 °C, l'émission calorifique réelle augmente de 26 %, soit $\Phi_n = \Phi_{n50} \cdot 1,26$
- pour un régime de 80/60/20 °C, la température moyenne de l'eau est identique à celle des conditions d'essai et l'émission calorifique demeure pratiquement inchangée, soit $\Phi_n = \Phi_{n50} \cdot 0,99$
- pour un régime de 55/45/20 °C, l'émission réelle diminue de près de 50 %, soit $\Phi_n = \Phi_{n50} \cdot 0,51$.

Dans le dernier cas cité, on souhaite raccorder le circuit de radiateurs à une chaudière à condensation fonctionnant au régime de 55/45 °C. Quel radiateur convient-il de sélectionner dans le catalogue des émissions calorifiques normalisées (calculées pour un régime de 75/65 °C), sachant que le local d'installation, chauffé à 20 °C, subira des pertes Φ_n de 1750 W ?

Le diagramme fait apparaître que l'émission calorifique $\Phi_n = \Phi_{n50} \cdot 0,51$ et que le radiateur à sélectionner doit avoir une émission normalisée $\Phi_{n50} = 1750 / 0,51 = 3431$ W.

NOTE 19

A un régime de 55/45 °C, l'eau circule dans les radiateurs au débit nominal $q_{m,n50}$ ($\Delta\theta_w = 55 - 45 = 10$ K).

A un régime plus élevé (90/70 °C ou 80/60 °C), ce débit est réduit de moitié, soit : $q_m = q_{m,n50} / 2$ (pour $\Delta\theta_w = 90 - 70 = 20$ K).

6.3.3 FACTEUR DE CORRECTION DE L'ÉMISSION CALORIFIQUE APPLICABLE AUX MODES DE POSE NON NORMALISÉS

Dans la pratique, l'emplacement des radiateurs est souvent bien différent de la configuration envisagée par la norme (pose libre contre un mur). C'est pourquoi on adapte l'émission calorifique normalisée en lui appliquant un facteur de correction, soit :

$$\Phi = f \cdot \Phi_{n50} \quad (\text{W}) \quad (6.4)$$

f étant le facteur de correction (sans dimension) permettant de tenir compte du mode de pose réel.

Par rapport à la valeur normalisée Φ_{n50} , l'émission calorifique réelle Φ peut :

- soit être supérieure ($\Phi > \Phi_{n50}$), lorsque le corps de chauffe est placé devant un mur extérieur mal isolé, générant des déperditions accrues au dos du radiateur; le facteur de correction f devrait donc en principe être plus grand que 1. Toutefois, comme ce type d'emplacement est contraire aux bonnes pratiques, on n'applique pas de facteur de correction (hypothèse conservatrice)
- soit être inférieure ($\Phi < \Phi_{n50}$), lorsque l'émission calorifique du corps de chauffe est entravée d'une manière ou d'une autre de par son emplacement (radiateur installé dans une niche ou radiateur avec cache, par exemple), diminuant l'émission réelle de chaleur ($f \leq 1$).

L'annexe C (p. 235) présente une série de valeurs qui correspondent à des variantes d'installation courantes selon le projet de norme prNBN D 30-010 [B45]. Pour d'autres configurations ou modes de raccordement, l'émission calorifique réelle doit être déterminée sur la base des instructions du fabricant.

Dans le cas des convecteurs (voir § 6.4), aucune correction ne doit être apportée ($f = 1$), pour autant que la configuration corresponde à celle préconisée par le fabricant. Dans la négative, on utilisera le facteur de correction spécifié par le fabricant.

6.4 SYSTÈMES DE CHAUFFAGE À CONVECTEURS

En principe, la méthode de calcul de l'émission calorifique décrite ci-avant est également applicable aux convecteurs. Il convient cependant de tenir compte de quelques spécificités que nous évoquons ci-après.

Les convecteurs se composent de plusieurs conduits minces en série et/ou en parallèle, garnis de lamelles et encastrés dans un habillage, derrière une plinthe ou dans un caniveau. Grâce à l'effet de cheminée créé par sa hauteur, l'habillage favorise l'émission calorifique (figure 16).

De capacité réduite, le convecteur conduit à un réchauffement plus rapide qu'un radiateur, mais il se refroidit aussi plus vite lorsqu'il n'y a plus de demande de chaleur. Un placement en caniveau nécessite,

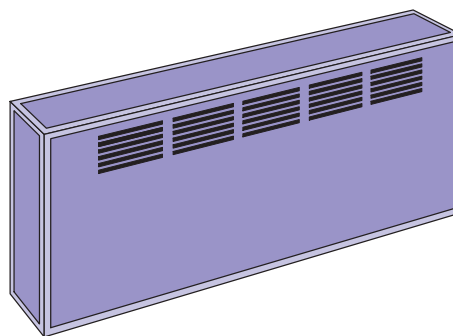
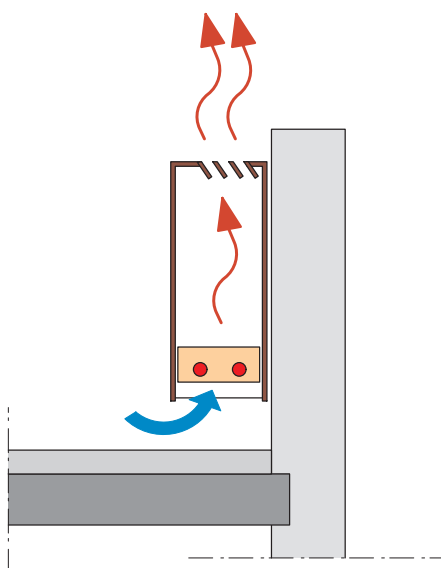


Fig. 16
Convecteur
intégré dans
un habillage.

quant à lui, le respect des dimensions constructives permettant d'assurer l'admission de l'air frais et la dissipation de l'air chaud.

Les ventiloconvecteurs sont équipés, pour leur part, de ventilateurs qui forcent la circulation d'air et améliorent sensiblement l'émission calorifique, au prix toutefois de la consommation électrique. Cet inconvénient peut être compensé partiellement par l'usage de convecteurs à miniventilateurs dont le régime peut être régulé en fonction des besoins de chauffage et qui, une fois à l'arrêt, sont à même d'assurer une émission calorifique suffisante.

Le convecteur se caractérise en outre par le fait que la chaleur est émise en quasi-totalité par convection, le rayonnement étant limité à quelque 5 %. Dans le cas de convecteurs simples (sans ventilateur), on détermine l'émission calorifique normalisée de la même façon que pour les radiateurs. On peut donc recourir aux mêmes formules pour convertir les températures d'eau et d'air (cf. § 6.3). L'exposant 'n' sera néanmoins un peu plus élevé, puisque la part de la convection dans l'émission totale est plus importante. On notera également qu'à basse température, l'émission sera relativement moindre que celle d'un radiateur. Afin de mieux intégrer cet effet dans les calculs, il est conseillé de demander la valeur exacte de l'exposant 'n' au fabricant.

Utilisés en association, les radiateurs et les convecteurs sont intégrés de préférence dans des circuits distincts, de manière à éviter tout inconfort. Deux facteurs sont en effet à pointer du doigt. Supposons un radiateur et un convecteur dotés du même pouvoir calorifique lorsque l'eau se trouve à la température de calcul. On constate non seulement qu'en cas de baisse de la température d'eau, le convecteur présente une émission calorifique moindre que celle du radiateur, mais également qu'il émet de la chaleur moins longtemps après l'arrêt de la circulation d'eau du fait de sa capacité réduite.

Les développements récents dont ont fait l'objet les convecteurs visent précisément à améliorer leur émission à basse température (adaptation de la forme et des dimensions des lamelles autour des conduites).

6.5 CHAUFFAGE PAR RAYONNEMENT AU SOL, AUX MURS OU AUX PLAFONDS

6.5.1 PRINCIPE DU CHAUFFAGE PAR RAYONNEMENT

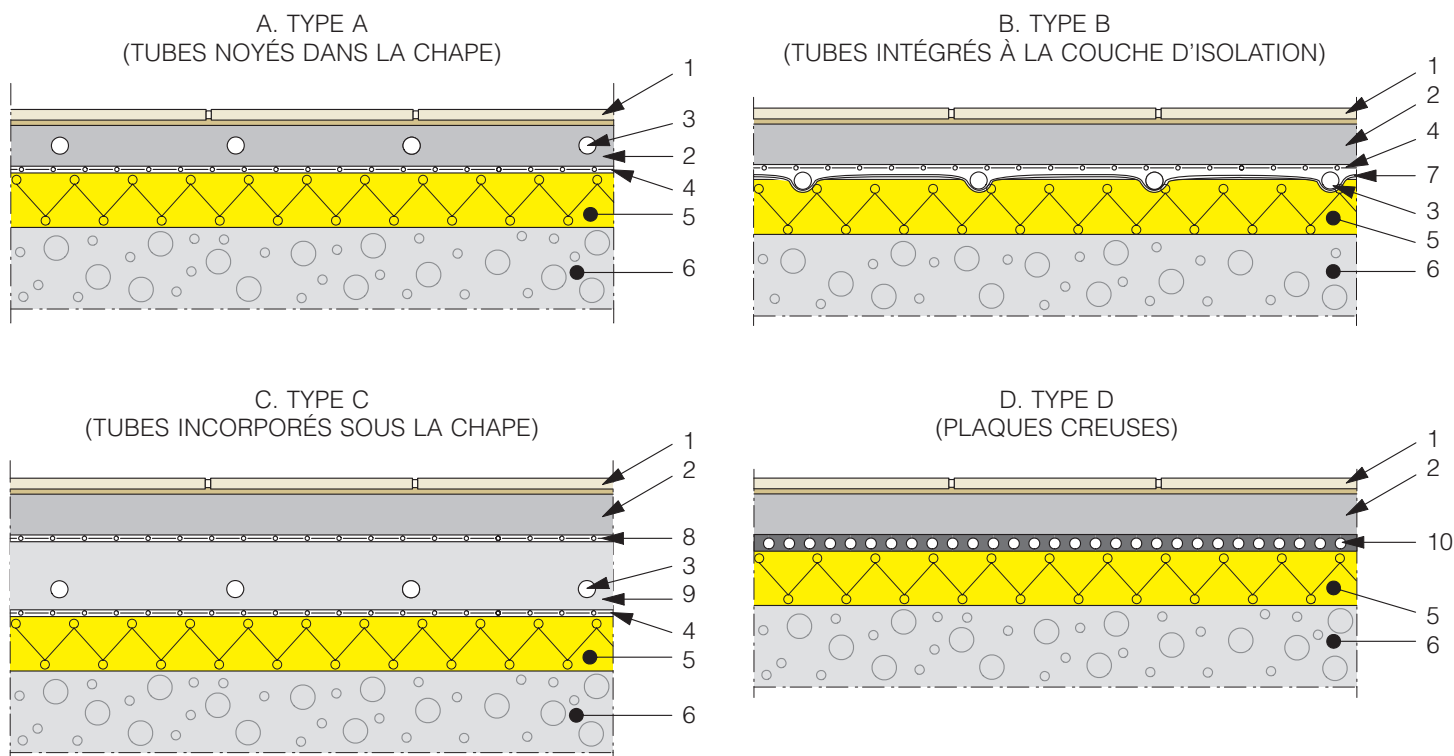
Le terme de chauffage par rayonnement est une appellation générique utilisée pour des systèmes dont la chaleur est transmise d'abord par rayonnement, puis, dans une moindre mesure, par convection. Avec cette forme de chauffage, les corps rayonnants sont habituellement les plus grandes surfaces du bâtiment, telles que les murs, le sol et les plafonds.

La norme NBN EN 15377-1 [B28] distingue quatre grands principes de chauffage au sol (figure 17, p. 74) qui peuvent également s'appliquer lorsque les corps rayonnants sont des murs ou des plafonds. Ces systèmes, dont les caractéristiques et le dimensionnement sont expliqués au § 6.5.3, diffèrent essentiellement sur le plan de la position des tubes ou des éléments de chauffe intégrés au sol :

- type A (système humide) : tubes noyés dans la chape
- type B (système sec) : tubes intégrés dans une couche d'isolation et enrobés par des plaques thermoconductrices en aluminium destinées à améliorer l'émission calorifique
- type C (variante du système humide) : tubes placés dans une couche de remplissage distincte de la chape dont elle est séparée par une double membrane de désolidarisation
- type D (variante du système sec) : système de plaques présentant des sections creuses, mis en œuvre entre la chape et le matériau isolant.

Citons également quelques systèmes moins courants :

- type E (éléments de construction thermoactifs, voir § 6.6) : tubes noyés dans la structure porteuse (dalle de béton préfabriquée)
- type F (non étudié ici) : réseau de fins tubes capillaires disposés en serpentins sur une grille ou une natte déroulante fixée au sol ou à la face intérieure d'un mur ou d'un plafond par l'intermédiaire d'une mince couche de mortier ou de plâtre; vu sa faible épaisseur, ce système est essentiellement utilisé en rénovation
- type G (non étudié ici) : tubes intégrés dans un plancher en bois.



- | | |
|-------------------------|--|
| 1. Revêtement de sol | 7. Plaque conductrice |
| 2. Chape | 8. Double membrane de désolidarisation |
| 3. Réseau de tubes | 9. Couche de remplissage |
| 4. Couche de protection | 10. Plaque creuse |
| 5. Isolation | |
| 6. Structure portante | |

Fig. 17 Systèmes de chauffage par rayonnement.

Le chauffage par rayonnement est utilisable comme mode de chauffage principal dans toute construction neuve conçue à cette fin et présentant des performances thermiques minimales. De par ses implications constructives (murs, plafonds et planchers plus épais, notamment), la technique nécessite en effet une étude préalable dès le stade de la conception. L'émission calorifique réduite du système (basses températures d'eau, températures de surface conformes aux exigences de confort) limite par ailleurs son application à des bâtiments à faibles besoins énergétiques (niveau d'isolation élevé, bonne étanchéité à l'air de l'enveloppe).

Dans les immeubles en rénovation, ce système ne peut convenir que s'il s'agit de travaux lourds donnant des possibilités d'accès aisé aux parois du bâtiment. A défaut, il sera nécessaire de faire appel à des techniques spéciales qui permettront de maintenir l'épaisseur totale des planchers ou des murs (ou de ne l'augmenter que dans une faible proportion).

6.5.2 EMISSION CALORIFIQUE DES SYSTÈMES DE CHAUFFAGE PAR RAYONNEMENT

L'émission calorifique des systèmes de chauffage par le sol est fixée, selon leur type et ses éventuelles variantes, par le fabricant sur la base d'essais normalisés (selon la norme NBN EN 1264-2) [B14] ou de calculs numériques (selon NBN EN 15377-1) [B28].

Ces derniers permettent d'établir, pour toute variante significative d'un système, une courbe caractéristique donnant la relation entre l'émission calorifique réelle q_H (en W/m^2) et l'écart de température $\Delta\theta_H$ (en K) entre le corps de chauffe et l'ambiance.

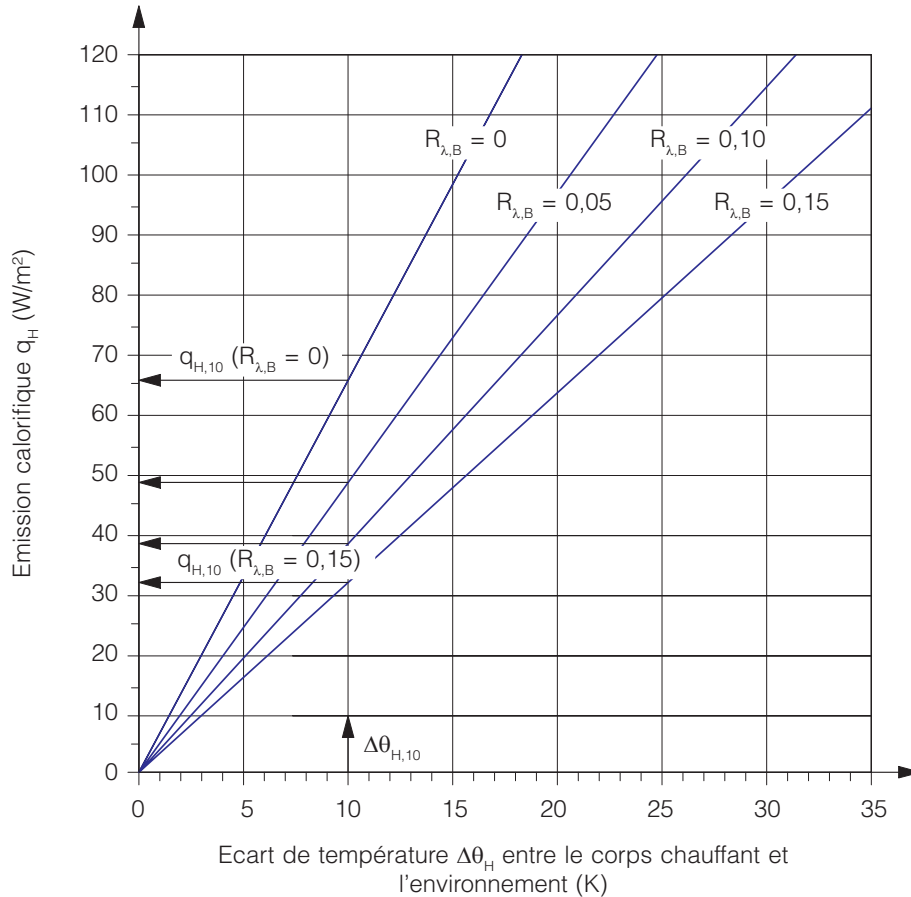


Fig. 18 Courbes caractéristiques de base de l'émission calorifique d'un système de chauffage par le sol.

Les courbes caractéristiques de l'émission calorifique d'un système de chauffage par le sol sont représentées dans le diagramme de la figure 18; à chacune de ces courbes correspond un revêtement de sol présentant une résistance thermique $R_{\lambda,B}$ différente située entre $0 \text{ m}^2\text{K}/\text{W}$ (pas de pouvoir isolant) et $0,15 \text{ m}^2\text{K}/\text{W}$ (limite maximale).

La norme NBN EN 1264-2 [B14] propose également une méthode simplifiée pour calculer les courbes caractéristiques d'un système de chauffage sur la base de la formule générale :

$$q_H = K_H \cdot \Delta\theta_H \quad (\text{W}/\text{m}^2) \quad (6.5)$$

dans laquelle :

K_H = le coefficient de transmission thermique équivalent (en $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$) propre au système et tenant compte de toutes les variables; des tableaux fournissent les valeurs par défaut de ce coefficient. Pour de plus amples détails concernant les variables en question, on se reportera à la norme NBN EN 1264-2 [B14]

$\Delta\theta_H = \frac{\theta_{w,i} - \theta_{w,r}}{\ln \frac{\theta_{w,i} - \theta_a}{\theta_{w,r} - \theta_a}}$ = l'écart moyen (en K) entre la température de l'eau et celle de l'environnement, avec :

- $\theta_{w,i}$ = la température de l'eau de départ (en $^{\circ}\text{C}$)
- $\theta_{w,r}$ = la température de l'eau de retour (en $^{\circ}\text{C}$)
- θ_a = la température ambiante (en $^{\circ}\text{C}$).

En général, les fabricants proposent, dans leurs documents techniques, des tableaux et/ou des graphiques élaborés à partir des courbes caractéristiques du système considéré, afin d'aider à concevoir et à dimensionner les installations dans les conditions habituelles de calcul, telles que :

- la différence entre la température moyenne de l'eau et celle de l'environnement
- l'écartement des tubes
- le type de tube et son diamètre
- la structure du complexe plancher (isolation, résistance thermique des couches situées entre les tubes et la surface chauffante, etc.).

6.5.3 CHAUFFAGE PAR LE SOL

6.5.3.1 COMPOSITION ET CARACTÉRISTIQUES DES SYSTÈMES (TYPES A, B, C ET D)

La composition des systèmes de chauffage par le sol les plus courants (types A, B, C et D) est représentée dans les schémas de la figure 17 (p. 74).

Un sol chauffant de type humide (type A ou C) se compose d'un réseau de tubes dans lesquels circule de l'eau à basse température (max. 40 à 55 °C). Les tubes sont le plus souvent en matière synthétique pour la facilité et la rapidité de mise en œuvre; ils doivent être dotés d'une barrière antidiffusion d'oxygène afin de prévenir la corrosion des éléments métalliques de l'installation (voir la norme NBN EN 1264-4) [B16]. Une autre mesure permettant d'éviter la diffusion d'oxygène dans l'installation consiste à placer un échangeur de chaleur de façon à séparer le circuit en matière synthétique du circuit métallique de la chaudière.

Le système de chauffage par le sol est dit 'sec' (type B) lorsque les tubes sont intégrés dans la couche d'isolation. Pour améliorer l'émission calorifique, on dispose autour des tubes des plaques métalliques thermoconductrices qui assurent une meilleure répartition de la chaleur.

Dans le système sec de type D, les éléments chauffants sont insérés entre la couche d'isolation et la chape. Ces éléments plats et minces sont pourvus de sections creuses dans lesquelles circule l'eau.

D'encombrement réduit, les systèmes secs, qu'ils soient de type B ou D, nécessitent des chapes peu épaisses et se prêtent donc particulièrement bien aux bâtiments existants. Ces complexes de plancher minces favorisent d'ailleurs l'émission de chaleur et les possibilités de réglage du système, d'où un confort accru.

La chaleur émise par les tubes est emmagasinée dans un premier temps à l'intérieur du plancher, qui la diffuse ensuite dans les espaces supérieurs et inférieurs. L'émission calorifique, qui s'opère par rayonnement à près de 70 %, est fonction de plusieurs paramètres calcul : type de système et de tubes, écart de température moyen entre l'eau et l'air ambiant, écartement des tubes, résistance thermique des différentes couches du complexe plancher situées de part et d'autre des tubes, etc.

La figure 19 illustre les différents paramètres de calcul considérés lors du dimensionnement d'une installation de chauffage par le sol.

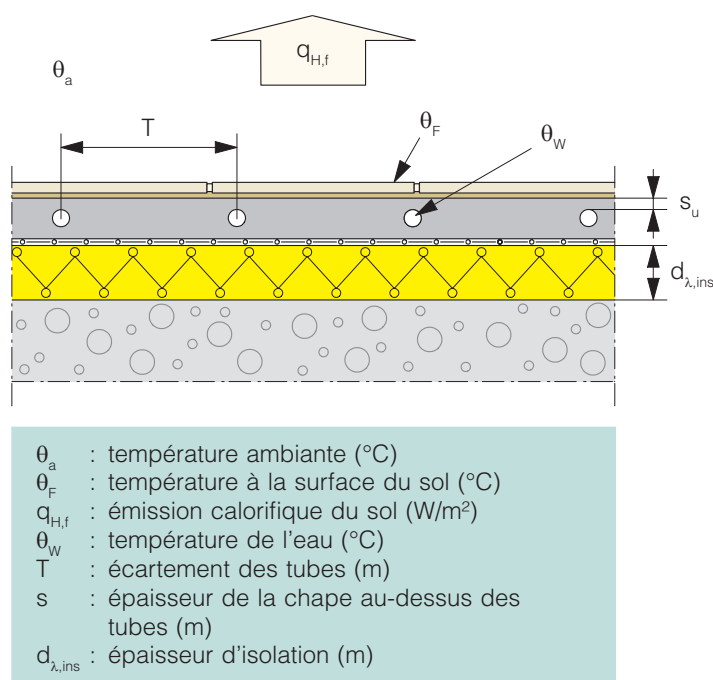


Fig. 19 Paramètres de calcul d'un système de chauffage par le sol du type A.

Le rendement d'émission, quant à lui, dépend dans une large mesure de la résistance thermique des couches enveloppant les tubes, les couches supérieures devant présenter le moins de résistance possible. Les revêtements tels les parquets ou les tapis sont donc déconseillés pour cette raison.

Les tubes sont disposés au-dessus d'une couche d'isolation afin de limiter les déperditions vers les locaux sous-jacents, chauffés ou non. Cette couche d'isolation protège également le plancher porteur et favorise ainsi l'inertie du système. La résistance thermique minimale $R_{\lambda,ins}$ de l'isolant doit être d'autant plus importante que la température du local sous-jacent est faible. Le tableau 14 présente les critères de résistance thermique minimale de l'isolation des planchers conformément à la norme NBN EN 1264-4 [B16].

Tableau 14 Résistance thermique minimum de l'isolation sous les tubes chauffants (NBN EN 1264-4) [B16].

Résistance thermique minimum $R_{\lambda,ins}$ ($m^2.K/W$)	Température du local sous-jacent non chauffé θ_a			Plancher sur terre-plein	Plancher au-dessus d'un local chauffé
	$\theta_a < -5\text{ °C}$	$-5\text{ °C} \leq \theta_a < 0\text{ °C}$	$0\text{ °C} \leq \theta_a \leq 10\text{ °C}$		
	2,00	1,50	1,25		

NOTE 20

La résistance thermique des couches ou des panneaux d'isolation homogènes est calculée à l'aide de la formule $R_{\lambda,ins} = d_{\lambda,ins} / \lambda_{ins}$, où $d_{\lambda,ins}$ est l'épaisseur de l'isolant (en m) et λ_{ins} son coefficient de conductivité thermique (en W/mK). Lorsque les panneaux d'isolation ne sont pas homogènes ou sont pourvus d'un relief, on détermine la résistance thermique $R_{\lambda,ins}$ en pondérant l'épaisseur moyenne du panneau par sa surface. Si les panneaux d'isolation ont une forme particulière (panneaux à excroissances, par exemple), l'épaisseur moyenne est pondérée par le volume.

On consultera la norme NBN EN 1264-3 [B15] pour de plus amples détails à ce propos.

6.5.3.2 AVANTAGES ET INCONVÉNIENTS DU CHAUFFAGE PAR LE SOL

La technique du chauffage par le sol offre plusieurs avantages importants :

- les corps de chauffe sont invisibles
- les basses ou très basses températures conduisent à un rendement total en principe supérieur à celui d'une installation fonctionnant à température plus élevée (radiateurs, convecteurs). Le recours à la pompe à chaleur augmentera encore le rendement du système (coefficient de performance – COP) et ce, d'autant plus que la température moyenne de l'eau circulant à l'intérieur des tubes est basse
- les températures plus élevées au niveau des pieds et plus basses à hauteur de la tête rendent le chauffage au sol extrêmement confortable, à condition de respecter les critères de confort relatifs à la température maximale $\theta_{F,max}$ à la surface du plancher (cf. tableau 16, p. 78)
- grâce aux températures de rayonnement plus hautes, la température ambiante peut être moins élevée sans perte de confort, ce qui réduit en théorie la consommation d'énergie. Cet effet positif s'amenuise néanmoins à mesure que le bâtiment est mieux isolé
- si une pompe à chaleur réversible est utilisée comme source d'énergie, le système peut également assurer, dans une certaine mesure, une fonction de rafraîchissement des locaux.

Le chauffage par le sol n'est toutefois pas exempt d'inconvénients; on relève entre autres :

- une certaine lenteur due à l'inertie thermique du système, selon la masse du bâtiment activable thermiquement; dans les conditions normales d'utilisation, la régulation permettra toutefois de réduire l'écart entre les valeurs minimales et maximales de la température de surface et d'éviter des relances prolongées
- une faible réactivité aux apports solaires et autres gains de chaleur (poêles à bois, par exemple) et une exploitation aléatoire de ceux-ci en raison d'un risque de surchauffe temporaire
- la nécessité d'étudier l'installation dès le stade de la conception du bâtiment et l'impossibilité d'apporter des modifications constructives ultérieurement
- en cas de pose inadéquate, des risques de fuites d'eau pouvant entraîner des dégâts au bâtiment

- L'utilisation en tant que mode de chauffage principal limitée aux bâtiments bien isolés et très étanches à l'air, vu l'émission de chaleur peu élevée.

6.5.3.3 CONCEPTION ET DIMENSIONNEMENT DES SYSTÈMES DE CHAUFFAGE PAR LE SOL

Le tableau 15 donne quelques caractéristiques de conception des systèmes classiques de chauffage par le sol (de type sec ou humide).

Tableau 15 Caractéristiques types pour la conception d'un système de chauffage par le sol de type sec ou humide.

Caractéristiques	Système humide (type A ou C)	Système sec (type B ou D)
Masse thermique du plancher (kg/m ²)	170-240	30-90
Durée de la relance (h)	> 2	< 2
Emission de chaleur maximale pour un écartement de 10 cm (W/m ²)	100	100
Emission de chaleur maximale pour un écartement de 30 cm (W/m ²)	90	80
Ecart de température entre l'eau de départ et l'eau de retour (K)	5	5
Epaisseur de la chape au-dessus des tubes (mm)	≥ 50	≥ 45

Le dimensionnement du chauffage par le sol s'opère à l'aide des méthodes de calcul énoncées dans les normes NBN EN 1264-2 [B14], NBN EN 1264-3 [B15] et NBN EN 15377-1 [B28]. Certains critères spécifiques doivent également être pris en considération. Ainsi, pour des raisons de confort, il y a lieu de veiller à ce que la température à la surface du sol ne dépasse pas 29 °C en partie courante et 35 °C dans les zones périphériques, où l'émission de chaleur est accrue (tableau 16).

Tableau 16 Critères de conception d'un système de chauffage par le sol.

Zone du plancher	h_{si} (W/m ² .K)	$\theta_{F,max}$ (°C)	$q_{H,f,max}$ (W/m ²) (*)
Périphérie	10,8	35	162
Partie courante	10,8	29	97

(*) Pour un local chauffé à $\theta_a = 20$ °C.

Au stade du projet, on peut contrôler la température de la surface du sol à l'aide de la formule simplifiée de l'émission calorifique $q_{H,f}$ (en W/m²) du système, soit :

$$q_{H,f} = h_{si} \cdot (\theta_F - \theta_a) \quad (\text{W/m}^2) \quad (6.6)$$

avec :

h_{si} = le coefficient d'échange thermique à la surface du sol, soit 10,8 W/m²K

θ_F = la température à la surface du sol (en °C)

θ_a = la température de confort à l'intérieur du local (en °C).

Compte tenu de la formule (6.6) et des températures maximales à la surface du sol, l'émission de chaleur s'élève tout au plus à 162 W/m² en périphérie et à 97 W/m² en partie courante (voir tableau 16). On notera que ces valeurs portent sur la surface utile, qui peut s'avérer très restreinte dans certains locaux (cuisine, salle de bains) en raison des équipements ou du mobilier présents.

Signalons que plusieurs méthodes simplifiées pour le dimensionnement du chauffage par le sol (système humide ou sec, type A, B ou C) ont été explicitées dans les Notes d'information technique n° 170 [C3] et n° 181 [C4]. Nous en rappelons brièvement le principe à la figure 20.

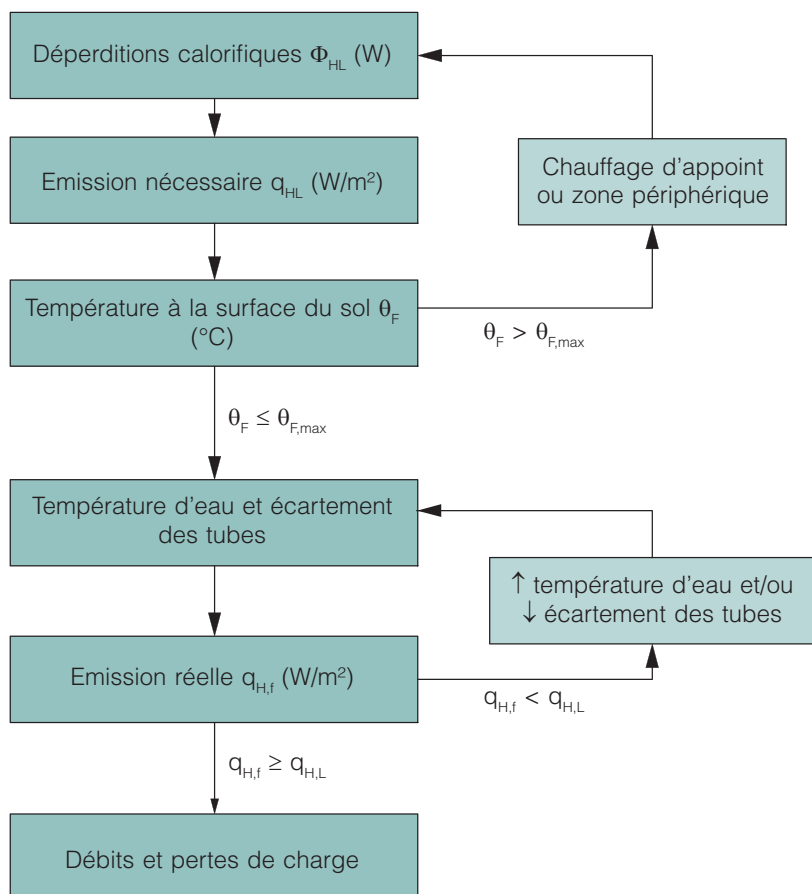


Fig. 20 Principe de dimensionnement d'un système classique de chauffage par le sol.

Phase 1 Calculer l'émission calorifique q_{HL} nécessaire pour tous les locaux chauffés (de surface A_F) à l'aide de la formule $q_{HL} = \Phi_{HL} / A_F$; dans cette formule, le terme Φ_{HL} équivaut aux déperditions calorifiques calculées suivant les normes NBN B 62-003 [B2] et NBN EN 12831 [B2], à l'exclusion des déperditions au travers du sol chauffé.

Phase 2 Calculer la température à la surface du sol à l'aide de la formule $\theta_F = q_{HL} / h_{si} + \theta_i$ et contrôler si $\theta_F \leq \theta_{F,max}$. Dans la négative, il y a lieu de prévoir une zone périphérique ou un chauffage d'appoint, ou encore de limiter les déperditions thermiques calculées Φ_{HL} .

Phase 3 L'écartement des tubes doit être choisi, compte tenu de la température d'eau retenue, de telle façon que l'émission de chaleur corresponde au moins à l'émission nécessaire ($q_{H,f} \geq q_{H,L}$). On consultera à cet effet les tableaux et les graphiques des NIT 170 et 181. Si la valeur obtenue ne suffit pas, il y a lieu d'augmenter la température de l'eau et/ou de réduire l'écartement des tubes.

Phase 4 Calculer les débits d'eau et les pertes de charge pour l'ensemble des circuits.

6.5.4 CHAUFFAGE MURAL

6.5.4.1 PRINCIPE ET CARACTÉRISTIQUES

Le chauffage mural se compose de tubes d'eau placés dans les murs ou à leur surface. Il peut être combiné à un chauffage classique par le sol, notamment dans les locaux dont la surface utile est réduite (salles de bains, cuisines, ...).

En présence de murs en matériaux pierreux, les techniques suivantes peuvent être envisagées :

- montage des tubes dans les murs, remplissage des espaces inter-tubulaires au mortier de ciment ou au mortier à la chaux et parachèvement à l'aide d'une couche d'enduit ordinaire d'environ 1 cm d'épaisseur
- montage des tubes dans des blocs de maçonnerie spéciaux dotés en usine de rainures régulièrement espacées, remplissage des cavités au mortier et égalisation à l'enduit sur toute la surface du mur; la profondeur et la largeur des rainures doivent être adaptées au diamètre des tubes. Quant aux blocs standardisés (qui sont, au demeurant, jusqu'à 20 % plus coûteux que leurs équivalents 'classiques'), ils doivent être posés avec toutes les précautions nécessaires (figure 21)
- dans le cas de voiles en béton, fixation des tubes aux armatures préalablement à la mise en place du béton et parachèvement à l'enduit selon la méthode habituelle.

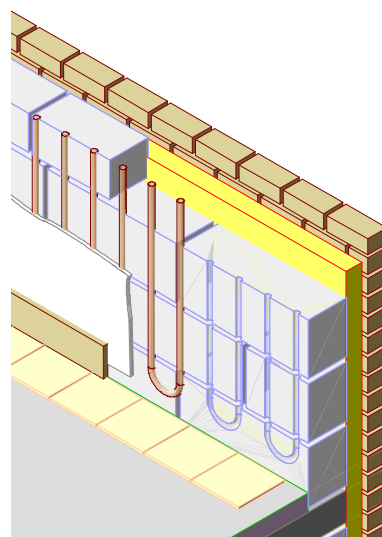


Fig. 21 Composition d'un mur chauffant.

Le chauffage mural peut également s'intégrer dans les constructions à ossature en bois :

- en cas de montage à sec, les tubes en matière synthétique sont dissimulés derrière les panneaux de finition
- en cas de montage partiellement à sec, les tubes sont montés dans des colliers, fixés à la paroi plane, puis noyés dans une couche de mortier parachevée à l'enduit.

La largeur d'un mur chauffant est en général limitée à 5 mètres; pour des dimensions plus importantes, il y a lieu de prévoir des joints de dilatation. Il importe également d'insérer une épaisse couche d'isolation entre les tubes et l'environnement extérieur ou les locaux voisins non chauffés. Vu la verticalité des boucles de chauffage, on effectuera la mise sous eau avec précaution, de façon à empêcher toute accumulation d'air (l'utilisation d'un purgeur automatique est recommandée).

Ces dernières années, des détecteurs de chaleur spéciaux ont été mis au point pour déceler la position exacte des tuyaux et éviter des perforations accidentelles. L'image thermographique d'une caméra infrarouge peut, dans ce contexte, se révéler également très utile. Il est évidemment déconseillé de disposer du mobilier devant un mur chauffant, de manière à ne pas faire obstacle au rayonnement de chaleur.

La durée de mise en température des murs dépend principalement de l'épaisseur de la finition appliquée à l'avant des tubes. La vitesse de transmission de la chaleur dans le local est largement tributaire de la masse du mur à chauffer : plus celle-ci est faible, plus rapide sera la transmission de chaleur.

6.5.4.2 CRITÈRES DE CONCEPTION ET DE DIMENSIONNEMENT

A l'instar du chauffage par le sol, le chauffage mural doit être conçu en tenant compte des critères de confort liés à la température des surfaces. Selon les applications, celle-ci doit être limitée à 40 °C, conformément à la norme NBN EN 15377-1 [B28], afin de préserver le confort thermique des occupants se tenant à proximité du mur chauffé.

La vérification de ce critère s'effectue à l'aide de la formule de calcul simplifiée de l'émission calorifique, soit :

$$q_{H,w} = h_{si} \cdot (\theta_w - \theta_a) \quad (\text{W/m}^2) \quad (6.7)$$

dans laquelle :

h_{si} = le coefficient d'échange thermique à la surface du mur, soit 8 W/m².K

θ_w = la température à la surface du mur (en °C)

θ_a = la température de confort à l'intérieur du local (en °C).

Compte tenu de la température maximale à la surface du mur, l'émission de chaleur se situera tout au plus entre 120 et 200 W/m² (voir tableau 17).

h_{si} (W/m ² .K)	$\theta_{w,max}$ (°C)	$q_{H,w,max}$ (W/m ²) (*)
8	40	160
(*) Pour un local chauffé à $\theta_a = 20$ °C.		

Tableau 17
Critères de conception d'un mur chauffant.

Le tableau 18 propose quelques caractéristiques de calcul propres aux systèmes classiques de chauffage mural de type sec ou humide. Les déperditions au travers des murs chauffés ne sont pas incluses dans le calcul des déperditions calorifiques des locaux. Toutefois, comme c'est le cas pour le chauffage par le sol, le calcul de la puissance de la chaudière tient compte des déperditions calorifiques entre les murs chauffés et les locaux voisins non chauffés ou l'environnement extérieur.

Tableau 18 Caractéristiques types pour la conception d'un système de chauffage mural sec ou humide.

Caractéristiques	Système humide	Système sec
Masse thermique du mur (kg/m ²)	20-90	5-15
Durée de la relance (h)	< 2	< 1
Emission de chaleur maximale pour un écartement de 10 cm (W/m ²)	150	140
Ecart de température entre l'eau de départ et l'eau de retour (K)	5	5

6.5.5 CHAUFFAGE PAR LES PLAFONDS

D'une puissance calorifique insuffisante que pour pouvoir chauffer un local tout entier, cette technique n'est pas très répandue et peut en outre se révéler inconfortable lorsque l'asymétrie du rayonnement n'a pas été prise en compte au moment de l'installation. C'est la raison pour laquelle il est essentiel de limiter à moins de 5 K la différence de température entre des surfaces rayonnantes opposées (plafond et sol), sans toutefois dépasser la température maximale à la surface du plafond chauffé.

Tableau 19 Critères de conception d'un système de chauffage par le plafond.

h_{si} (W/m ² .K)	$\theta_{c,max}$ (°C)	$q_{H,c,max}$ (W/m ²) (*)
6,5	29	59

(*) Pour un local chauffé à $\theta_a = 20$ °C.

Les plafonds sont plus largement exploités dans le but de refroidir les espaces (plafonds rafraîchissants); dans ce cas, le système est conçu et dimensionné prioritairement à des fins de refroidissement et peut être utilisé accessoirement pour chauffer les locaux.

En régime de chauffe, la température superficielle du plafond doit répondre aux critères du tableau 19 (selon la norme NBN EN 15377-1). Compte tenu des températures superficielles maximales, l'émission calorifique culmine autour de 59 W/m².

Ces critères sont vérifiés à l'aide de la formule simplifiée de l'émission calorifique :

$$q_{H,c} = h_{si} \cdot (\theta_c - \theta_a) \quad (\text{W/m}^2) \quad (6.8)$$

dans laquelle :

h_{si} = le coefficient d'échange thermique à la surface du plafond, soit 6,5 W/m².K

θ_c = la température à la surface du plafond (en °C)

θ_a = la température de confort à l'intérieur du local (en °C).

6.6 ELÉMENTS DE CONSTRUCTION THERMOACTIFS

6.6.1 PRINCIPE ET CARACTÉRISTIQUES

Cette technique consiste à intégrer des conduites de chauffage dans une dalle préfabriquée en béton lourd. La composition de la dalle est comparable à celle destinée au chauffage par le sol, à la différence près que les conduites d'eau sont incorporées non pas dans une chape, mais dans la masse du béton.

Au sein d'une dalle non isolée, l'émission calorifique s'opère à la fois vers le haut et vers le bas. Toutefois, si la dalle est un plafond supérieur (toiture) ou un plancher inférieur (plancher au-dessus d'un espace non chauffé ou sur terre-plein), il y a lieu de prévoir, selon le cas, une couche d'isolation au-dessus ou en dessous des conduites (cf. figure 22).

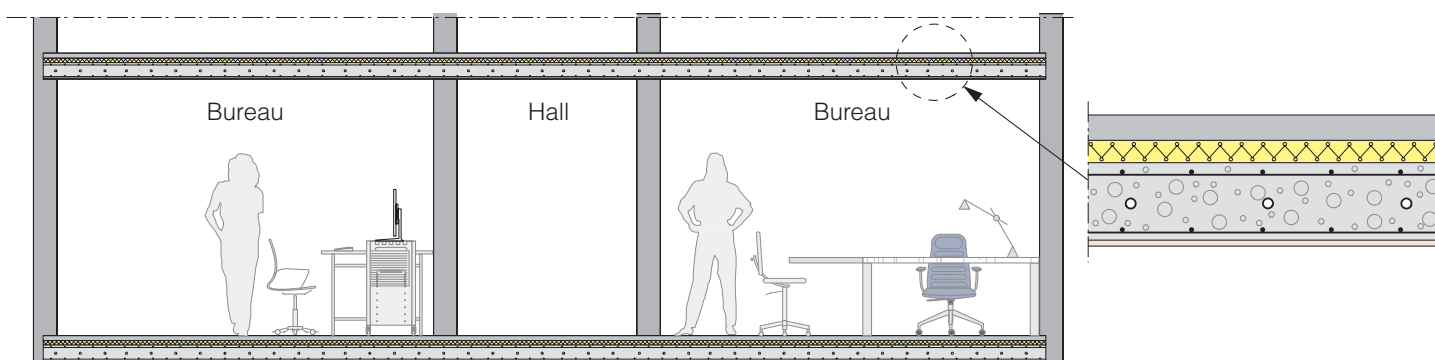


Fig. 22 Eléments de construction thermoactifs.

Le système est particulièrement lent : il faut compter 5 à 6 heures pour élever ou diminuer de 1 K la température au cœur du béton et plus de 24 heures pour atteindre la mise en régime. L'incorporation des conduites à proximité de la surface de la dalle permet toutefois de réduire la capacité d'accumulation et d'accroître la puissance de chauffe.

La chaleur emmagasinée dans la dalle est essentiellement restituée par rayonnement dès qu'il existe une différence de température entre l'ambiance et la surface du plancher et/ou du plafond. La bonne stratification de la chaleur dans le local et la combinaison de la production de chaleur et de froid au sein du même système comptent parmi les grands avantages de cette technique. En outre, la fonction de chauffage à très basse température d'eau et la fonction de refroidissement à haute température d'eau constituent d'excellents ingrédients pour assurer un rendement élevé.

Le concept ne convient pratiquement que pour les bâtiments neufs dotés de hautes performances et de très faibles besoins énergétiques. Il s'agit le plus souvent d'immeubles de bureaux spécialement conçus selon ce principe et répondant au minimum aux caractéristiques suivantes :

- bonne isolation thermique de l'enveloppe et niveau global d'isolation inférieur à K40
- températures intérieures relativement constantes grâce à :
 - l'importante masse thermique accessible au stockage de la chaleur ou du froid
 - des apports de chaleur solaire réduits par la mise en œuvre de vitrages multiples améliorés et de protections solaires
- bonne étanchéité à l'air de l'enveloppe du bâtiment
- ventilation mécanique contrôlée avec récupération de chaleur
- gains de chaleur interne réduits (notamment grâce à des appareils d'éclairage et des équipements bureautiques peu énergivores).

Cette technologie est fréquemment associée à celle de la pompe à chaleur. Durant l'été, celle-ci assure d'abord l'évacuation de la chaleur accumulée dans les locaux, puis rafraîchit légèrement le bâtiment (rafraîchissement de pointe). Les bonnes performances énergétiques du bâtiment seront garanties, été comme hiver, par une conception intégrée de la construction et des installations, basée sur un programme d'exigences cohérent et une bonne coordination des travaux.

6.6.2 EMISSION CALORIFIQUE ET DIMENSIONNEMENT

Le recours aux très basses températures d'eau (22 à 28 °C) limite l'émission calorifique à des valeurs situées entre 20 et 40 W/m². Comme précisé auparavant, un tel pouvoir calorifique ne peut convenir que pour couvrir les besoins énergétiques d'un bâtiment très performant sur le plan énergétique. Ceci n'altère toutefois en rien l'applicabilité de la technique, dans la mesure où les réglementations sur la performance énergétique encouragent ce type de construction et que celui-ci sera même devenu pratique courante à l'horizon 2020.

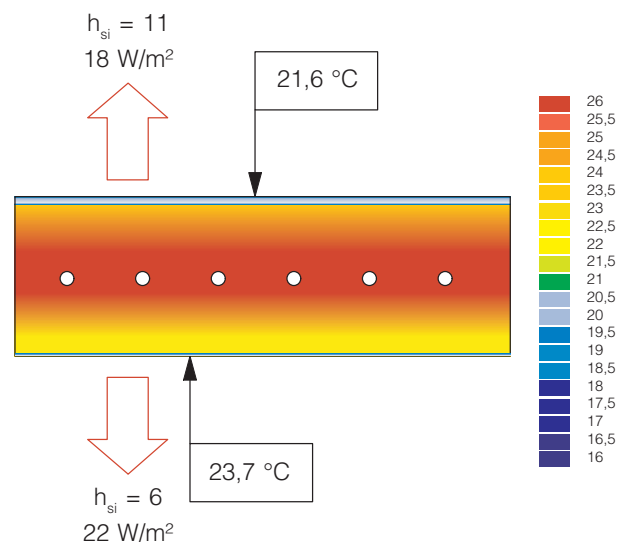


Fig. 23 Exemple de calcul numérique.

En mode de refroidissement, la température de l'eau varie entre 16 et 20 °C (grâce, par exemple, à un stockage enfoui dans le sol ou dans la nappe phréatique), de sorte que le système atteint une puissance frigorifique de 40 à 60 W/m². Ces performances étant supérieures à celles du chauffage, la conception et le dimensionnement du système s'effectueront de préférence dans l'optique d'un refroidissement de pointe (*).

Pour le dimensionnement de l'installation, les calculs numériques (comportement statique) permettent d'établir les puissances d'émission (figure 23, p. 82). Afin de pouvoir mieux évaluer les performances du système, il est recommandé de réaliser des simulations du comportement dynamique.

La norme NBN EN 15377-1 [B28] propose une méthode de calcul simplifiée susceptible d'être utilisée dans certaines conditions pour déterminer le pouvoir calorifique (ou frigorifique) des dalles de béton thermoactives (planchers ou plafonds).

(*) Légère baisse de la température ambiante, généralement suffisante pour assurer un confort thermique satisfaisant et éviter le recours à un système de refroidissement actif (très consommateur d'énergie).

7 CONCEPTION ET DIMENSIONNEMENT DU RÉSEAU DE DISTRIBUTION

7.1	Introduction	87
7.2	Règles de conception applicables à toutes les installations de chauffage	87
7.3	Conception et dimensionnement d'une installation bitube	88
7.3.1	Schéma de principe et définitions	88
7.3.2	Calcul des débits et de la vitesse de l'eau	89
7.3.2.1	Calcul des débits	89
7.3.2.2	Débit d'eau traversant un corps de chauffe.....	89
7.3.2.3	Débit d'eau dans les conduites sans corps de chauffe	90
7.3.2.4	Vitesse de circulation dans les conduites.....	90
7.3.3	Calcul des pertes de charge totales.....	91
7.3.3.1	Pertes de charge totales d'un tronçon	91
7.3.3.2	Pertes de charge totales d'un circuit de radiateurs	91
7.3.4	Calcul des pertes de charge des conduits rectilignes.....	91
7.3.4.1	Pertes de charge linéaires – Expression générale	91
7.3.4.2	Pertes de charge linéaires par unité de longueur.....	91
7.3.5	Pertes de charge dues aux résistances locales	92
7.3.5.1	Pertes de charge singulières – Expression générale.....	92
7.3.5.2	Coefficient de perte de charge des accessoires et appareils.....	93
7.3.5.3	Coefficient de perte de charge des robinets de radiateur.....	93
7.3.5.3.1	Coefficient de perte de charge et valeur k_v	93
7.3.5.3.2	Détermination de la valeur ζ à l'aide du diagramme des pertes de charge	93
7.3.5.3.3	Détermination de la valeur ζ à partir de la valeur k_v	95
7.3.5.4	Influence de l'effet thermosiphon	97
7.3.5.4.1	Pression de thermosiphon.....	97
7.3.5.4.2	Pression de thermosiphon positive et négative	97
7.3.5.4.3	L'effet thermosiphon en pratique	98
7.3.5.5	Exemple de calcul des pertes de charge de deux circuits de radiateurs.....	98
7.3.6	Règles de conception spécifiques aux installations bitubes.....	101
7.3.6.1	Dimensionnement du circuit de radiateur le plus défavorable	101
7.3.6.1.1	Principe.....	101
7.3.6.1.2	Choix du diamètre des conduits	101
7.3.6.2	Dimensionnement des autres circuits	103
7.3.6.3	Point de fonctionnement théorique de l'installation	104
7.3.7	Exemple de dimensionnement d'une installation bitube.....	104
7.3.7.1	Schéma et méthode de travail.....	104
7.3.7.2	Calcul des débits d'eau.....	106
7.3.7.3	Dimensionnement du circuit de radiateur (provisoirement) le plus défavorable	106
7.3.7.4	Dimensionnement des autres circuits	109
7.3.7.5	Pertes de charge à instaurer pour l'équilibrage.....	110
7.3.7.6	Caractéristiques de la pompe	112
7.4	Conception et dimensionnement d'un système collecteur (à point de distribution central)	112
7.4.1	Schéma de principe et fonctionnement	112
7.4.2	Débits d'eau, vitesses de circulation et pertes de charge.....	113
7.4.3	Règles de conception particulières aux systèmes collecteurs.....	113
7.4.4	Exemple de dimensionnement d'un système collecteur	113
7.4.4.1	Méthodologie.....	113
7.4.4.2	Choix du diamètre des conduits.....	116
7.4.4.3	Calcul des pertes de charge	116

7.5	Conception et dimensionnement d'une installation monotube.....	116
7.5.1	Schémas de principe et fonctionnement	116
7.5.2	Calcul des débits d'eau d'une installation monotube	120
7.5.2.1	Débit d'eau d'une boucle monotube.....	120
7.5.2.2	Débit d'eau dans les corps de chauffe d'une boucle monotube.....	120
7.5.3	Règles de conception particulières des boucles monotubes.....	121
7.5.3.1	Conception des boucles	121
7.5.3.2	Calcul des pertes de charge	122
7.5.4	Dimensionnement des corps de chauffe d'une boucle monotube.....	122
7.5.4.1	Emission calorifique de chaque radiateur de la boucle	122
7.5.4.2	Exemple de calcul.....	123
7.5.5	Exemple de dimensionnement d'une installation monotube	124
7.5.5.1	Schéma et méthodologie.....	124
7.5.5.2	Diamètre des conduites des boucles monotubes.....	125
7.5.5.3	Calcul des pertes de charge	126
7.5.5.4	Dimensionnement des radiateurs.....	128
7.5.5.4.1	Procédure.....	128
7.5.5.4.2	Données générales relatives à la boucle monotube.....	128
7.5.5.4.3	Dimensionnement des radiateurs	128
7.6	Conception d'une boucle de Tichelmann.....	129
7.6.1	Schéma de principe et fonctionnement	129
7.6.2	Règles de conception particulières aux boucles de Tichelmann	130
7.6.2.1	Dimensionnement des circuits	130
7.6.2.2	Pertes de charge à instaurer pour l'équilibrage.....	131
7.6.3	Exemple de dimensionnement d'une boucle de Tichelmann	131
7.6.3.1	Schéma et méthodologie.....	131
7.6.3.2	Dimensionnement du circuit le plus défavorable	132
7.6.3.3	Dimensionnement des autres circuits	132
7.6.3.4	Pertes de charge à instaurer pour l'équilibrage.....	132
7.6.3.5	Débit total et pertes de charge totales (point de fonctionnement théorique).....	135



7 CONCEPTION ET DIMENSIONNEMENT DU RÉSEAU DE DISTRIBUTION

7.1 INTRODUCTION

Après un rappel des règles applicables à la conception des installations de chauffage, le présent chapitre précise comment concevoir et dimensionner les réseaux de distribution courants : installations bitubes, systèmes collecteurs, installations monotubes et boucles de Tichelmann.

Chaque système de distribution est illustré au moyen d'un schéma de principe. Nous en détaillons le mode de fonctionnement et présentons les formules utilisées pour calculer les débits et les vitesses d'eau ainsi que les pertes de charge linéaires et singulières. Nous énumérons ensuite une série de critères de conception permettant de choisir le diamètre adéquat des tubes et de calculer les pertes de charge d'équilibrage pour le circuit le plus défavorable.

Enfin, l'ensemble de la procédure sera illustré, pour chaque système, à l'aide d'un exemple de calcul détaillé.

7.2 RÈGLES DE CONCEPTION APPLICABLES À TOUTES LES INSTALLATIONS DE CHAUFFAGE

Le choix du système de chauffage et les conditions générales auxquelles l'installation doit satisfaire sont fixés par le donneur d'ordre (maître d'ouvrage) et/ou le concepteur du bâtiment, qui les consigne dans le cahier spécial des charges. Le responsable de la conception et du dimensionnement (installateur ou bureau d'étude) est tenu de se conformer aux dispositions du cahier spécial des charges, mais aussi aux prescriptions des normes en vigueur, qui sont considérées comme le reflet des règles de bonne pratique.

Le dimensionnement d'un réseau commence toujours par le calcul des déperditions calorifiques des locaux à chauffer (voir § 4.2). Après avoir défini l'emplacement des corps de chauffe et du générateur, l'installateur peut s'atteler à la conception du réseau de distribution.

Il n'existe pas de préférence générale quant au choix du système. Celui-ci est le plus souvent déterminé par la destination du bâtiment, sa géométrie, sa taille, ses caractéristiques ainsi que sa nature (bâtiment neuf ou existant).

Le raccordement des corps de chauffe entre eux et avec le générateur peut être réalisé de différentes façons : en parallèle selon une structure arborescente (installations bitubes, par exemple) ou à partir d'un point central (collecteurs, par exemple), en série (certaines installations monotubes, boucles de Tichelmann, etc.), ...

Quel que soit le système adopté, sa conception doit s'opérer sur la base d'un certain nombre de principes,

que nous énumérons ci-dessous :

- subdiviser le réseau de tuyauteries en circuits séparés, afin de tenir compte :
 - de la présence éventuelle de corps de chauffe dont la température d'eau serait différente (par exemple, radiateurs et tubes de dalles chauffantes)
 - d'exigences spécifiques à certaines zones; par exemple : régulation propre à chaque façade (gains de chaleur dus à l'ensoleillement) ou à chaque zone (profils d'utilisation différents)
- limiter autant que possible la longueur du réseau (pour réduire les pertes de charge linéaires) et les pertes de charge singulières (accessoires, raccords, etc.); équilibrer les diamètres (ni trop grands, ni trop petits), de façon à modérer les pertes de charge totales, la consommation d'énergie et les coûts
- équilibrer le tracé des conduites pour uniformiser la répartition des débits et favoriser la régulation hydraulique; à cet effet, les mesures suivantes peuvent être prises lors de la conception :
 - prévoir des réseaux symétriques à colonnes centralisées
 - répartir régulièrement les corps de chauffe sur les différents branchements de l'installation
 - éviter de multiplier les corps de chauffe sur un même branchement (appliquer éventuellement le principe de la boucle de Tichelmann, voir § 7.6)
- éviter les obstacles insurmontables ou impénétrables sur le tracé des conduites, comme les escaliers, les portes ou les poutres de soutien
- prévoir des robinets d'arrêt en nombre suffisant pour permettre une déconnexion hydraulique de certains branchements
- afin de ne pas entraver la vidange complète de l'installation, privilégier un tracé régulier sans points hauts, où l'air pourrait s'accumuler, ni points bas, où l'eau pourrait stagner; à défaut, prévoir des possibilités de purge et/ou des robinets de vidange supplémentaires
- circonscrire le réseau autant que possible à l'intérieur du volume protégé du bâtiment; la partie éventuellement située en dehors du volume protégé sera limitée autant que possible en longueur et sera soigneusement isolée (voir § 3.4.3).

7.3 CONCEPTION ET DIMENSIONNEMENT D'UNE INSTALLATION BITUBE

7.3.1 SCHÉMA DE PRINCIPE ET DÉFINITIONS

La figure 24 illustre le schéma de principe d'une installation bitube classique avec radiateurs (ou convecteurs), dans lequel les conduits d'alimentation sont représentés par des lignes continues, et les conduits de retour par des lignes pointillées.

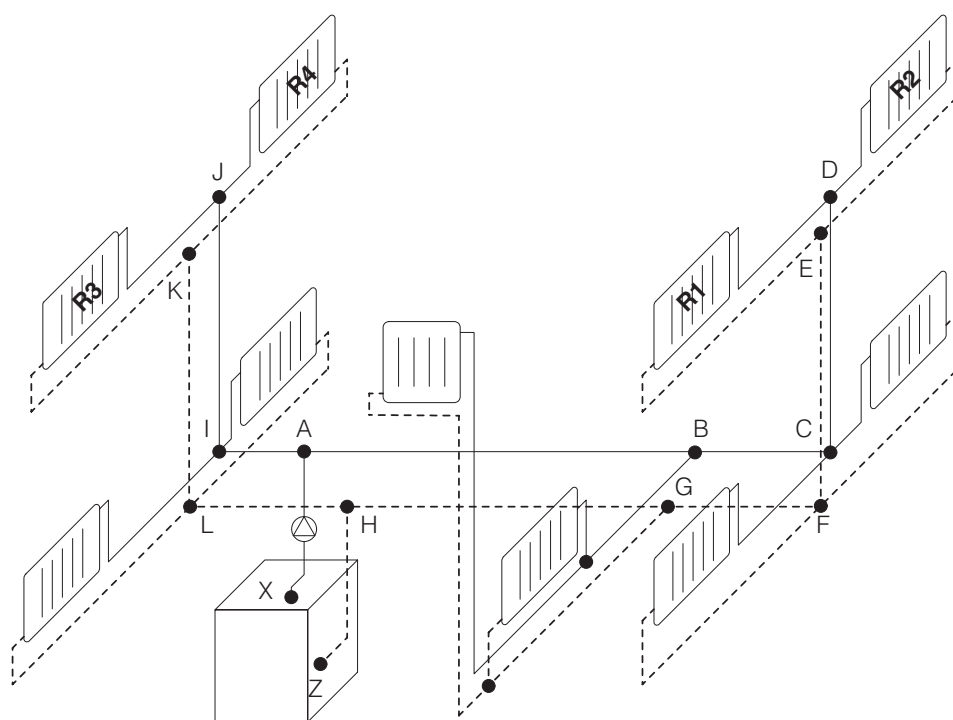


Fig. 24
Schéma de principe d'une installation bitube.

Nous définissons ci-après un certain nombre de termes relatifs aux composants d'une installation de chauffage :

- *nœud* : point de l'installation à partir duquel les débits sont répartis (nœuds A, B, C, D à la figure 24, par exemple) ou vers lequel ils convergent (par exemple, E, F, G, H)
- *tronçon* : partie du réseau située entre deux nœuds (par exemple, AB, BC, CD, ...)
- *raccordement de radiateur* : tronçon (alimentation et retour) reliant chaque corps de chauffe aux nœuds (par exemple, raccordement D-R2-E)
- *circuit de radiateurs* : ensemble des tronçons (alimentation et retour) qui desservent tous les corps de chauffe en circuit fermé à partir du raccord à la chaudière ou au collecteur. Pour le radiateur R2 de la figure 24, le circuit commence au point X (raccord de la chaudière), passe par les nœuds A, B, C, D en direction du radiateur, puis retourne à la chaudière par les nœuds E, F, G, H et Z
- *circuit de chauffage* : ensemble des circuits de radiateurs émanant d'un raccord commun (chaudière ou collecteur). Ainsi, deux façades peuvent être desservies par des circuits de chauffage distincts (et pompe séparée). La figure 24 ne comporte qu'un seul circuit de chauffage alimenté par une pompe au départ de la chaudière
- *installation* : ensemble des différents circuits de chauffage desservis par une même chaudière (dans le schéma de la figure 24, circuit de chauffage et installation se confondent).

7.3.2 CALCUL DES DÉBITS ET DE LA VITESSE DE L'EAU

7.3.2.1 CALCUL DES DÉBITS

Le dimensionnement d'une installation de chauffage à eau chaude comprend toujours le calcul des débits d'eau nécessaires dans tous les tronçons du réseau.

Les débits dans les conduites de départ (ou de retour) correspondent à la somme des débits circulant dans tous les corps de chauffe situés en aval (ou en amont); ils dépendent donc de la puissance totale des corps de chauffe alimentés par un tronçon.

7.3.2.2 DÉBIT D'EAU TRAVERSANT UN CORPS DE CHAUFFE

Le débit d'eau qui traverse un corps de chauffe intégré dans une installation bitube (figure 25, p. 90) se calcule à l'aide de la formule suivante :

$$q_{m,rad} = \frac{\Phi \cdot 3600}{c \cdot (\theta_{w,i} - \theta_{w,r})} \quad (\text{kg/h}) \quad (7.1)$$

dans laquelle :

$q_{m,rad}$ = le débit d'eau traversant le radiateur, en kg/h

Φ = la puissance réelle, en W, à fournir par le radiateur

3600 = un facteur de conversion exprimé en s/h

c = la capacité calorifique (ou chaleur massique) de l'eau, en J/kg.K; elle est définie sur la base du tableau A.1 de l'Annexe A (p. 226)

$\theta_{w,i}$ = la valeur de calcul de la température de l'eau à l'entrée du radiateur, en °C

$\theta_{w,r}$ = la valeur de calcul de température de l'eau à la sortie du radiateur, en °C.

EXEMPLE

Supposons une température moyenne de l'eau de 70 °C et une différence de 20 K entre la température de l'eau de départ et celle de l'eau de retour. Dans un radiateur d'une émission calorifique normalisée Φ_n de 2500 W (= Φ), le débit d'eau calculé selon la formule (7.1) équivaudra à :

$$q_{m,rad} = \frac{2500 \cdot 3600}{4190 \cdot 20} = 107,4 \text{ kg/h.}$$

Dans cet exemple, la capacité calorifique de l'eau 'c' à une température $\theta_{w,m}$ de 70 °C est égale à 4190 J/kg.K (voir tableau A.1, p. 226).

NOTE 21

Sauf spécification contraire, tous les débits d'eau mentionnés ici sont des débits massiques en kg/h, contrairement à la documentation technique des fabricants où ils sont parfois exprimés en m³/h, en l/h, ...

Un tableau de conversion (des unités de débit, de pression, de puissance et d'énergie) est publié à l'Annexe E (p. 239).

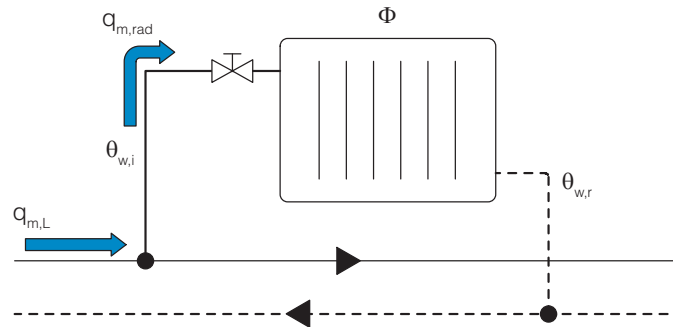


Fig. 25 Radiateur d'une installation bitube.

7.3.2.3 DÉBIT D'EAU DANS LES CONDUITES SANS CORPS DE CHAUFFE

Le débit d'eau $q_{m,L}$ circulant dans des conduites d'alimentation ou de retour non raccordées à des corps de chauffe équivaut à la somme des débits $q_{m,rad}$ de tous les corps de chauffe à alimenter ou situés en aval (figure 25), soit :

$$q_{m,L} = \sum q_{m,rad} \quad (\text{kg/h}). \quad (7.2)$$

7.3.2.4 VITESSE DE CIRCULATION DANS LES CONDUITES

La vitesse de l'eau dans une tuyauterie est un paramètre important non seulement pour le calcul des pertes de charge singulières lors de la conception de l'installation (voir § 7.3.5), mais également comme critère (acoustique) lors du choix du diamètre (voir § 7.3.6.1.2).

La vitesse de l'eau dépend du débit de la conduite et du diamètre intérieur de celle-ci. Elle se calcule à l'aide de la formule suivante :

$$v = \frac{q_{m,L}}{3600 \cdot \rho \cdot A_c} \quad (\text{m/s}) \quad (7.3)$$

dans laquelle :

- v = la vitesse de l'eau en m/s
- $q_{m,L}$ = le débit d'eau, en kg/h, selon la formule (7.2)
- 3600 = un facteur de conversion exprimé en s/h
- ρ = la masse volumique de l'eau, en kg/m³ (tableau A.1, p. 226)
- A_c = la section de la conduite, en m².

Comme la section d'une conduite peut s'exprimer en fonction de son diamètre intérieur D_i ($A_c = \pi \cdot D_i^2 / 4$), on peut rapporter la formule (7.3) à l'expression pratique suivante :

$$v = \frac{q_{m,L}}{\rho \cdot D_i^2} \cdot (3,54 \cdot 10^{-4}) \quad (\text{m/s}) \quad (7.4)$$

où D_i est le diamètre intérieur du conduit, en m.

En pratique, les valeurs approximatives de la vitesse de l'eau sont fournies dans des tableaux où les pertes de charge tout comme les vitesses d'eau sont exprimées en fonction du diamètre des conduits (voir les tableaux A.3 à A.7 de l'Annexe A, pp. 227 à 231).

EXEMPLE

Imaginons un conduit dont le débit d'eau calculé $q_{m,L}$ s'élève à 382 kg/h.

Pour un tube en acier d'un diamètre nominal DN15 (1/2") et d'un diamètre intérieur D_i de 0,016 m (voir tableau A3, p. 227), la vitesse de l'eau (à une température de 70 °C) se calcule comme suit :

$$v = \frac{q_{m,L}}{\rho \cdot D_i^2} \cdot (3,54 \cdot 10^{-4}) = \frac{382}{977,7 \cdot 0,016^2} \cdot (3,54 \cdot 10^{-4}) = 0,54 \text{ m/s.}$$

7.3.3 CALCUL DES PERTES DE CHARGE TOTALES

7.3.3.1 PERTES DE CHARGE TOTALES D'UN TRONÇON

Les pertes de charge totales Δp d'un tronçon sont égales à la somme des pertes linéaires Δp_L et des pertes singulières Δp_z , soit :

$$\Delta p = \Delta p_L + \Sigma (\Delta p_z) = R \cdot L + (1/2 \cdot \rho \cdot v^2) \cdot \Sigma \zeta \quad (\text{Pa}) \quad (7.5).$$

Les pertes de charge linéaires Δp_L sont calculées à l'aide de la méthode décrite au § 7.3.4, les pertes de charge singulières Δp_z selon la méthode traitée au § 7.3.5.

7.3.3.2 PERTES DE CHARGE TOTALES D'UN CIRCUIT DE RADIATEURS

Comme défini au § 7.3.1, un circuit de radiateurs se compose d'un ensemble de tronçons successifs qui desservent des corps de chauffe en circuit fermé à partir de la chaudière ou du collecteur.

Les pertes de charge totales Δp_{tot} d'un circuit de radiateurs sont égales à la somme des pertes de charge de tous les tronçons qui font partie du même circuit.

Les pertes de charge totales d'un circuit de radiateurs peuvent donc s'exprimer à l'aide de la formule :

$$\Delta p_{\text{tot}} = \Sigma (\Delta p) = \Sigma [\Delta p_L + \Sigma (\Delta p_z)] \quad (\text{Pa}) \quad (7.6).$$

7.3.4 CALCUL DES PERTES DE CHARGE DES CONDUITS RECTILIGNES

7.3.4.1 PERTES DE CHARGE LINÉAIRES – EXPRESSION GÉNÉRALE

Les pertes de charge résultent de l'écoulement de l'eau et de son frottement sur la paroi interne des conduites. Dans un conduit rectiligne, ces pertes sont proportionnelles à la longueur du tube : on parle de pertes de charge linéaires (ou linéiques).

Les pertes de charge linéaires sont généralement exprimées à l'aide de la formule suivante :

$$\Delta p_L = R \cdot L \quad (\text{Pa}) \quad (7.7)$$

dans laquelle :

Δp_L = les pertes de charge linéaires, en Pa

R = les pertes de charge linéaires exprimées par unité de longueur, en Pa/m, selon le § 7.3.4.2

L = la longueur du conduit, en m.

7.3.4.2 PERTES DE CHARGE LINÉAIRES PAR UNITÉ DE LONGUEUR

Le calcul précis des pertes de charge linéaires par unité de longueur – valeur R de la formule (7.7) – s'effectue à l'aide de la formule :

$$R = \lambda \cdot \frac{1}{D_i} \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} \quad (\text{Pa/m}) \quad (7.8)$$

dans laquelle :

λ = le coefficient de friction de la conduite (sans dimension), déterminé d'après l'Annexe A (p. 224)

D_i = le diamètre intérieur de la conduite, en m

ρ = la masse volumique de l'eau, en kg/m^3 (tableau A.1, p. 226)

v = la vitesse de l'eau dans la conduite, en m/s, calculée à l'aide de l'expression (7.4).

Dans la pratique, toutefois, la valeur R est déterminée à l'aide de tableaux dans lesquels les pertes de charge linéaires sont précalculées en fonction du matériau, du diamètre, du débit et de la vitesse de l'eau.

Les pertes de charge linéaires des tubes en acier, des tubes de précision, des tubes en cuivre et des tubes en matière synthétique sont indiquées dans les tableaux figurant à l'Annexe A (p. 224). Ces tableaux sont valables pour des températures moyennes de l'eau de 80 °C. Les pertes de charge linéaires augmentent à mesure que la température de l'eau diminue, puisque la masse volumique ρ et la viscosité de l'eau v sont plus importantes et que la circulation de l'eau est moins fluide. En principe, les fabricants de tubes de chauffage proposent des tableaux mentionnant les pertes de charge linéaires correspondant aux différentes températures d'eau.

EXEMPLE

Pour un débit d'eau calculé de 382 kg/h et un conduit métallique d'un diamètre nominal DN20 (diamètre intérieur $D_i = 0,0216$ m), le tableau A.3 (p. 227) indique une valeur R de 65 Pa/m (vitesse de l'eau $v = 0,3$ m/s). Dans un conduit de 10 mètres de long, les pertes de charge linéaires s'élèveront à :

$$\Delta p_L = 65 \times 10 = 650 \text{ Pa.}$$

Si l'on choisit un diamètre plus petit (DN15, par exemple), le tableau A.3 indique, pour un même débit d'eau, que $R = 280$ Pa/m et $v = 0,54$ m/s. Les pertes de charge linéaires correspondantes s'élèvent donc à :

$$\Delta p_L = 280 \times 10 = 2800 \text{ Pa.}$$

Le choix d'un diamètre inférieur fait donc pratiquement doubler la vitesse de l'eau ($\times 1,8$), tandis que la perte de charge linéaire augmente d'un facteur de 4,3. Ce calcul montre clairement que le choix du diamètre des tuyaux a un impact considérable sur les pertes de charge, mais aussi sur le choix de la pompe (et la consommation d'énergie).

7.3.5 PERTES DE CHARGE DUES AUX RÉSISTANCES LOCALES

7.3.5.1 PERTES DE CHARGE SINGULIÈRES – EXPRESSION GÉNÉRALE

Outre les pertes linéaires des conduites rectilignes, le réseau subit également des pertes de charge dues à la résistance rencontrée par l'eau lorsque le sens de l'écoulement et/ou la vitesse sont modifiés. Ces modifications interviennent essentiellement aux points de rencontre avec les éléments suivants :

- coudes, changements de section et branchements du réseau de distribution
- accessoires tels que collecteurs, vannes d'arrêt, de mélange ou de réglage
- appareils tels que corps de chauffe, chaudières, filtres, batteries, échangeurs, etc.

L'importance des pertes de charge singulières, qu'on ne peut estimer que par voie d'essais, est évaluée au moyen d'un coefficient sans dimension appelé ζ (zêta).

Lorsqu'on connaît la valeur du coefficient ζ , les pertes de charge dues aux résistances locales peuvent être calculées à l'aide de la formule suivante :

$$\Delta p_z = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} \quad (\text{Pa}) \quad (7.9)$$

dans laquelle :

Δp_z = les pertes de charge singulières en Pa

ζ = le coefficient de perte de charge, sans dimension, défini au § 7.3.5.2

ρ = la masse volumique de l'eau, en kg/m^3 (tableau A.1, p. 226)

v = la vitesse de l'eau en m/s, calculée selon le § 7.3.2.4.

7.3.5.2 COEFFICIENT DE PERTE DE CHARGE DES ACCESSOIRES ET APPAREILS

La valeur ζ des éléments d'une installation (accessoires, appareils, etc.), déterminée de manière expérimentale, est étroitement liée au produit choisi.

Pour les appareils tels que les chaudières ou les radiateurs, il est recommandé de tenir compte, lors du calcul, de la valeur ζ réelle spécifiée par le fabricant. Le tableau B.3 (p. 234) de l'Annexe B propose des valeurs indicatives pour quelques appareils.

En ce qui concerne les vannes de radiateurs, une méthode de calcul spécifique est proposée au § 7.3.5.3.

Etant donné la grande variété d'accessoires disponibles, on utilise généralement des valeurs ζ moyennes reprises dans des tableaux pratiques. Ainsi, l'Annexe B donne des valeurs indicatives du coefficient moyen de perte de charge dans les coudes et les dérivations (tableau B.1, p. 233) ainsi qu'au droit des changements de section (tableau B.2, p. 234).

7.3.5.3 COEFFICIENT DE PERTE DE CHARGE DES ROBINETS DE RADIATEUR

7.3.5.3.1 COEFFICIENT DE PERTE DE CHARGE ET VALEUR k_v

Les pertes de charge singulières sont très variables selon la nature des robinets, leur mode de fabrication et leur fonctionnement. Ainsi, par exemple, une vanne thermostatique possède en général une valeur ζ beaucoup plus élevée qu'une vanne manuelle.

Lorsqu'on détermine les pertes de charge d'un robinet de radiateur, il est donc vivement recommandé d'utiliser la valeur ζ appropriée. On consultera à cet effet la documentation technique du fabricant, dans laquelle figurent le plus souvent les diagrammes de pertes de charge et/ou les valeurs k_v expérimentales obtenues selon des méthodes d'essai normalisées (voir § 7.3.5.3.3).

NOTE 22

Dans la suite du texte, nous considérons que les robinets de radiateur ont été correctement choisis et que le diamètre de raccordement correspond au diamètre du conduit auquel le robinet est raccordé.

7.3.5.3.2 DÉTERMINATION DE LA VALEUR ζ À L'AIDE DU DIAGRAMME DES PERTES DE CHARGE

Le diagramme des pertes de charge d'un robinet de radiateur donne les variations des pertes de charge Δp_z (appelées aussi pressions différentielles) en fonction du débit d'eau. Un même diagramme peut contenir plusieurs courbes par robinet, chacune correspondant à :

- un diamètre de raccordement différent : en général DN10 (3/8"), DN15 (1/2") et DN20 (3/4")
- une position de pré réglage différente : le choix du coefficient de perte de charge s'effectue en considérant que la vanne est totalement ouverte; tous les robinets thermostatiques ne sont cependant pas équipés d'un tel dispositif (dans ce cas, le diagramme ne contient qu'une seule courbe).

La relation entre le débit et la perte de charge étant exponentielle (voir ci-après), la plupart des diagrammes ont une échelle logarithmique, qui permet de représenter les pertes de charge sous la forme de droites (figure 26, p. 94).

■ Détermination de la valeur ζ

La perte de charge singulière que subit l'eau lorsqu'elle traverse un robinet de radiateur se calcule à l'aide de l'expression suivante :

$$\Delta p_z = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} \quad (\text{Pa}) \quad (7.10)$$

dans laquelle :

Δp_z = la perte de charge singulière du robinet, en Pa

ζ = son coefficient de perte de charge (sans dimension)

ρ = la masse volumique de l'eau, en kg/m^3 (voir tableau A.1, p. 226)

v = la vitesse de l'eau dans la conduite alimentant le robinet, en m/s; celle-ci peut se calculer à l'aide de la formule :

$$v = \frac{q_{m,L}}{\rho \cdot D_i^2} \cdot (3,54 \cdot 10^{-4}) \quad (\text{m/s}) \quad (7.11)$$

où

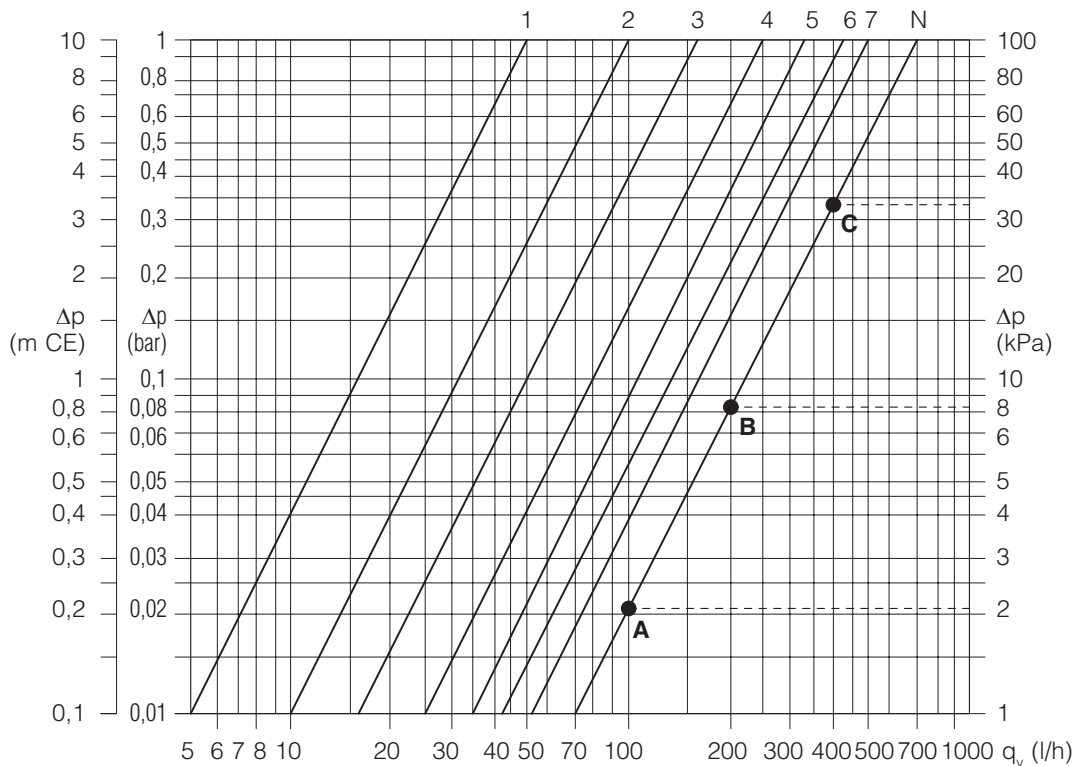
$q_{m,L}$ = le débit de l'eau dans la conduite d'alimentation du robinet, en kg/h

D_i = le diamètre intérieur de la conduite, en m.

La formule (7.10) permet de déduire que $\zeta = \frac{2 \cdot \Delta p_z}{\rho \cdot v^2}$ (-) (7.12).

■ Exemple pratique (figure 26 et tableau 20)

Considérons l'exemple de la figure 26 représentant les pertes de charge d'une vanne thermostatique d'un diamètre nominal DN15 (1/2"). Le graphique comporte huit droites : les sept premières correspondent à des valeurs de pré réglage, la dernière (N) correspondant à la position totalement ouverte.



1, 2 ... 7 : valeurs de pré réglage
N : position totalement ouverte

Fig. 26 Diagramme des pertes de charge d'une vanne thermostatique d'un diamètre nominal DN15 (1/2").

Pour déterminer la valeur ζ , nous procédons comme suit :

- dans le diagramme des pertes de charge de la vanne choisie ou à choisir, on cherche, sur la droite qui correspond à la position totalement ouverte (N), trois points dont on note les coordonnées (débit d'eau volumique q_v ou massique q_m selon le cas et perte de charge Δp_z)
- pour chaque débit correspondant à ces points, on calcule la vitesse v selon la formule (7.11), puis la

valeur ζ correspondante selon la formule (7.12); on suppose que la vanne thermostatique est raccordée à un conduit d'un diamètre nominal DN15 ou d'un diamètre intérieur $D_i = 0,016$ m

- enfin, on calcule la moyenne arithmétique des valeurs ζ définies ci-avant.

La valeur ζ moyenne de la vanne thermostatique considérée dans cet exemple est égale à 220.

Tableau 20 Détermination de la valeur ζ d'une vanne totalement ouverte.

Point ⁽¹⁾	q_v (l/h) ⁽²⁾	q_m (kg/h) ⁽³⁾	Δp_z (Pa) ⁽⁴⁾	v (m/s) ⁽⁵⁾	ζ (-) ⁽⁶⁾
A	100	97,16	2100	0,14	220,55
B	200	194,32	8200	0,28	215,30
C	400	388,64	33000	0,55	224,56
Valeur ζ moyenne					220

⁽¹⁾ Point quelconque choisi sur la droite N.

⁽²⁾ Débit volumique mentionné dans le diagramme pour les trois points choisis.

⁽³⁾ Débit massique calculé à l'aide de l'expression suivante : $q_m = q_v \cdot \rho$, où ρ est la masse volumique selon le tableau A.1 (p. 226).

⁽⁴⁾ Pertes de charge singulières indiquées dans le diagramme.

⁽⁵⁾ Vitesse de l'eau calculée avec la formule (7.11).

⁽⁶⁾ Coefficient de perte de charge calculé avec la formule (7.12).

7.3.5.3.3 DÉTERMINATION DE LA VALEUR ζ À PARTIR DE LA VALEUR k_v

■ Définition des valeurs k_v et k_{vs}

La valeur k_v correspond au débit d'eau, en m³/h, d'une masse volumique de 1000 kg/m³, traversant une vanne lorsque la perte de charge est égale à 1 bar (100 kPa). Dans le cas de vannes avec préréglage, une valeur k_v peut être définie pour chaque position. La valeur k_v qui correspond à la vanne totalement ouverte est appelée valeur k_{vs} .

Le tableau 21, établi sur la base du diagramme des pertes de charge représenté à la figure 26, mentionne les valeurs k_v et k_{vs} d'une vanne thermostatique d'un diamètre nominal DN10 (3/8") et DN15 (1/2"). La documentation technique des fabricants comporte en général des tableaux du même type que celui reproduit ici.

Tableau 21 Valeurs k_v et k_{vs} d'une vanne thermostatique du commerce.

Diamètre	Valeurs k_v (m ³ /h)							Valeurs k_{vs} (m ³ /h)
	1	2	3	4	5	6	7	N
DN10 (3/8")	0,05	0,10	0,16	0,23	0,28	0,33	0,40	0,55
DN15 (1/2")	0,05	0,10	0,16	0,25	0,34	0,43	0,51	0,70

■ Relation entre la valeur k_{vs} et la valeur ζ

Partant de la définition de la valeur k_{vs} donnée ci-dessus, on détermine la relation entre la perte de charge et la valeur k_{vs} à l'aide de la formule suivante :

$$\Delta p_z = \Delta p_n \cdot \frac{\rho}{\rho_n} \cdot \left(\frac{q_v}{k_{vs}} \right)^2 \quad (\text{Pa}) \quad (7.13)$$

dans laquelle :

Δp_z = la perte de charge singulière dans la vanne, en Pa

Δp_n = la perte de charge normalisée, égale à 10⁵ Pa (1 bar)

ρ = la masse volumique de l'eau en kg/m³

ρ_n = la masse volumique normalisée de l'eau, égale à 1000 kg/m³

q_v = le débit de l'eau en m³/h

k_{vs} = la valeur k_v , en m³/h, de la vanne complètement ouverte.

En combinant les formules (7.10), (7.11) et (7.12), on obtient, après quelques calculs, la relation entre la valeur ζ et la valeur k_{vs} en fonction du diamètre intérieur D_i du conduit auquel la vanne thermostatique est raccordée, soit :

$$\zeta = 1,6 \cdot 10^9 \cdot \frac{D_i^4}{k_{vs}^2} \quad (-) \quad (7.14).$$

EXEMPLE

En partant des valeurs k_{vs} du tableau 21, soit 0,55 m³/h pour un conduit DN10 et 0,70 m³/h pour un conduit DN15, et en supposant que les vannes soient raccordées respectivement à un conduit DN10 d'un diamètre intérieur D_i de 0,0125 m et à un conduit DN15 d'un diamètre intérieur D_i de 0,016 m, on trouve :

- pour DN10 (3/8") : $\zeta = 1,6 \cdot 10^9 \cdot \frac{0,0125^4}{0,55^2} = 129$
- pour DN15 (1/2") : $\zeta = 1,6 \cdot 10^9 \cdot \frac{0,016^4}{0,7^2} = 214$.

■ Coefficients de perte de charge et valeurs k_{vs} de quelques vannes de radiateur

A titre d'information, les tableaux 22 et 23 reprennent les coefficients de perte de charge et les valeurs k_{vs} d'un certain nombre de vannes couramment utilisées sur les radiateurs des installations monotubes et bitubes. On constate que les coefficients ζ sont très variables selon le modèle de vanne et le diamètre de raccordement. D'où l'importance d'utiliser des valeurs ζ correctes.

Tableau 22 Coefficients de perte de charge et valeurs k_{vs} des vannes thermostatiques du commerce pour des installations bitubes.

Marque (*)	DN10 (3/8")		DN15 (1/2")		DN20 (3/4")	
	k_{vs} (m ³ /h)	ζ (-)	k_{vs} (m ³ /h)	ζ (-)	k_{vs} (m ³ /h)	ζ (-)
Marque 1	0,55	129	0,70	214	1,00	348
Marque 2	0,42	221	0,42	594	0,42	1979
Marque 3	0,69	82	0,69	220	0,69	731
Marque 4	0,85	54	0,85	145	0,85	482
Marque 5	0,80	61	0,80	164	0,90	430
Marque 6	0,39	257	0,41	624	0,48	1511
Marque 7	0,60	108	0,60	291	0,95	386
Marque 8	0,65	92	0,90	129	1,05	316
Marque 9	0,36	301	0,62	273	0,89	440
Marque 10	0,50	156	0,75	186	0,95	386

(*) Les vannes choisies sont des modèles d'angle pourvus d'un dispositif de pré réglage; les valeurs k_{vs} correspondent à la position totalement ouverte et sont empruntées à la documentation technique du fabricant.

Tableau 23 Coefficients de perte de charge et valeurs k_{vs} des vannes thermostatiques du commerce pour des installations monotubes.

Marque (*)	15 x 1		16 x 1		18 x 1	
	k_{vs} (m ³ /h)	ζ (-)	k_{vs} (m ³ /h)	ζ (-)	k_{vs} (m ³ /h)	ζ (-)
Marque 11	2,5	7,3	2,5	9,8	2,5	16,8
Marque 12	2,39	8	2,39	10,8	2,39	18,4
Marque 13	1,71	15,6	1,71	21,0	1,71	35,8
Marque 14	1,69	16,0	1,69	21,5	1,69	36,7
Marque 15	1,7	15,8	1,7	21,3	1,7	36,3
Marque 16	2	11,4	2	15,4	2	26,2

(*) Les vannes choisies ont un facteur d'alimentation de 50 %; les valeurs k_{vs} sont empruntées à la documentation technique du fabricant.

7.3.5.4 INFLUENCE DE L'EFFET THERMOSIPHON

7.3.5.4.1 PRESSION DE THERMOSIPHON

Outre la perte de charge totale calculée à l'aide de la formule (7.6), le circuit de radiateurs peut subir une pression positive ou négative due à l'effet thermosiphon.

Cette pression supplémentaire résulte de la différence de masse qui existe entre l'eau chaude d'alimentation et l'eau de retour refroidie. L'écart de pression peut, selon le cas, favoriser la circulation de la pompe ou la déforcer. Il faut donc en tenir compte (ou pas) dans le dimensionnement des circuits de radiateurs.

L'importance de la pression engendrée par l'effet thermosiphon dépend, d'une part, de l'écart de température entre l'eau d'alimentation et l'eau de retour et, d'autre part, de la différence de hauteur maximale entre l'axe médian du radiateur dans le circuit concerné et l'axe médian de la chaudière.

La pression de thermosiphon d'un circuit de radiateurs est déterminée par l'expression suivante :

$$\Delta p_s = g \cdot \Delta h \cdot (\rho_r - \rho_i) \quad (\text{Pa}) \quad (7.15)$$

dans laquelle :

Δp_s = la pression supplémentaire, en Pa, engendrée par l'effet thermosiphon

g = l'accélération de la pesanteur, soit 9,81 m/s²

Δh = la différence de hauteur entre le radiateur et la chaudière, en m

ρ_r = la masse volumique de l'eau de retour, en kg/m³

ρ_i = la masse volumique de l'eau d'alimentation, en kg/m³.

EXEMPLE

En admettant que :

- Δh (différence de hauteur) = 6 m
 - $\rho_r = 983,2 \text{ kg/m}^3$ (eau à 60 °C – tableau A.1, p. 226)
 - $\rho_i = 971,8 \text{ kg/m}^3$ (eau à 80 °C – tableau A.1, p. 226)
- la pression supplémentaire Δp_s due à l'effet thermosiphon s'élèvera à :
- $$9,81 \cdot 6 \cdot (983,2 - 971,8) = 671 \text{ Pa.}$$

NOTE 23

Une fois l'installation refroidie, la température de l'eau est identique en tout point du réseau. Il n'existe donc pas de différence de masse volumique entre l'eau de départ et l'eau de retour et, par conséquent, pas de pression de thermosiphon non plus; d'où $\Delta p_s = 0$.

7.3.5.4.2 PRESSION DE THERMOSIPHON POSITIVE ET NÉGATIVE

Si la différence de hauteur Δh est positive (radiateurs situés au-dessus du niveau de la chaudière – voir figure 27, p. 98), la circulation de l'eau due au thermosiphon se combine à la circulation de la pompe, ce qui réduit la pression Δp_p que cette dernière doit fournir pour le radiateur en question. Le cas échéant, on déterminera la valeur Δp_p en soustrayant la pression de thermosiphon Δp_s des pertes de charge totales Δp_{tot} calculées pour le circuit de radiateurs concerné, soit :

$$\Delta p_p \geq \Delta p_{\text{tot}} - \Delta p_s \quad (\text{Pa}) \quad (7.16).$$

Inversement, si la différence de hauteur est négative (c'est-à-dire si les radiateurs sont situés sous le niveau de la chaudière – figure 27, p. 98), la pression due à l'effet thermosiphon sera contraire à celle de la pompe, ce qui nécessitera d'augmenter la pression Δp_p de cette dernière. Il faudra donc s'orienter vers une pompe plus puissante, dont la pression sera calculée en ajoutant la pression du thermosiphon aux pertes de charge du circuit de radiateurs, soit :

$$\Delta p_p \geq \Delta p_{\text{tot}} + \Delta p_s \quad (\text{Pa}) \quad (7.17).$$

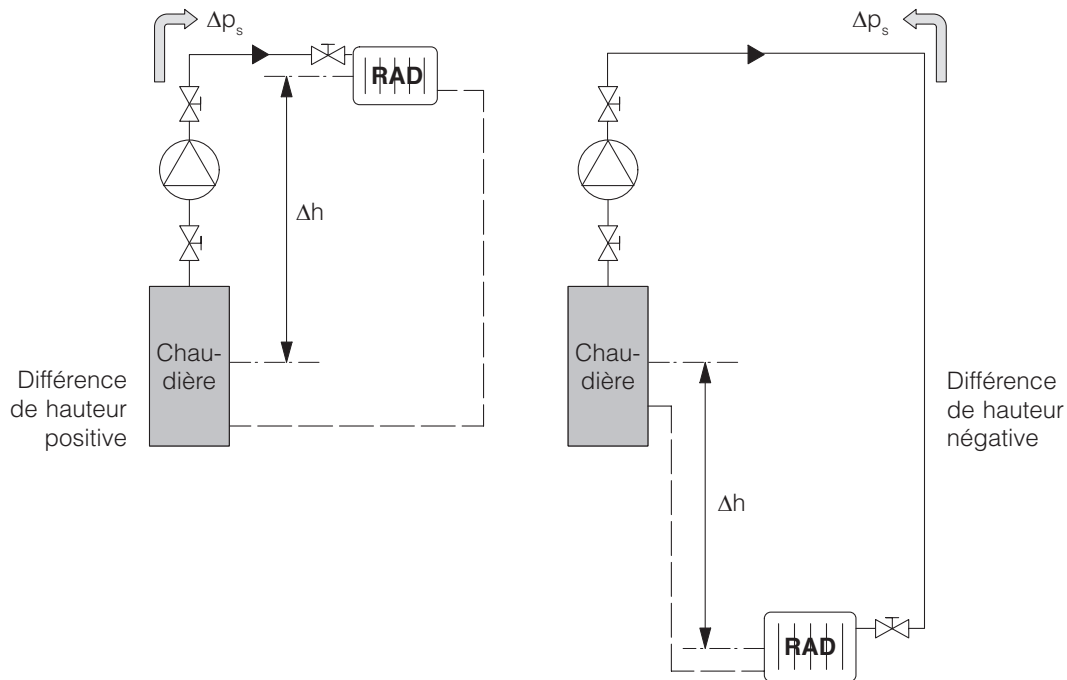


Fig. 27 Influence de la différence de hauteur dans le calcul de la pression due à l'effet thermosiphon.

7.3.5.4.3 L'EFFET THERMOSIPHON EN PRATIQUE

Pour le choix de la pompe, la pression due à l'effet thermosiphon peut être négligée si tous les radiateurs se situent au-dessus du niveau de la chaudière.

Dans ce cas, la pression effective de la pompe sera simplement calculée au moyen de la formule :

$$\Delta p_p \geq \Delta p_{\text{tot}} \quad (\text{Pa}) \quad (7.18).$$

On ne tiendra compte de la pression due à l'effet thermosiphon que dans l'hypothèse d'une différence de hauteur positive très importante (en pratique : $\Delta h \geq 30$ m). On utilisera dès lors la formule (7.16).

Dans le cas où tout ou partie des radiateurs se trouvent sous le niveau de la chaudière (par exemple, lorsque celle-ci est installée sous le toit), il faut toujours tenir compte de l'effet thermosiphon et déterminer la pression de la pompe à l'aide de la formule (7.17), où Δh équivaut à la différence de hauteur négative la plus importante.

7.3.5.5 EXEMPLE DE CALCUL DES PERTES DE CHARGE DE DEUX CIRCUITS DE RADIATEURS

La figure 28 (p. 99) illustre le raccordement en bitube de deux radiateurs (R1 et R2) alimentés à partir d'une conduite de départ et de retour commune (points de raccordement C et D). Toutes les informations nécessaires au calcul des pertes de charge totales des deux circuits sont mentionnées sur le schéma.

Les pertes de charge de ces deux circuits sont évaluées comme suit :

- on calcule d'abord les débits d'eau pour tous les tronçons qui font partie des circuits : (C-A-R1-B-D) et (C-A-R2-B-D)
- sur la base des tableaux de pertes de charge (Annexe A, p. 224), on choisit le diamètre de chaque tronçon (cf. § 7.3.6) ainsi que les pertes de charge linéaires correspondantes par unité de longueur (valeur R) ainsi que la vitesse de l'eau
- enfin, on calcule successivement les pertes de charge linéaires, singulières et totales des deux circuits de radiateurs.

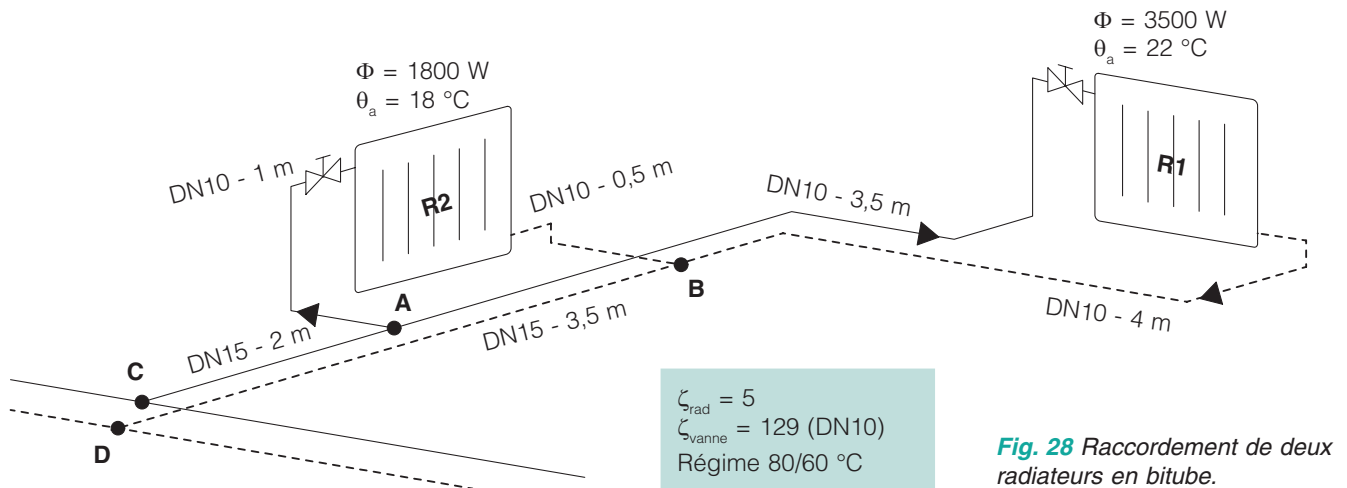


Fig. 28 Raccordement de deux radiateurs en bitube.

EXEMPLE DE CALCUL

■ Débits et pertes de charge linéaires des tronçons

□ Raccordement du radiateur 1 (tronçons A-R1-B)

- Puissance requise : $\Phi_1 = 3500 \text{ W}$
- Débit d'eau selon la formule (7.1) :

$$q_{m,R1} = \frac{\Phi_1 \cdot 3600}{c \cdot (\theta_{w,i} - \theta_{w,r})} = \frac{3500 \cdot 3600}{4190 \cdot (80 - 60)} = 150,4 \text{ kg/h}$$

- Compte tenu du tableau A.3 (p. 227) et du débit de 150,4 kg/h, on trouve, dans le cas d'une conduite en acier d'un diamètre nominal DN10 (3/8"), les valeurs suivantes pour R (pertes de charge linéaires par unité de longueur) et v (vitesse de l'eau) :
 - R = 170 Pa/m
 - $v_1 = 0,35 \text{ m/s}$
- Longueur de la conduite (selon les plans) : $L = 3,5 + 4 = 7,5 \text{ m}$
- Les pertes de charge linéaires s'élèvent donc à : $\Delta p_L = R \cdot L = 170 \cdot 7,5 = 1275 \text{ Pa}$

□ Raccordement du radiateur 2 (tronçons A-R2-B)

- Puissance requise : $\Phi_2 = 1800 \text{ W}$
- Débit d'eau selon la formule (7.1) :

$$q_{m,R2} = \frac{1800 \cdot 3600}{4190 \cdot (80 - 60)} = 77,3 \text{ kg/h}$$

- Compte tenu du tableau A.3 (p. 227) et du débit de 77,3 kg/h, on trouve, dans le cas d'une conduite en acier d'un diamètre nominal DN10 (3/8"), les valeurs suivantes pour R (pertes de charge linéaires par unité de longueur) et v (vitesse de l'eau) :
 - R = 50 Pa/m
 - $v_2 = 0,18 \text{ m/s}$
- Longueur de la conduite (selon les plans) : $L = 1 + 0,5 = 1,5 \text{ m}$
- Les pertes de charge linéaires s'élèvent donc à : $\Delta p_L = R \cdot L = 50 \cdot 1,5 = 75 \text{ Pa}$.

□ Tronçons d'alimentation (AC + BD)

- Somme des débits d'eau des deux radiateurs :

$$q_{m,AC,BD} = 150,4 + 77,3 = 227,7 \text{ kg/h}$$
- Compte tenu du tableau A.3 (p. 227) et d'un débit cumulé de 227,7 kg/h, on trouve dans le cas d'une conduite d'un diamètre nominal DN15 (1/2"), les valeurs suivantes pour R (pertes de charge linéaires par unité de longueur) et v (vitesse de l'eau) :
 - R = 110 Pa/m
 - $v_3 = 0,32 \text{ m/s}$
- Longueur des conduits (selon les plans) : $L = 2 + 3,5 = 5,5 \text{ m}$
- Les pertes de charge linéaires s'élèvent donc à : $\Delta p_L = R \cdot L = 110 \cdot 5,5 = 605 \text{ Pa}$.

(suite de l'exemple à la page suivante)

(suite de l'exemple)

■ Pertes de charge singulières et totales des tronçons

□ Raccordement du radiateur 1 (tronçons A-R1-B)

- Coefficients de perte de charge singulières :
 - branchement (nœud A – divergent) : $v_1/v_3 = 0,35 : 0,32 \approx 1 \Rightarrow \zeta_1 = 0$ (tableau B.1, p. 233)
 - branchement (nœud B – convergent) : $v_1/v_3 \approx 1 \Rightarrow \zeta_1 = 0$ (tableau B.1, p. 233)
 - coudes en équerre (raccord A-R1-B) : $\Sigma\zeta = 8 \times 2 = 16$ (tableau B.1, p. 233 – $\zeta_{\text{coude}} = 2$)
 - radiateur R1 + vanne (3/8") : $\Sigma\zeta = 5 + 129 = 134$ (tableau B.3, p. 234, et tableau 22 – Marque 1)

– Total pour le radiateur 1 : $\Sigma\zeta = 0 + 0 + 16 + 134 = 150$

- Pertes de charge singulières :
la somme des pertes de charge singulières du radiateur 1 est calculée à l'aide de la formule (7.9) :

$$\Delta p_z = 0,5 \cdot \Sigma\zeta \cdot \rho \cdot v_1^2 = 0,5 \cdot 150 \cdot 977,7 \cdot 0,35^2 = 8902 \text{ Pa}$$

- Pertes de charge totales :
les pertes de charge totales dans le raccordement du radiateur 1 se calculent à l'aide de la formule (7.5) :

$$\Delta p = \Delta p_L + \Sigma (\Delta p_z) = 1275 + 8902 = 10177 \text{ Pa.}$$

□ Raccordement du radiateur 2 (tronçons A-R2-B)

- Coefficients de perte de charge singulières :
 - branchement (nœud A – divergent) : $v_2/v_3 = 0,18 : 0,32 = 0,6 \Rightarrow \zeta_2 = 3,5$ (tableau B.1, p. 233)
 - branchement (nœud B – convergent) : $v_2/v_3 = 0,6 \Rightarrow \zeta_2 = 1$ (tableau B.1, p. 233)
 - 5 coudes en équerre (raccord A-R2-B) : $\Sigma\zeta = 5 \times 2 = 10$ (tableau B.1, p. 233 – $\zeta_{\text{coude}} = 2$)
 - radiateur R2 + vanne (3/8") : $\Sigma\zeta = 5 + 129 = 134$ (tableau B.3, p. 234, et tableau 22 – Marque 1)

– Total pour le radiateur 2 : $\Sigma\zeta = 3,5 + 1 + 10 + 134 = 149$

- Pertes de charge singulières :
la somme des pertes de charge singulières du radiateur 2 est calculée à l'aide de la formule (7.9) :

$$\Delta p_z = 0,5 \cdot \Sigma\zeta \cdot \rho \cdot v_2^2 = 0,5 \cdot 149 \cdot 977,7 \cdot 0,18^2 = 2339 \text{ Pa}$$

- Pertes de charge totales :
les pertes de charge totales du raccordement du radiateur 2 se calculent à l'aide de la formule (7.5) :

$$\Delta p = \Delta p_L + \Sigma (\Delta p_z) = 75 + 2339 = 2414 \text{ Pa.}$$

□ Tronçons d'alimentation (AC + BD)

- Coefficients de pertes de charge singulières : inconnus pour les nœuds C et D
- Pertes de charge singulières :

$$\Delta p_z = 0 \text{ (non connu)}$$

- Pertes de charge totales :
les pertes de charge totales des tronçons AC + BD se calculent de la façon suivante :

$$\Delta p = \Delta p_L + \Sigma (\Delta p_z) = 605 + 0 = 605 \text{ Pa.}$$

■ Pertes de charge totales des circuits de chauffage

- Pour le circuit du radiateur 1 (C-A-R1-B-D), les pertes de charge totales calculées selon la formule (7.6) s'élèvent à : $\Delta p_{\text{tot,R1}} = 10177 + 605 = 10782 \text{ Pa}$
- Pour le circuit du radiateur 2 (C-A-R2-B-D), elles s'élèvent à : $\Delta p_{\text{tot,R2}} = 2414 + 605 = 3019 \text{ Pa.}$

NOTE 24

Le fait que les pertes de charge totales des deux circuits de radiateur soient très différentes signifie qu'un équilibrage hydraulique est nécessaire afin de garantir les débits d'eau souhaités. On effectue ce réglage en intégrant une perte supplémentaire (égale à la différence calculée) à l'aide d'une vanne de réglage dans le circuit caractérisé par la perte de charge totale la plus faible (en l'occurrence le circuit du radiateur 2). Cette méthode est expliquée au § 10.6.1.3 et illustrée sur la base de cet exemple de calcul.

7.3.6 RÈGLES DE CONCEPTION SPÉCIFIQUES AUX INSTALLATIONS BITUBES

7.3.6.1 DIMENSIONNEMENT DU CIRCUIT DE RADIATEUR LE PLUS DÉFAVORABLE

7.3.6.1.1 PRINCIPE

Une installation bitube est constituée d'un réseau de circuits de chauffe, eux-mêmes composés de plusieurs circuits de radiateur.

Le calcul vise essentiellement à dimensionner et à réguler tous les circuits de radiateur de manière à ce que chacun d'eux ait la même perte de charge totale. On dit alors des circuits de chauffage qu'ils sont 'en équilibre' (du point de vue de la régulation), étant donné que les débits d'eau nécessaires sont uniformément répartis dans chaque corps de chauffe.

En principe, on commence par calculer les diamètres et les pertes de charge des tronçons qui font partie du circuit de radiateur le plus défavorable, c'est-à-dire celui qui produit les plus grandes pertes de charge totales et qui conditionne par conséquent le choix de la pompe.

Les tronçons des autres circuits de radiateur, sauf ceux qui sont communs au circuit le plus défavorable, seront dimensionnés de façon à établir un équilibre hydraulique avec le circuit le plus défavorable. Un réglage supplémentaire (à l'aide d'un accessoire adéquat) assurera par ailleurs la perte de charge nécessaire pour équilibrer les pertes totales avec celles du circuit de radiateur le plus défavorable.

Ce dernier est en général celui dont la longueur de conduits est la plus étendue, autrement dit le circuit qui alimente le corps de chauffe le plus éloigné de la chaudière. Si plusieurs circuits possèdent une longueur totale identique, on choisit celui qui comporte le corps de chauffe présentant la plus grande émission calorifique (et donc le plus grand débit d'eau).

EXEMPLE

Dans l'installation représentée à la figure 24 (p. 88), le circuit le plus défavorable est sans doute le circuit du radiateur R1 ou R2, c'est-à-dire celui qui part du point X (raccordement à la chaudière), passe par les nœuds A, B, C et D, arrive à R1 ou R2, pour retourner vers X en passant par les nœuds E, F, G, H et Z.

7.3.6.1.2 CHOIX DU DIAMÈTRE DES CONDUITS

Pour chaque tronçon du circuit le plus défavorable, on détermine d'abord le débit d'eau $q_{m,rad}$ et $q_{m,L}$ à l'aide de la formule (7.1) ou (7.2) selon la puissance calorifique acheminée par les conduits et l'écart de température $\Delta\theta_w$ préconisé. Pour choisir le diamètre D_p , il y a lieu de tenir compte de certaines contraintes techniques, économiques et pratiques.

Le choix du diamètre peut s'opérer selon différentes méthodes, par exemple à partir d'une vitesse d'eau v constante ou d'une perte de charge linéaire R constante. Comme nous le verrons plus loin, le choix de la méthode de dimensionnement aura un impact important sur les coûts d'investissement et d'exploitation.

Si l'on opte pour une vitesse d'eau constante (par exemple, $v = 0,5$ m/s), on obtient généralement des diamètres surdimensionnés pour les conduits principaux (aux plus grands débits), ce qui alourdit les frais d'installation.

En revanche, si on choisit une perte de charge linéaire constante pour les tronçons raccordés aux radiateurs, on obtient des diamètres certes plus réduits (générant des coûts d'installation moindres), mais également des pertes de charge accrues qui augmenteront la consommation énergétique de la pompe et donc les frais d'exploitation. Cette méthode conduit en outre à des vitesses de circulation trop élevées dans les conduits principaux, ce qui crée des nuisances acoustiques.

Il est dès lors conseillé de choisir le diamètre des conduits en combinant les deux méthodes, c'est-à-dire en limitant à la fois la vitesse de l'eau et les pertes de charge linéaires.

En pratique, on détermine le diamètre en utilisant des valeurs indicatives pour la vitesse maximale de l'eau v_{\max} et/ou les pertes de charge linéaires maximales R_{\max} . Ces valeurs seront différentes selon que les tronçons font partie du circuit de radiateur le plus défavorable (tableau 24) ou appartiennent aux autres circuits (voir § 7.3.6.2 et tableau 25, p. 103).

Les valeurs du tableau 24 (applicables au circuit le plus défavorable en considérant qu'il s'agit de conduits en acier) sont fondées sur les règles suivantes :

- pour les tubes de petit diamètre (DN10 à DN20), généralement situés dans les locaux de séjour, la vitesse de circulation doit être limitée ($v_{\max} = 0,4$ m/s) afin d'éviter des nuisances acoustiques
- pour les conduits de grand diamètre (supérieurs à DN65) généralement situés dans les locaux techniques, moins sensibles au bruit, la vitesse de circulation maximale peut être augmentée, pour des raisons économiques, jusqu'à 0,8 à 1,2 m/s, voire davantage
- pour les diamètres intermédiaires (DN20 - DN50), on augmente progressivement la vitesse de circulation de façon à atteindre une perte de charge linéaire constante de 120 Pa/m, par exemple.

NOTE 25

Les valeurs indicatives du diamètre des tubes constitués d'autres matériaux que l'acier sont présentées au tableau 28 (p. 114).

Tableau 24 Valeurs indicatives pour le choix du diamètre des conduits du circuit le plus défavorable (tubes en acier selon la norme NBN EN 10255) [B17].

Diamètre ⁽¹⁾		v_{\max} ⁽²⁾ (m/s)	R_{\max} ⁽³⁾ (Pa/m)	$q_{m,\max}$ ⁽⁴⁾ (kg/h)	Φ_{\max} (kW) ⁽⁵⁾		
DN	D_i (m)				$\Delta\theta_w = 10$ K	$\Delta\theta_w = 15$ K	$\Delta\theta_w = 20$ K
DN10 (3/8")	0,0125	0,40	220	173	2	3	4
DN15 (1/2")	0,0160	0,40	160	283	3	5	7
DN20 (3/4")	0,0216	0,42	120	542	6	9	13
DN25 (1")	0,0272	0,49	120	1002	12	18	23
DN32 (5/4")	0,0359	0,60	120	2137	25	37	50
DN40 (6/4")	0,0418	0,66	120	3187	37	56	74
DN50 (2")	0,0545	0,79	120	6485	76	113	151
DN65 (2,5")	0,0703	0,80 ⁽⁶⁾	90	10927	127	191	255
DN80 (3")	0,0825	0,80 ⁽⁶⁾	74	15049	175	263	351
DN100 (4")	0,1071	0,80 ⁽⁶⁾	54	25362	296	443	591
DN125 (5")	0,1317	0,80 ⁽⁶⁾	41	38350	447	670	894
DN150 (6")	0,1593	0,80 ⁽⁶⁾	32	56108	654	981	1308

(¹) DN : diamètre nominal et dimension du filetage (en pouces); D_i : diamètre intérieur.
(²) Vitesse maximale de l'eau.
(³) Perte de charge maximale par unité de longueur.
(⁴) Débit maximal correspondant.
(⁵) Puissance maximale correspondante pour trois différences de température d'eau.
(⁶) La vitesse maximale de l'eau peut éventuellement être portée 1,2 m/s, si les conduits sont placés dans des locaux non occupés et non soumis à des exigences acoustiques.

Dans certains cas particuliers, il est possible de déroger aux valeurs du tableau 24. En effet, il n'est pas improbable que le choix de certains diamètres doive répondre à d'autres critères prioritaires. Ainsi, par exemple :

- on peut être amené à augmenter les diamètres (provisoirement) du circuit le plus défavorable, afin de ne pas dépasser la pression maximale préétablie pour la pompe

- on peut aussi devoir augmenter certains diamètres pour réduire la vitesse de l'eau, notamment lorsqu'on est confronté à des exigences de confort acoustique ou que l'on doit réduire les pertes de charge totales; cette mesure aura des répercussions favorables sur la consommation énergétique de la pompe
- enfin, on peut encore vouloir adapter le diamètre des conduits pour équilibrer l'installation (principe difficilement applicable en pratique).

Une fois que les diamètres des tronçons du circuit le plus défavorable sont choisis, on calculera les pertes de charge totales Δp des conduits sur la base de la formule (7.5) et on calculera les pertes de charge Δp_{tot} pour l'ensemble du circuit de radiateur sur la base de la formule (7.6).

7.3.6.2 DIMENSIONNEMENT DES AUTRES CIRCUITS

Tous les autres circuits de l'installation doivent être dimensionnés de telle sorte qu'ils soient en équilibre hydraulique avec le circuit le plus défavorable.

Le diamètre des conduits sera donc choisi de manière à ce que les pertes de charge totales correspondantes soient aussi proches que possible de celles du circuit le plus défavorable, sans toutefois les dépasser (pour éviter que le circuit concerné ne devienne le plus défavorable).

C'est la raison pour laquelle on utilise des valeurs indicatives moins sévères, basées sur des vitesses maximales de l'eau et/ou des pertes de charge linéaires maximales plus élevées.

Tableau 25 Valeurs indicatives pour le choix du diamètre des conduits des autres circuits (tubes en acier selon la norme NBN EN 10255) [B17].

Diamètre ⁽¹⁾		v_{max} ⁽²⁾ (m/s)	R_{max} ⁽³⁾ (Pa/m)	$q_{\text{m,max}}$ ⁽⁴⁾ (kg/h)	Φ_{max} (kW) ⁽⁵⁾		
DN	D_i (m)				$\Delta\theta_w = 10$ K	$\Delta\theta_w = 15$ K	$\Delta\theta_w = 20$ K
DN10 (3/8")	0,0125	0,5	325	216	3	4	5
DN15 (1/2")	0,0160	0,5	240	354	4	6	8
DN20 (3/4")	0,0216	0,5	160	645	8	11	15
DN25 (1")	0,0272	0,55	150	1125	13	20	26
DN32 (5/4")	0,0359	0,68	150	2422	28	42	56
DN40 (6/4")	0,0418	0,74	150	3573	42	62	83
DN50 (2")	0,0545	0,89	150	7306	85	128	170
DN65 (2,5")	0,0703	1	135	13659	159	239	318
DN80 (3")	0,0825	1	110	18811	219	329	439
DN100 (4")	0,1071	1	80	31702	370	554	739
DN125 (5")	0,1317	1	64	47938	559	838	1117
DN150 (6")	0,1593	1	50	70136	817	1226	1635

⁽¹⁾ DN : diamètre nominal et dimension du filetage (en pouces);

D_i : diamètre intérieur.

⁽²⁾ Vitesse maximale de l'eau.

⁽³⁾ Perte de charge maximale par unité de longueur.

⁽⁴⁾ Débit maximal correspondant.

⁽⁵⁾ Puissance maximale pour trois différences de température d'eau.

Les valeurs du tableau 25 s'appuient sur les règles suivantes :

- pour les petits diamètres (DN10 à DN20), on limite la vitesse de circulation à $v_{\text{max}} = 0,5$ m/s (au lieu de 0,4 m/s)
- pour les grands diamètres (supérieurs à DN65), on augmente la vitesse de circulation maximale à 1 m/s (au lieu de 0,8 m/s)
- pour les diamètres intermédiaires (DN25 à DN50), on augmente progressivement la vitesse de circulation de façon à atteindre une perte de charge linéaire constante de 150 Pa/m (au lieu de 120 Pa/m).

NOTE 26

A l'Annexe A (p. 224), le tableau A.3 (tubes en acier DN10 à DN65) et le tableau A.4 (tubes en acier DN80 à DN300) donnent la valeur précalculée des pertes de charge linéaires et des vitesses de circulation en fonction de la valeur R .

Les limites de v_{\max} et de R_{\max} sont circonscrites dans des zones de couleur différente selon qu'il s'agit de dimensionner le circuit de radiateur le plus défavorable ou les autres circuits.

NOTE 27

Le dimensionnement d'une installation bitube est illustré au § 7.3.7 à l'aide d'un exemple pratique.

7.3.6.3 POINT DE FONCTIONNEMENT THÉORIQUE DE L'INSTALLATION

Le choix de la pompe est défini par la courbe caractéristique de l'installation et son point de fonctionnement théorique (voir § 8.3.2 et figure 43, p. 142), eux-mêmes déterminés sur la base de la valeur Δp_{tot} (circuit de radiateur le plus défavorable) et de la valeur calculée du débit d'eau total $q_{\text{m,tot}}$.

Selon le cas, on peut opter pour l'une des solutions suivantes :

- choisir une pompe adaptée au point de fonctionnement visé; dans ce cas, le dimensionnement de l'installation est terminé
- réduire les pertes de charge totales (en augmentant le diamètre des conduits); cette mesure est applicable, par exemple :
 - lorsqu'une pompe est déjà présente dans l'installation, mais qu'elle n'est pas assez puissante
 - lorsqu'on estime que la consommation de la pompe est excessive
- augmenter les pertes de charge totales (en réduisant le diamètre des conduits); cette mesure peut s'appliquer :
 - lorsque l'installation comporte déjà une pompe (surdimensionnée)
 - lorsque le coût prévu de l'installation est trop élevé.

Dans les deux derniers cas, un nouveau calcul sera nécessaire pour atteindre le résultat escompté.

7.3.7 EXEMPLE DE DIMENSIONNEMENT D'UNE INSTALLATION BITUBE

7.3.7.1 SCHÉMA ET MÉTHODE DE TRAVAIL

Imaginons une installation bitube constituée d'un seul circuit de chauffe comportant cinq radiateurs. Le tracé de cette installation est schématisé à la figure 29 (p. 105).

Le dimensionnement de l'installation s'opère dans l'ordre suivant :

- PHASE 1 : calculer les déperditions calorifiques de tous les locaux chauffés du bâtiment selon le § 4.2
- PHASE 2 : choisir l'emplacement des corps de chauffe dans chaque local en fonction de l'espace disponible. Lorsqu'un local doit être équipé de plusieurs corps de chauffe, la puissance totale à installer (au moins égale aux déperditions calorifiques calculées) sera répartie entre les différents appareils
- PHASE 3 : choisir le régime de température; tout comme la puissance, celui-ci conditionne la taille des corps de chauffe :
 - la température moyenne de l'eau détermine les dimensions des corps de chauffe
 - la différence de température est déterminante pour le débit et par conséquent pour la perte de charge et le choix de la pompe
- PHASE 4 : sélectionner les corps de chauffe et s'assurer que les puissances peuvent être réparties comme prévu sur les différents appareils, compte tenu de l'espace disponible, du mode de pose et du régime de température préconisé (voir § 6.3)

- PHASE 5 : dessiner le tracé du réseau sur plan en respectant les règles pratiques spécifiées dans le § 7.2
- PHASE 6 : établir le schéma isométrique de l'installation bitube en prévoyant au minimum les éléments suivants (voir figure 29) :
 - le tracé du réseau (conduites d'alimentation et de retour), l'emplacement de la chaudière, de la pompe et des radiateurs, y compris les raccords, les dériviations, les dispositifs de réglage et les vannes d'arrêt
 - les puissances minimales nécessaires à installer pour chaque corps de chauffe
 - la numérotation des conduits; quoiqu'il n'existe pas de règles en la matière, il est conseillé de respecter une certaine logique, par exemple en commençant la numérotation par la chaudière et en poursuivant dans la structure de l'installation jusqu'aux éléments terminaux (voir figure 29). Les numéros de l'alimentation et du retour d'un branchement doivent se suivre, de façon à pouvoir les reprendre dans l'ordre sur la feuille de calcul.

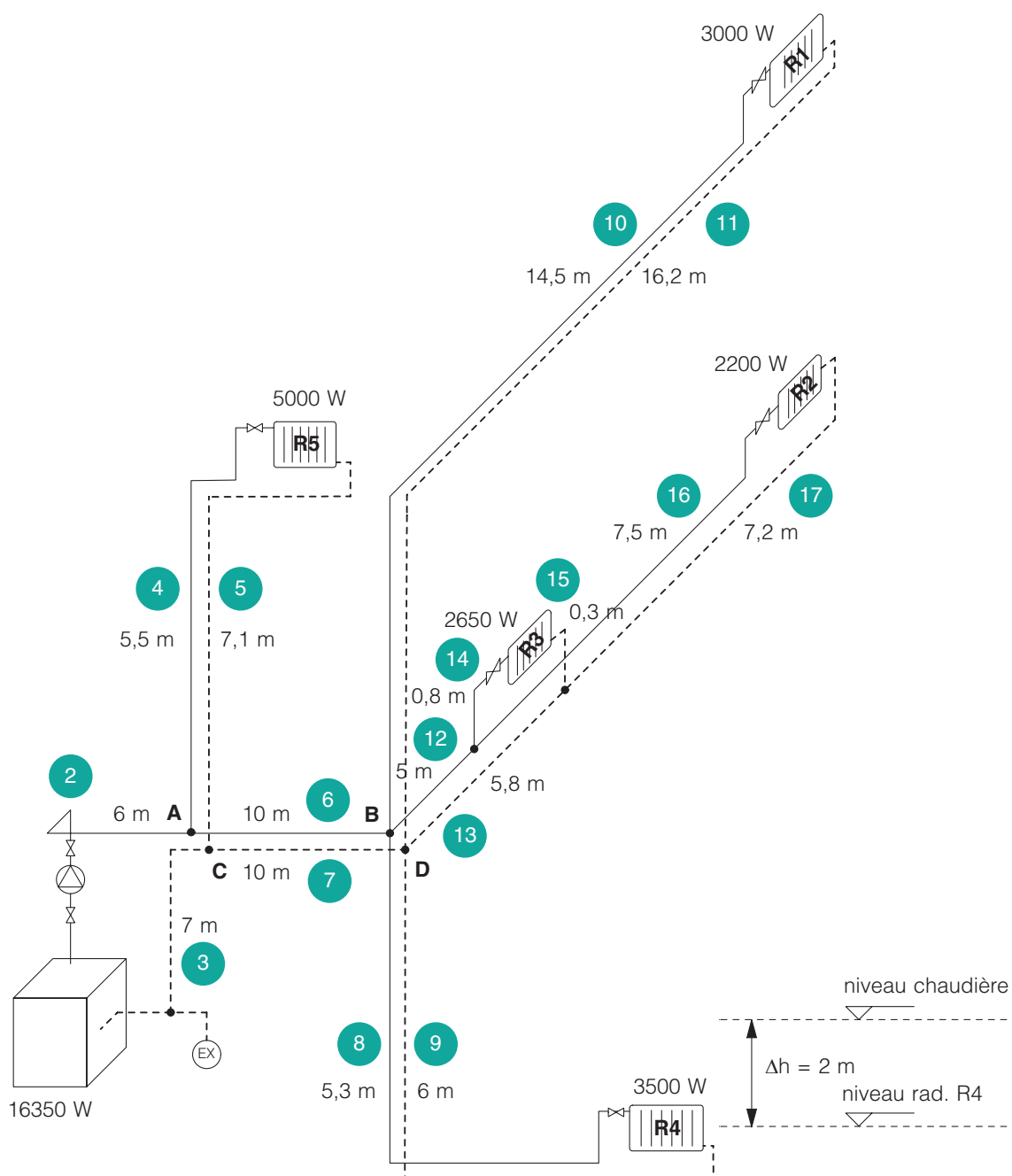


Fig. 29 Schéma isométrique de l'installation bitube considérée dans l'exemple.

On peut éventuellement compléter le schéma isométrique avec les données suivantes :

- puissance totale et/ou débit de chaque tronçon
- longueur des tronçons (à mesurer sur plan)
- nom et/ou numéro du local dans lequel le corps de chauffe est placé, température ambiante, etc.

La procédure à suivre pour calculer les débits d'eau, déterminer les pertes de charge linéaires, singulières et totales et régler ces dernières est expliquée en détail ci-après. Les résultats sont présentés aux tableaux 26 (p. 108) et 27 (p. 109).

NOTE 28

Pour le dimensionnement des installations bitubes, on peut utiliser des tableaux ou des feuilles de calcul permettant d'organiser les éléments de façon claire et logique.

Un modèle de ce type est reproduit à l'Annexe F (p. 241).

NOTE 29

Afin de remplir plus facilement la feuille de calcul (tableau 26, p. 108) et de limiter le nombre d'opérations, les conduites de départ et de retour de chaque circuit de radiateur sont numérotées dans l'ordre et décrites sur la même rangée du tableau (par exemple, 2+3, 4+5, 8+9, 16+17, etc.), en supposant qu'elles aient chacune le même diamètre.

7.3.7.2 CALCUL DES DÉBITS D'EAU

Pour déterminer les débits d'eau, on indique dans le tableau 26 :

- le régime de température choisi, en l'occurrence 80/60 °C, avec $c = 4190 \text{ J/kg.K}$ et $\rho = 977,7 \text{ kg/m}^3$ pour une température moyenne de l'eau de 70 °C
- l'écart de température de l'eau, soit $\Delta\theta_w = 20 \text{ K}$
- la numérotation des conduites (colonne 1) : l'installation considérée dans notre exemple compte 16 tronçons dont les conduites de départ et de retour sont mentionnées sur la même rangée
- la puissance totale $\Sigma\Phi$ en W (colonne 2), c'est-à-dire la somme des puissances des radiateurs alimentés par les tronçons concernés (conduites de départ); par exemple, les tronçons 6 et 7 acheminent la puissance cumulée des radiateurs R1 (3000 W), R2 (2200 W), R3 (2650 W) et R4 (3500 W), soit au total 11350 W
- les débits d'eau q_m , en kg/h, dans les tronçons (colonne 3), calculés à l'aide de la formules (7.1) ou (7.2); par exemple, pour les tronçons 6 et 7, le débit correspondant à la puissance totale de 11350 W est calculé sur la base de la formule (7.2) :

$$q_m = \Sigma q_{m,\text{rad}} = \frac{\Sigma\Phi \cdot 3600}{c \cdot \Delta\theta_w} = \frac{11350 \cdot 3600}{4190 \cdot 20} = 488 \text{ kg/h.}$$

7.3.7.3 DIMENSIONNEMENT DU CIRCUIT DE RADIATEUR (PROVISOIREMENT) LE PLUS DÉFAVORABLE

Comme expliqué au § 7.3.6, le circuit le plus défavorable de l'installation est en général celui qui dessert le radiateur le plus éloigné de la chaudière. Dans le schéma de la figure 29 (p. 105), il s'agit du radiateur R1.

Les tronçons de ce circuit (provisoirement) le plus défavorable – (2 et 3), (6 et 7) et (10 et 11) – sont dimensionnés comme suit (voir aussi le tableau 26, p. 108) :

- colonne 4 : choix du diamètre (tubes en acier) sur la base des valeurs indicatives du tableau 24 :
 - conduits 2 et 3 : $q_m = 702 \text{ kg/h} \Rightarrow$ diamètre nominal DN25 ($D_i = 0,0272 \text{ m} - q_{m,\text{max}} = 998 \text{ kg/h}$)
 - conduits 6 et 7 : $q_m = 488 \text{ kg/h} \Rightarrow$ diamètre nominal DN20 ($D_i = 0,0216 \text{ m} - q_{m,\text{max}} = 538 \text{ kg/h}$)
 - conduits 10 et 11 : $q_m = 129 \text{ kg/h} \Rightarrow$ diamètre nominal DN10 ($D_i = 0,0125 \text{ m} - q_{m,\text{max}} = 172 \text{ kg/h}$)

- colonnes 5 et 8 : choix des valeurs R (pertes de charge linéaire en Pa/m – colonne 5) et des valeurs v (vitesse de circulation en m/s – colonne 8) dans le tableau A.3 (tubes en acier) en fonction du diamètre choisi ci-avant et du débit d'eau calculé; pour les débits intermédiaires, les valeurs de R et de v sont interpolées :
 - conduits 2 et 3 : DN25 et $q_m = 702 \text{ kg/h} \Rightarrow R = 64 \text{ Pa/m}$ et $v = 0,34 \text{ m/s}$
 - conduits 6 et 7 : DN20 et $q_m = 488 \text{ kg/h} \Rightarrow R = 100 \text{ Pa/m}$ et $v = 0,38 \text{ m/s}$
 - conduits 10 et 11 : DN10 et $q_m = 129 \text{ kg/h} \Rightarrow R = 130 \text{ Pa/m}$ et $v = 0,30 \text{ m/s}$
- colonne 6 : détermination sur plan de la longueur totale L des conduits (départ et retour ensemble), en mètres :
 - conduits 2 et 3 : $L = 13 \text{ m}$
 - conduits 6 et 7 : $L = 20 \text{ m}$
 - conduits 10 et 11 : $L = 31 \text{ m}$
- colonne 7 : calcul des pertes de charge singulières ($R \cdot L$) en Pa, suivant la formule (7.7) :
 - conduits 2 et 3 : $(R \cdot L)_{2+3} = 64 \times 13 = 832 \text{ Pa}$
 - conduits 6 et 7 : $(R \cdot L)_{6+7} = 100 \times 20 = 2000 \text{ Pa}$
 - conduits 10 et 11 : $(R \cdot L)_{10+11} = 130 \times 31 = 4030 \text{ Pa}$
- colonne 9 : somme des valeurs ζ de tous les accessoires, robinets et dispositifs placés sur les conduits; on peut utiliser les valeurs ζ de l'Annexe B (p. 232) pour les accessoires (coudes, té, ...) et celles de la documentation technique des fabricants pour les robinets et dispositifs divers. En ce qui concerne les tronçons du circuit le plus chargé considéré dans l'exemple de calcul, les valeurs de $\Sigma\zeta$ sont calculées en détail au tableau 27 (p. 109), en admettant que le robinet thermostatique utilisé soit le même que celui évoqué au § 7.3.5.5, c'est-à-dire un robinet d'une valeur ζ de 129 pour un diamètre nominal DN10 et de 214 pour un diamètre DN15
- colonne 10 : calcul des pertes de charge singulières Δp_z , en Pa, selon la formule (7.9) :
 - conduits 2 et 3 : $(\Delta p_z)_{2+3} = 0,5 \cdot \Sigma\zeta \cdot \rho \cdot v^2 = 0,5 \cdot 17 \cdot 977,7 \cdot 0,34^2 = 982 \text{ Pa}$
 - conduits 6 et 7 : $(\Delta p_z)_{6+7} = 0,5 \cdot \Sigma\zeta \cdot \rho \cdot v^2 = 0,5 \cdot 1 \cdot 977,7 \cdot 0,38^2 = 70 \text{ Pa}$
 - conduits 10 et 11 : $(\Delta p_z)_{10+11} = 0,5 \cdot \Sigma\zeta \cdot \rho \cdot v^2 = 0,5 \cdot 142 \cdot 977,7 \cdot 0,30^2 = 6191 \text{ Pa}$
- colonne 11 : calcul des pertes de charge totales selon la formule (7.5); celles-ci sont égales à la somme des pertes linéaires $R \cdot L$ (voir colonne 7) et des pertes singulières Δp_z (voir colonne 10) :
 - conduits 2 et 3 : $(R \cdot L)_{2+3} + (\Delta p_z)_{2+3} = 832 + 982 = 1814 \text{ Pa}$
 - conduits 6 et 7 : $(R \cdot L)_{6+7} + (\Delta p_z)_{6+7} = 2000 + 70 = 2070 \text{ Pa}$
 - conduits 10 et 11 : $(R \cdot L)_{10+11} + (\Delta p_z)_{10+11} = 4030 + 6191 = 10221 \text{ Pa}$
- colonne 12 : pression Δp_s , en Pa, à prendre éventuellement en compte en raison de l'effet thermosiphon; comme expliqué au § 7.3.5.4, on ne tient compte de cette pression que si elle est contraire à celle de la pompe, c'est-à-dire uniquement pour les circuits dont le niveau moyen du radiateur est inférieur à celui de la chaudière. Dans ce cas, la pression de thermosiphon est considérée dans les calculs comme une perte de charge supplémentaire à ajouter aux pertes calculées à la colonne 11. Dans l'exemple de calcul, la pression due à l'effet thermosiphon n'est prise en compte que pour les tronçons 8 et 9, qui comprennent le radiateur R4 situé 2 mètres sous le niveau de la chaudière. Pour ces tronçons, la pression due à l'effet thermosiphon $(\Delta p_s)_{8+9}$ est donc calculée à l'aide de la formule (7.15) :

$$(\Delta p_s)_{8+9} = g \cdot \Delta h \cdot (\rho_r - \rho_i) = 9,81 \cdot 2 \cdot (983,2 - 971,8) = 224 \text{ Pa.}$$

Cette pression doit s'ajouter aux pertes de charge totales du circuit de radiateur concerné (voir § 7.3.7.4)

- colonne 13 : calcul des pertes de charge cumulées Δp_{tot} (en Pa) entre le branchement initial (départ) et le branchement final (retour) des tronçons concernés. Les pertes cumulées des conduits du circuit R1 se calculent comme suit :
 - tronçons 10 et 11 : pertes cumulées entre les points B (départ) et D (retour), sur les tronçons (10-R1-11) :

$$\Delta p_{\text{tot}} = (\Delta p)_{10+11} = 10221 \text{ Pa}$$
 - tronçons 6 et 7 : pertes cumulées entre les points A (départ) et C (retour), sur les tronçons (6-10-R1-11-7) :

$$\Delta p_{\text{tot}} = (\Delta p)_{10+11} + (\Delta p)_{6+7} = 10221 + 2070 = 12291 \text{ Pa}$$
 - tronçons 2 et 3 : pertes de charge cumulées de l'ensemble du circuit de radiateur R1 entre le départ et le retour à la chaudière, sur les tronçons (2-6-10-R1-11-7-3) :

$$\Delta p_{\text{totR1}} = (\Delta p)_{10+11} + (\Delta p)_{6+7} + (\Delta p)_{2+3} = 10221 + 2070 + 1814 = 14105 \text{ Pa.}$$

(suite du texte à la page 109)

Tableau 26 Feuille de calcul pour le dimensionnement d'une installation bitube.

Régime de température : 80/60 °C $\Delta\theta_w = 20\text{ K}$		Température moyenne de l'eau (θ_m) : 70 °C Masse volumique de l'eau (ρ_m) : 978 kg/m ³											
N° du tube	Puissance	Débit	Diamètre	Pertes de charge linéaires			Pertes de charge singulières			Pertes de charge totales	Effet thermo-siphon	Pertes de charge cumulées	Réglage
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
N°	$\Sigma\Phi$ (W)	q_m (kg/h)	D_i (m)	R (Pa/m)	L (m)	R.L (Pa)	v (m/s)	$\Sigma\zeta$ (-)	Δp_z (Pa)	R.L + Δp_z (Pa)	Δp_s (Pa)	Δp_{tot} (Pa)	Δp_{reg} (Pa)
1. Dimensionnement du circuit (provisoirement) le plus défavorable R1 (2-6-10-R1-11-7-3)													
2+3	16350	702	0,0272	64	13	832	0,34	17	982	1814	0	14105	
6+7	11350	488	0,0216	100	20	2000	0,38	1	70	2070	0	12291	
10+11	3000	129	0,0125	130	31	4030	0,30	142	6191	10221	0	10221	
2. Dimensionnement des autres circuits (entre le point de départ B et le retour D) – Circuits R2, R3 et R4													
12+13	4850	208	0,0125	323	11	3553	0,48	1,2	137	3690	0	8593	
14+15	2650	114	0,0125	103	1,1	113	0,26	140,8	4790	4903	0	4903	
16+17	2200	95	0,0125	71	15	1065	0,22	137,4	3222	4287	0	4287	
8+9	3500	150	0,0125	170	11	1870	0,35	141,6	8403	10273	224	10497	
Le circuit 8+9 (rad. R4) a des pertes de charge plus importantes que le circuit 10+11 (rad. R1). Il devient donc le circuit le plus défavorable.													
Circuit R5 (2-4-R5-5-3)													
2+3	16350	702	0,0272	64	13	832	0,34	17	982	1814	0	13271	
4+5	5000	215	0,0160	98	13	1274	0,30	225,7	10183	11457	0	11457	
Le circuit R4 a des pertes de charge cumulées plus importantes que le circuit R5. Il demeure donc le circuit le plus défavorable.													
3. Dimensionnement définitif du circuit le plus défavorable R4 (2-6-9-R4-8-7-3)													
2+3	16350	702	0,0272	64	13	832	0,34	17,0	982	1814	0	14381	
6+7	11350	488	0,0216	100	20	2000	0,38	1,0	70	2070	0	12567	
8+9	3500	150	0,0125	170	11	1870	0,35	141,6	8403	10273	224	10497	
Circuit R1													
10+11	3000	129	0,0125	130	31	4030	0,30	142,0	6191	10221	0	10221	276
Circuits R2 et R3													
12+13	4850	208	0,0125	323	11	3553	0,48	1,2	137	3690	0	8593	
14+15	2650	114	0,0125	103	1,1	113	0,26	140,8	4790	4903	0	4903	1904
16+17	2200	95	0,0125	71	15	1065	0,22	137,4	3222	4287	0	4287	2521
Circuit R5													
4+5	5000	215	0,0160	98	13	1274	0,30	225,7	10183	11457	0	11457	1110

Tableau 27 Coefficients de perte de charge des conduits d'une installation bitube.

N° du conduit	Diamètre intérieur D_i (m)	v_x/v	Élément de l'installation	Nombre n	Valeur ζ	$n \cdot \zeta$	$\Sigma n \cdot \zeta$
2+3	0,0272	-	Chaudière	1	2,5	2,5	17
			Robinet d'arrêt	2	6	12	
			Coude	5	0,5	2,5	
6+7	0,0216	0,38/0,34 = 1,12	Branchement (divergent)	1	0	0	1
			Branchement (convergent)	1	0	0	
			Coude	2	0,5	1	
10+11	0,0125	0,3/0,38 = 0,79	Croix (divergente)	1	2,5	2,5	142
			Croix (convergente)	1	2,5	2,5	
			Coude	6	0,5	3	
			Radiateur	1	5	5	
			Vanne thermostatique	1	129	129	
16+17	0,0125	0,22/0,48 = 0,46	Branchement (divergent)	1	0,4	0,4	137,4
			Branchement (convergent)	1	1	1	
			Coude	4	0,5	2	
			Radiateur	1	5	5	
			Vanne thermostatique	1	129	129	
14+15	0,0125	0,26/0,48 = 0,56	Branchement (divergent)	1	4	4	140,8
			Branchement (convergent)	1	0,8	0,8	
			Coude	4	0,5	2	
			Radiateur	1	5	5	
			Vanne thermostatique	1	129	129	
12+13	0,0125	0,48/0,38 = 1,26	Croix (divergente)	1	0	0	1,2
			Croix (convergente)	1	0,2	0,2	
			Coude	2	0,5	1	
8+9	0,0125	0,35/0,38 = 0,92	Croix (divergente)	1	2,1	2,1	141,6
			Croix (convergente)	1	2,5	2,5	
			Coude	6	0,5	3	
			Radiateur	1	5	5	
			Vanne thermostatique	1	129	129	
4+5	0,0160	0,30/0,34 = 0,88	Branchement (divergent)	1	2,3	2,3	225,7
			Branchement (convergent)	1	1,4	1,4	
			Coude	6	0,5	3	
			Radiateur	1	5	5	
			Vanne thermostatique	1	214	214	

7.3.7.4 DIMENSIONNEMENT DES AUTRES CIRCUITS

Le circuit de radiateur (provisoirement) le plus défavorable considéré dans notre exemple présente donc une perte de charge totale $\Delta p_{\text{tot,R1}}$ de 14105 Pa. Il convient néanmoins de s'assurer que l'installation ne comporte pas de circuits présentant une perte de charge plus importante.

Le schéma de la figure 29 (p. 105) montre que, pour les circuits R2, R3 et R4, il suffit de calculer la perte de charge cumulée entre le point B (départ) et le point D (retour) et de comparer le résultat à la perte déjà calculée entre ces deux points pour le circuit R1. Les pertes de charge des tronçons communs (2 et 3) et (6 et 7) jusqu'à la chaudière peuvent en effet être ignorées.

La comparaison du circuit R1 avec les autres circuits de radiateur (R2, R3 et R4) donne les résultats suivants :

- pour le circuit (provisoirement) le plus chargé R1, on calcule les pertes cumulées entre les points B et D sur les tronçons (10-R1-11) :

$$\Delta p_{\text{tot}} = (\Delta p)_{10+11} = 10221 \text{ Pa (= référence)}$$

- pour le circuit R2, la perte de charge cumulée est calculée entre le point B et le point D sur les tronçons (12-16-R2-17-13) :

$$\Delta p_{\text{tot}} = (\Delta p)_{16+17} + (\Delta p)_{12+13} = 4287 + 3690 = 7977 \text{ Pa}$$

- pour le circuit R3, la perte de charge cumulée est calculée entre le point B et le point D sur les tronçons (12-14-R3-15-13) :

$$\Delta p_{\text{tot}} = (\Delta p)_{14+15} + (\Delta p)_{12+13} = 4903 + 3690 = 8593 \text{ Pa}$$

- pour le circuit R4, la perte de charge cumulée entre le point B et le point D est calculée sur les tronçons (9-R4-8), mais on tient compte également de la perte due à l'effet thermosiphon Δp_s du radiateur situé sous le niveau de la chaudière :

$$\Delta p_{\text{tot}} = (\Delta p)_{8+9} + (\Delta p_s)_{8+9} = 10273 + 224 = 10497 \text{ Pa.}$$

Les résultats font donc apparaître que le circuit du radiateur R4 présente une perte de charge cumulée supérieure à celle du radiateur R1, ce qui fait du circuit R4 le circuit le plus défavorable de l'installation.

En conclusion, les pertes de charge cumulées (correction des résultats de la colonne 13) du nouveau circuit de radiateur le plus défavorable R4 peuvent être introduites comme suit dans la feuille de calcul (voir tableau 26, p. 108) :

- pour les tronçons 8 et 9, on calcule les pertes cumulées entre les points B (départ) et D (retour), c'est-à-dire sur les tronçons (8-R4-9) :

$$\Delta p_{\text{tot}} = (\Delta p)_{8+9} + (\Delta p_s)_{8+9} = 10497 \text{ Pa}$$

- pour les tronçons 6 et 7, on calcule les pertes cumulées entre les points A (départ) et C (retour), c'est-à-dire sur les tronçons (6-8-R4-9-7) :

$$\Delta p_{\text{tot}} = (\Delta p)_{8+9} + (\Delta p_s)_{8+9} + (\Delta p)_{6+7} = 10497 + 2070 = 12567 \text{ Pa}$$

- pour les tronçons 2 et 3, on calcule les pertes cumulées de l'ensemble du circuit de radiateur entre le départ et le retour à la chaudière, c'est-à-dire sur les tronçons (2-6-8-R4-9-7-3) :

$$\Delta p_{\text{tot,R4}} = (\Delta p)_{8+9} + (\Delta p_s)_{8+9} + (\Delta p)_{6+7} + (\Delta p)_{2+3} = 10497 + 2070 + 1814 = 14381 \text{ Pa.}$$

En ce qui concerne le circuit restant R5, qui comprend les tronçons (2-4-R5-5-3), la perte de charge cumulée s'élève à 13271 Pa (voir tableau 26, p. 108), ce qui signifie que le circuit R4 (pertes de charge cumulées de 14381 Pa) demeure le circuit le plus défavorisé.

Le choix du diamètre des conduites est ainsi fixé et le dimensionnement du réseau est terminé.

COMMENTAIRE DES RÉSULTATS PRÉSENTÉS AU TABLEAU 26

- Les résultats présentés au tableau 26 (p. 108) montrent une certaine ambivalence : ils sont en effet liés aux choix du concepteur de l'installation en ce qui concerne le régime de température de l'eau (qui influe sur le débit) et le diamètre des conduites (qui influe sur les pertes de charge et la régulation). Si on fait varier ces paramètres, on obtiendra donc des résultats différents.
- Pour les tronçons (12+13), le choix du tube le plus petit (DN10) engendre des pertes de charge maximales dans les circuits R2 et R3. Les réglages seront par conséquent réduits au minimum, ce qui est évidemment appréciable.
- Pour les tronçons (4+5), le choix d'un diamètre nominal DN10 (la limite selon le tableau 25, p. 103) augmenterait tellement la perte de charge totale du circuit R5 qu'il deviendrait le plus défavorable. Un diamètre plus important (DN15) serait donc une meilleure option, puisqu'elle permettrait d'équilibrer plus moins les pertes de charge cumulées du circuit R5 et celles des autres circuits partant du point A et revenant au point C.

7.3.7.5 PERTES DE CHARGE À INSTAURER POUR L'ÉQUILIBRAGE

Après avoir calculé les pertes de charge cumulées, il reste à définir les pertes à instaurer pour chacun des circuits de radiateurs afin de maintenir l'installation en équilibre. En principe, chaque circuit doit être équilibré par rapport au circuit le plus défavorable. Il faut donc prévoir pour chacune des boucles une perte de charge supplémentaire dont la valeur doit être calculée (voir § 10.6).

La valeur de la perte de charge pour l'équilibrage est calculée d'après la formule (10.4) (voir § 10.6.1.1) et est reportée dans la colonne 14 de la feuille de calcul sur la rangée du tronçon concerné.

L'installation envisagée dans notre exemple de calcul comptait cinq circuits de radiateur dont le plus défavorable s'est avéré être le circuit R4. Nous rappelons ci-après les pertes cumulées des cinq circuits

concernés (considérées pour l'ensemble du circuit jusqu'au raccordement à la chaudière) :

- R1: $\Delta p_{\text{tot,R1}} = (\Delta p)_{10+11} + (\Delta p)_{6+7} + (\Delta p)_{2+3} = 10221 + 2070 + 1814 = 14105 \text{ Pa}$
- R2: $\Delta p_{\text{tot,R2}} = (\Delta p)_{16+17} + (\Delta p)_{12+13} + (\Delta p)_{6+7} + (\Delta p)_{2+3} = 4287 + 3690 + 2070 + 1814 = 11860 \text{ Pa}$
- R3: $\Delta p_{\text{tot,R3}} = (\Delta p)_{14+15} + (\Delta p)_{12+13} + (\Delta p)_{6+7} + (\Delta p)_{2+3} = 4903 + 3690 + 2070 + 1814 = 12477 \text{ Pa}$
- R4: $\Delta p_{\text{tot,R4}} = (\Delta p)_{8+9} + (\Delta p)_{6+7} + (\Delta p)_{2+3} = 10497 + 2070 + 1814 = 14381 \text{ Pa}$ (circuit le plus défavorable)
- R5: $\Delta p_{\text{tot,R5}} = (\Delta p)_{4+5} + (\Delta p)_{2+3} = 11457 + 1814 = 13271 \text{ Pa}$.

Les pertes de charge à instaurer par rapport au circuit le plus défavorable (R4) sont calculées comme suit :

- R1: $\Delta p_{\text{reg,R1}} = \Delta p_{\text{tot,R4}} - \Delta p_{\text{tot,R1}} = 14381 - 14105 = 276 \text{ Pa}$
- R2: $\Delta p_{\text{reg,R2}} = \Delta p_{\text{tot,R4}} - \Delta p_{\text{tot,R2}} = 14381 - 11860 = 2521 \text{ Pa}$
- R3: $\Delta p_{\text{reg,R3}} = \Delta p_{\text{tot,R4}} - \Delta p_{\text{tot,R3}} = 14381 - 12477 = 1904 \text{ Pa}$
- R4: $\Delta p_{\text{reg,R4}} = 0$ (pas de réglage nécessaire pour le circuit le plus défavorable)
- R5: $\Delta p_{\text{reg,R5}} = \Delta p_{\text{tot,R4}} - \Delta p_{\text{tot,R5}} = 14381 - 13271 = 1110 \text{ Pa}$.

Ces pertes sont établies de préférence au droit du dispositif de réglage intégré aux vannes de radiateur ou d'un raccord spécifique placé à la sortie du radiateur. La manière de procéder est décrite au § 10.6.1.3.

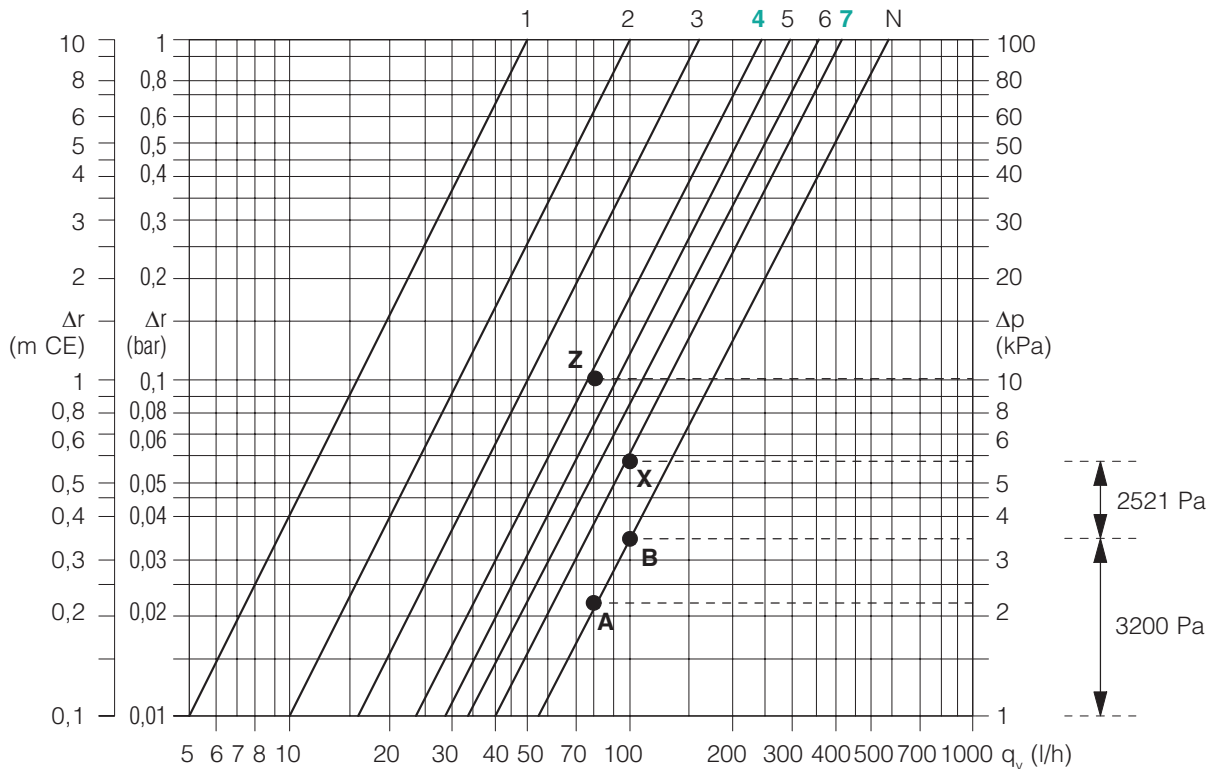


Fig. 30 Exemple de calcul des pertes de charge à instaurer pour l'équilibrage au droit d'une vanne de radiateur.

EXEMPLE

Pour le radiateur R2 (2200 W), on applique les valeurs de calcul suivantes :

- débit d'eau : $q_{m,\text{rad}} = 95 \text{ kg/h} = 97 \text{ l/h}$ (colonne 3 de la feuille de calcul)
- perte de charge à instaurer pour l'équilibrage : $\Delta p_{\text{reg,R2}} = 2521 \text{ Pa}$
- perte de charge du robinet de radiateur (DN10) à un débit de 97 l/h et en position entièrement ouverte (intersection avec la droite N) = 3200 Pa (voir le point B à la figure 30).

Les pertes de charge totales à instaurer pour l'équilibrage s'élèvent donc à : $3200 + 2521 = 5721 \text{ Pa}$ (point X à la figure 30).

Position de réglage à ajuster = position 7 (la droite 7 est la plus proche du point X).

7.3.7.6 CARACTÉRISTIQUES DE LA POMPE

Le calcul définitif des pertes de charge va permettre de choisir les caractéristiques de la pompe. Celles-ci sont issues des résultats obtenus pour le circuit le plus défavorable et les tronçons sur lesquels la pompe est montée (conduits de raccordement à la chaudière ou aux collecteurs).

Pour définir les caractéristiques de la pompe, les valeurs ci-après (applicables au circuit R4 le plus défavorable) sont importantes :

- pertes de charge cumulées : $\Delta p_{\text{tot,R4}} = 14381 \text{ Pa}$
- débit d'eau total (dans les conduites 2 et 3) : $q_{\text{m,tot}} = 702 \text{ kg/h}$.

Les valeurs Δp_{tot} et $q_{\text{m,tot}}$ déterminent le point de fonctionnement théorique Z de l'installation et constituent les critères de base pour le choix de la pompe tel que décrit au chapitre 8.

7.4 CONCEPTION ET DIMENSIONNEMENT D'UN SYSTÈME COLLECTEUR (À POINT DE DISTRIBUTION CENTRAL)

7.4.1 SCHÉMA DE PRINCIPE ET FONCTIONNEMENT

Les systèmes collecteurs (également appelés systèmes en pieuvre) sont une variante de l'installation bitube dans laquelle tous les corps de chauffe sont raccordés en parallèle à partir d'un point de distribution central (collecteur) situé à chaque étage ou dans des zones à réguler individuellement.

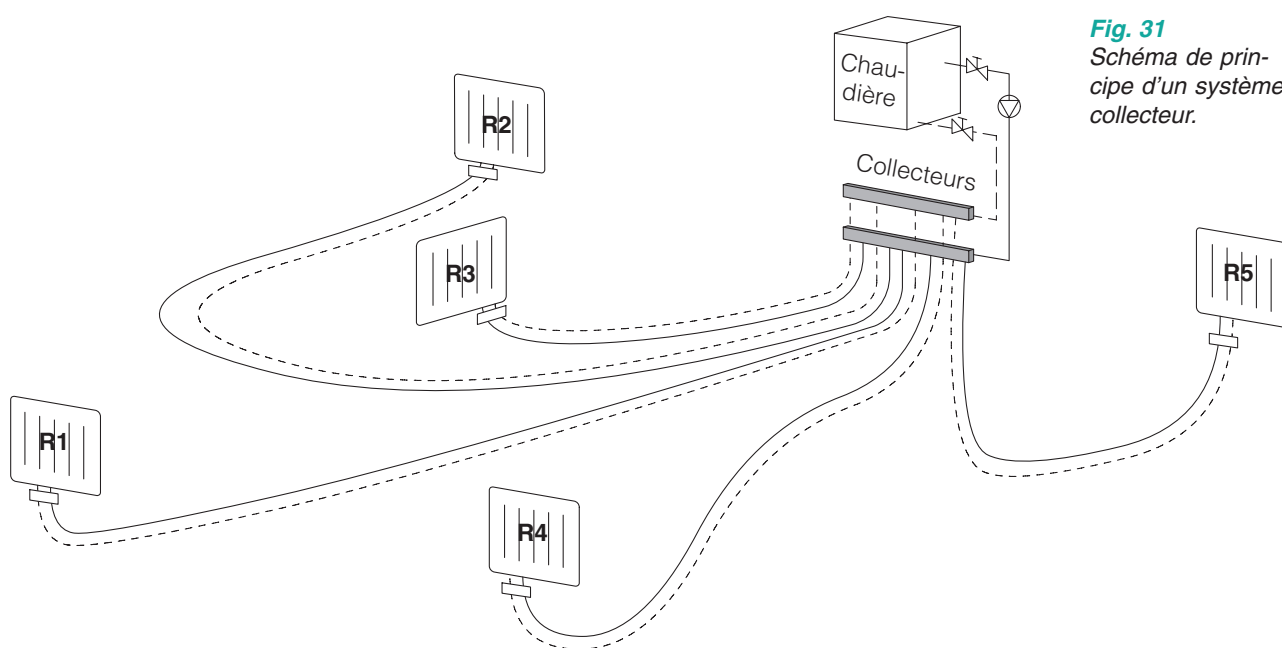


Fig. 31
Schéma de principe d'un système collecteur.

Le schéma de principe du système collecteur est relativement simple (figure 31) : chaque corps de chauffe est raccordé individuellement à un point de distribution central (collecteur) par un conduit en matière synthétique ordinaire (PP, PB, PE) ou multicouche enveloppé dans une gaine de protection souple (voir Note 30, p. 113).

Les conduits sont de préférence noyés dans la couche de remplissage située sous la chape. Dans des bâtiments multiétagés, on peut placer un collecteur à chaque niveau. Les collecteurs sont ensuite reliés entre eux, puis raccordés à la chaudière.

De par leur simplicité de conception et leur facilité de réglage, les collecteurs conviennent particulièrement bien aux petites installations telles que celles équipant les maisons unifamiliales ou les appartements à chauffage individuel.

NOTE 30

Les normes de produit définissant les prescriptions et les exigences performantielles applicables aux tubes en matière synthétique sont énumérées à l'Annexe A (p. 224).

D'une façon générale, il est recommandé d'utiliser des tubes en matière synthétique couverts par un agrément technique pour les conditions de fonctionnement visées (températures et pressions).

La NIT 207 [C5] fournit de plus amples informations au sujet des tubes en matière synthétique.

7.4.2 DÉBITS D'EAU, VITESSES DE CIRCULATION ET PERTES DE CHARGE

Le calcul des débits d'eau, des vitesses de circulation et des pertes de charge s'opère de la même manière que pour une installation bitube (voir §§ 7.3.2 à 7.3.5). Les pertes de charge de chaque circuit de radiateur raccordé à un même collecteur doivent être équivalentes. Pour ce faire, on peut adapter le diamètre des conduits au moment de la conception (pratique peu courante) ou, si le diamètre est le même pour tous les tuyaux, prévoir des vannes (raccordées directement au collecteur) pour les pertes de charge à instaurer pour l'équilibrage.

7.4.3 RÈGLES DE CONCEPTION PARTICULIÈRES AUX SYSTÈMES COLLECTEURS

Le dimensionnement d'un système collecteur est relativement simple; les principes suivants sont d'application :

- la conception de l'installation est immuable : chaque circuit alimente un seul radiateur et les diamètres sont choisis sur la base des valeurs indicatives du tableau 28 (p. 114)
- la sélection des radiateurs s'opère comme pour une installation bitube, en tenant compte du régime de température retenu
- le calcul des pertes de charge de tous les circuits est simple, et les pertes d'équilibrage sont déterminées par rapport au circuit le plus défavorable.

Dans la pratique, il arrive qu'un système collecteur comporte des circuits auxquels plusieurs radiateurs sont raccordés selon le principe de l'installation monotube (voir § 7.5.1). Ceci s'explique généralement par le fait que l'on souhaite éviter un long circuit séparé pour un radiateur de petite puissance.

Ces circuits à radiateurs multiples sont à considérer et à calculer comme des circuits monotubes normaux (voir § 7.5), sachant que :

- la différence de température entre l'eau d'entrée et de sortie du circuit doit être la même que pour les autres circuits
- on détermine la valeur Φ_{n50} des radiateurs de la même manière que pour des circuits monotubes
- les radiateurs raccordés à ces circuits sont équipés de vannes pour radiateurs monotubes, dont le facteur d'alimentation doit être différent de 100 %, ceci afin de ne pas interrompre la circulation de l'eau au cas où une vanne venait à se fermer.

7.4.4 EXEMPLE DE DIMENSIONNEMENT D'UN SYSTÈME COLLECTEUR

7.4.4.1 MÉTHODOLOGIE

Avant de procéder aux calculs, il convient d'effectuer quelques opérations préliminaires que nous énumérons point par point :

- PHASE 1 : calculer les déperditions calorifiques de tous les locaux chauffés du bâtiment selon le § 4.2
- PHASE 2 : choisir l'emplacement des corps de chauffe dans chaque local en fonction de l'espace disponible. Lorsqu'un local doit être équipé de plusieurs corps de chauffe, la puissance totale à installer (au moins égale aux déperditions calorifiques calculées) sera répartie entre les différents appareils

Tableau 28 Valeurs indicatives pour le choix du diamètre des tubes en matière synthétique, en cuivre ou en acier et des tubes de précision pour systèmes collecteurs et installations bitubes.

Diamètre ⁽¹⁾		v _{max} ⁽²⁾ (m/s)	R _{max} ⁽³⁾ (Pa/m)	q _{m,max} ⁽⁴⁾ (kg/h)	Φ _{max} (kW) ⁽⁵⁾		
DN	D _i (m)				Δθ _w = 10 K	Δθ _w = 15 K	Δθ _w = 20 K
Tubes en matière synthétique ⁽⁶⁾							
DN12	0,008	0,51	500	90	1051	1577	2103
DN14	0,010	0,51	500	141	1643	2464	3286
DN16	0,012	0,66	475	263	3062	4592	6123
DN17	0,013	0,70	475	327	3811	5716	7622
DN18	0,014	0,72	450	390	4546	6819	9092
DN20	0,016	0,76	425	538	6267	9401	12535
DN26	0,020	0,86	400	951	11081	16622	22163
DN32	0,026	0,92	400	1719	20034	30051	40069
Tubes en cuivre ⁽⁷⁾							
DN12	0,010	0,54	400	149	1740	2609	3479
DN14	0,012	0,61	400	243	2830	4244	5659
DN15	0,013	0,65	400	304	3539	5308	7077
DN16	0,014	0,68	400	368	4293	6440	8587
DN18	0,016	0,70	350	495	5773	8659	11545
DN20	0,018	0,76	350	681	7932	11898	15865
DN22	0,020	0,81	350	895	10437	15656	20874
DN28	0,026	0,89	300	1663	19381	29071	38762
DN35	0,032	1,00	280	2830	32987	49480	65973
Tubes de précision ⁽⁸⁾							
DN12	0,010	0,50	400	138	1611	2416	3221
DN15	0,013	0,61	400	285	3321	4981	6642
DN16	0,014	0,64	400	347	4041	6061	8082
DN18	0,016	0,65	350	460	5360	8041	10721
DN22	0,019	0,74	350	738	8606	12908	17211
DN28	0,025	0,81	300	1399	16308	24462	32616
Tubes en acier ⁽⁹⁾							
DN10	0,0125	0,61	475	263	3070	4606	6141
DN15	0,0160	0,72	475	509	5938	8906	11875
DN20	0,0216	0,89	475	1148	13376	20064	26753
DN25	0,0272	1,00	450	2045	23833	35749	47666

(¹) DN : diamètre nominal; D_i : diamètre intérieur.
(²) Vitesse maximale de l'eau.
(³) Perte de charge maximale par unité de longueur.
(⁴) Débit maximal correspondant.
(⁵) Puissance maximale pour trois différences de température d'eau.
(⁶) Tubes en matière plastique selon les normes NBN EN ISO 15874-2 [B39], NBN EN ISO 15875-2 [B40], NBN EN ISO 15876-2 [B41] et NBN EN ISO 21003-2 [B43].
(⁷) Tubes en cuivre selon les normes NBN EN 1057 [B12] et NBN EN 13349 [B24].
(⁸) Tubes de précision selon les normes NBN EN 10305-1 [B18] et NBN EN 10305-2 [B19].
(⁹) Tubes en acier selon la norme NBN EN 10255 [B17].

- PHASE 3 : choisir le régime de température; tout comme la puissance, celui-ci conditionne la taille des corps de chauffe :
 - la température moyenne de l'eau détermine les dimensions des corps de chauffe
 - la différence de température est déterminante pour le débit et par conséquent pour la perte de charge et le choix de la pompe

- PHASE 4 : comme pour les installations bitubes ordinaires, sélectionner les corps de chauffe sur la base du régime de température retenu, en tenant compte éventuellement d'une température d'eau maximale selon le type de tube synthétique choisi. Le tableau 29 donne la liste des radiateurs en fonction du régime de température choisi (chauffage basse température 50/40 °C; $\Delta\theta_w = 10$ K). L'émission calorifique normalisée est établie sur la base des facteurs de correction du tableau D.1 (Annexe D, p. 237)
- PHASE 5 : sur les plans du bâtiment, indiquer l'emplacement du ou des collecteurs (en général, un par étage); ceux-ci doivent occuper autant que possible une place centrale au sein du bâtiment
- PHASE 6 : dessiner sur plans le tracé de tous les circuits, chacun d'eux comportant un radiateur relié directement à un collecteur
- PHASE 7 : réaliser le schéma isométrique; bien qu'il ne soit pas absolument nécessaire vu la simplicité des installations à collecteur, ce schéma peut néanmoins se révéler utile de par les nombreuses données qu'il renferme :
 - circuits, radiateurs, collecteur(s) du système et réseau bitube reliant les collecteurs à la chaudière
 - coudes et robinets d'arrêt prévus, puissance à installer pour chaque corps de chauffe et température ambiante des locaux à chauffer
 - numérotation des circuits et autres tronçons de l'installation (colonnes, raccords à la chaudière, etc.) ainsi que leur longueur.

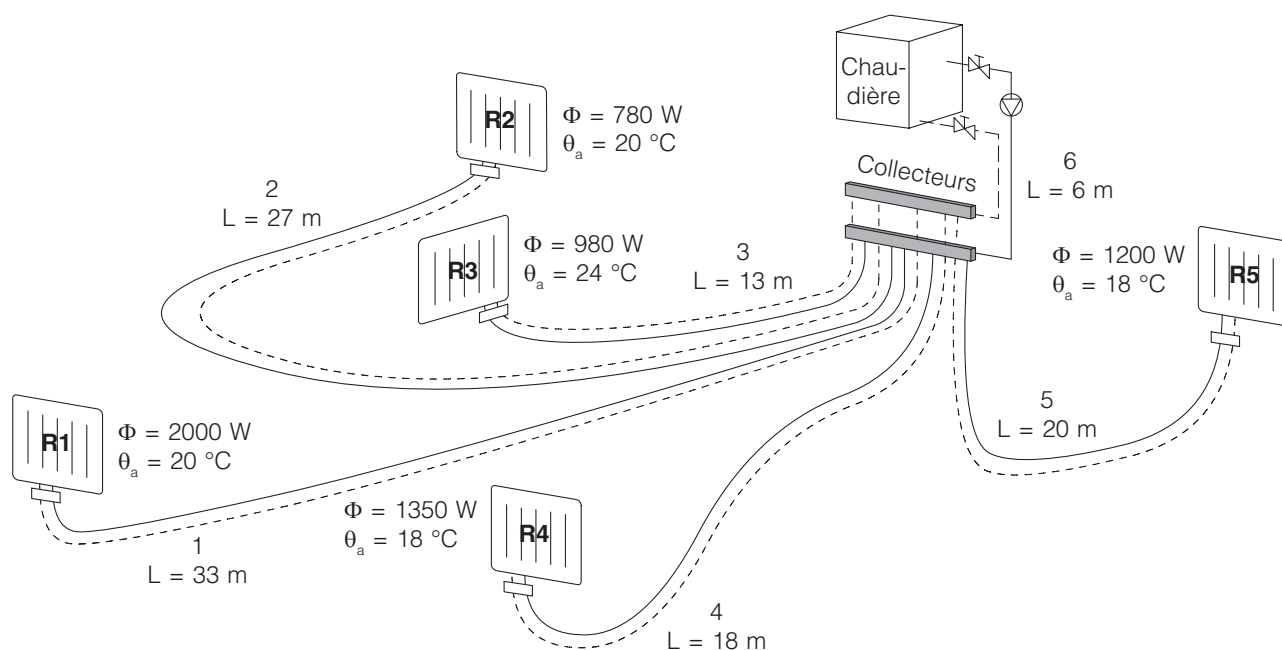


Fig. 32 Installation avec collecteur considérée dans l'exemple de calcul.

Tableau 29 Dimensionnement des radiateurs de l'exemple de calcul (système collecteur) pour un régime de température de 50/40 °C.

Radiateur	Température ambiante θ_a (°C)	Puissance nécessaire Φ (W)	Facteur de correction Φ/Φ_{n50} (-)	Emission normalisée Φ_{n50} (W)
R1	20	2000	0,40	5000
R2	20	780	0,40	1950
R3	24	980	0,32	3062
R4	18	1350	0,44	3068
R5	18	1200	0,44	2727

7.4.4.2 CHOIX DU DIAMÈTRE DES CONDUITS

Notre exemple de calcul concerne un système collecteur contenant cinq radiateurs qui sont reliés chacun, par un circuit séparé (conduits en matière synthétique), à un collecteur central de départ et de retour (DN25) alimenté à partir d'une chaudière murale (figure 32, p. 115).

Pour chaque circuit de radiateur, il convient de choisir un diamètre de conduit adapté au régime de température choisi et au débit calculé.

Comme nous avons à faire à un régime de basse température (50/40 °C), le doublement du débit de l'eau ($\Delta\theta_w = 10$ K au lieu de 20 K) entraînera le choix de diamètres plus importants. En pratique, on opte souvent pour des conduits de diamètre identique pour tous les radiateurs. Dans le cas traité ici, le choix s'est porté sur des tubes en matière synthétique d'un diamètre nominal DN16 et d'un diamètre intérieur D_i de 0,012 m.

On suppose en outre l'utilisation de vannes monotubes dont le facteur d'alimentation est réglé à 100 % et qui peuvent être raccordées aux tubes en matière synthétique au moyen d'un système d'assemblage agréé. On estime enfin que la vanne retenue présente une valeur k_{vs} de 2,25; la valeur ζ globale calculée selon la formule (7.14) du § 7.3.5.3.3 est donc égale à 6,5.

7.4.4.3 CALCUL DES PERTES DE CHARGE

Les pertes de charge des tronçons du système collecteur se calculent selon le même principe que celles des installations bitubes classiques (§§ 7.3.7.2 à 7.3.7.4). Les résultats de calcul sont reportés aux tableaux 30 (p. 117) et 31 (p. 118) pour un régime de température 50/40 °C.

Le tableau 30 appelle quelques remarques, que nous formulons ci-dessous :

- les débits d'eau des circuits (colonne 3) sont calculés selon la formule (7.1) ou (7.2)
- les valeurs R et V (colonnes 5 et 8) sont empruntées au tableau A.7 (p. 231) (tubes en matière synthétique) et au tableau A.3 (raccord du collecteur à la chaudière)
- le circuit le plus défavorable est celui du radiateur R1 (avec $\Delta p_{tot,R1} = 10171$ Pa). Tous les autres circuits reliés au collecteur doivent donc être équilibrés en fonction de ce circuit. L'équilibrage s'effectue en instaurant une perte de charge (au niveau d'une vanne de réglage sur le collecteur) égale à la différence entre les pertes de charge totales du circuit concerné et celles du circuit le plus défavorable. Ainsi, la perte de charge à régler au radiateur R2 s'élève à (voir tableau 30) :
$$\Delta p_{reg,R2} = \Delta p_{tot,R1} - \Delta p_{tot,R2} = 10171 - 1600 = 8571 \text{ Pa}$$
- selon les valeurs indicatives du tableau 25 (p. 103), on pourrait utiliser un tube en acier DN15 ou DN20 pour réaliser le raccord à la chaudière; notre choix s'est cependant porté sur un diamètre DN25, qui correspond à celui utilisé pour les raccords de la chaudière.

7.5 CONCEPTION ET DIMENSIONNEMENT D'UNE INSTALLATION MONOTUBE

7.5.1 SCHÉMAS DE PRINCIPE ET FONCTIONNEMENT

Dans une installation monotube, on place les radiateurs aussi bien en série qu'en parallèle afin de limiter la longueur du réseau. L'installation se compose de boucles monotubes dans lesquelles un seul et même conduit assure le transport de l'eau de départ et de l'eau de retour de chaque radiateur d'une boucle. Une partie du débit d'eau traverse le radiateur (généralement 50 %), tandis que l'autre partie poursuit sa voie dans la boucle via la dérivation intégrée au robinet de l'appareil (voir § 7.5.2.2).

Toutefois, comme le mélange de l'eau circulant dans la boucle avec l'eau refroidie sortant des radiateurs abaisse progressivement la température, il est nécessaire de surdimensionner les radiateurs et ce, d'autant plus qu'ils sont éloignés sur la boucle monotube (voir § 7.5.4). Dès lors, une partie de l'économie réalisée disparaît, mais elle est partiellement compensée en limitant le nombre de radiateurs sur les boucles

(suite du texte à la page 118)

Tableau 30 Feuille de calcul pour le dimensionnement d'une installation à collecteur.

Régime de température : 50/40 °C $\Delta\theta_w = 10\text{ K}$		Température moyenne de l'eau (θ_m) : 45 °C Masse volumique de l'eau (ρ_m) : 990 kg/m ³											
N° du circuit	Puissance	Débit	Diamètre	Pertes de charge linéaires			Pertes de charge singulières			Pertes de charge totales	Effet thermosiphon	Pertes de charge cumulées	Réglage
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
N°	$\Sigma\Phi$ (W)	q_m (kg/h)	D_i (m)	R (Pa/m)	L (m)	R . L (Pa)	v (m/s)	$\Sigma\zeta$ (-)	Δp_z (Pa)	R . L + Δp_z (Pa)	Δp_s (Pa)	Δp_{tot} (Pa)	Δp_{reg} (Pa)
1. Dimensionnement des circuits de radiateur													
1	2000	172	0,0120	230	33,0	7590	0,43	28,5	2581	10171	-	10171	0
2	780	67	0,0120	44	27,0	1188	0,17	29,9	412	1600	-	1600	8572
3	980	84	0,0120	65	13,0	845	0,21	29,3	637	1482	-	1482	8689
4	1350	116	0,0120	115	18,0	2070	0,29	28,9	1193	3263	-	3263	6909
5	1200	103	0,0120	94	20,0	1880	0,26	29,0	946	2826	-	2826	7346
2. Dimensionnement du raccord entre le collecteur et la chaudière													
6	6310	543	0,0272	39	6	234	0,26	19,0	649	883	-	11054	-
3. Caractéristiques de la pompe (point de fonctionnement théorique)													
	$q_{tot} = 543$												$\Delta p_{tot} = 11054$

Tableau 31 Coefficients de perte de charge des circuits d'un système collecteur.

N° de circuit	Diamètre intérieur D_i (m)	v_x/v	Élément de l'installation	Nombre n	Valeur ζ	$n \cdot \zeta$	$\Sigma n \cdot \zeta$
1	0,012	0,43/0,26 = 1,65	Radiateur	1	5	5	28,5
			Vanne thermostatique	1	6,5	6,5	
			Coude	4	0,5	2	
			Robinet d'arrêt	2	6	12	
			Branchement (divergent)	1	1,5	1,5	
			Branchement (convergent)	1	1,5	1,5	
2	0,012	0,17/0,26 = 0,65	Radiateur	1	5	5	29,9
			Vanne thermostatique	1	6,5	6,5	
			Coude	4	0,5	2	
			Robinet d'arrêt	2	6	12	
			Branchement (divergent)	1	3,3	3,3	
			Branchement (convergent)	1	1,1	1,1	
3	0,012	0,21/0,26 = 0,81	Radiateur	1	5	5	29,3
			Vanne thermostatique	1	6,5	6,5	
			Coude	4	0,5	2	
			Robinet d'arrêt	2	6	12	
			Branchement (divergent)	1	2,5	2,5	
			Branchement (convergent)	1	1,3	1,3	
4	0,012	0,29/0,26 = 1,12	Radiateur	1	5	5	28,9
			Vanne thermostatique	1	6,5	6,5	
			Coude	4	0,5	2	
			Robinet d'arrêt	2	6	12	
			Branchement (divergent)	1	1,9	1,9	
			Branchement (convergent)	1	1,5	1,5	
5	0,012	0,26/0,26 = 1,00	Radiateur	1	5	5	29
			Vanne thermostatique	1	6,5	6,5	
			Coude	4	0,5	2	
			Robinet d'arrêt	2	6	12	
			Branchement (divergent)	1	2	2	
			Branchement (convergent)	1	1,5	1,5	
6	0,0272	-	Collecteur (départ)	1	0,5	0,5	19
			Collecteur (retour)	1	1	1	
			Robinet d'arrêt	2	6	12	
			Chaudière	1	2,5	2,5	
			Coude	6	0,5	3	

(maximum 5, par exemple). Un calcul précis de l'installation est également nécessaire pour dimensionner correctement les radiateurs.

Bien qu'il existe différents modes de pose, on distingue essentiellement deux systèmes :

- l'installation monotube dont une ou plusieurs boucles sont alimentées à partir d'un collecteur central situé à proximité de la chaudière (voir le schéma de principe à la figure 33, p. 119). Ce mode de pose se retrouve le plus souvent dans les installations de petites dimensions telles que celles équipant les maisons unifamiliales et les appartements à chauffage individuel. Les boucles monotubes sont en général des conduites en cuivre ou en matière synthétique ou encore des tubes de précision, recouverts d'une gaine de protection ou insérés dans un fourreau afin de les préserver de la corrosion ainsi que des dégradations mécaniques, et, dans le cas des tubes synthétiques, de reprendre la dilatation thermique plus importante (voir aussi § 7.4). Les conduites conservent le même diamètre sur toute la longueur des boucles et relient directement entre eux tous les radiateurs en série. Elles sont en principe noyées directement dans la chape. L'utilisation de robinets spéciaux pour radiateurs monotubes (voir § 7.5.2.2), pourvus éventuellement de raccords *ad hoc*, est très fréquente dans ce genre d'installation. S'il faut desservir plusieurs étages, on peut prévoir un collecteur à chaque étage. La partie de l'installation comprise entre le collecteur et la chaudière (et éventuellement entre les différents collecteurs) est pourvue de conduites en acier ou de tubes de précision. Le calcul de cette partie se fait alors comme pour une installation bitube ordinaire
- l'installation monotube dont les boucles sont raccordées, à chaque étage, aux colonnes montantes et

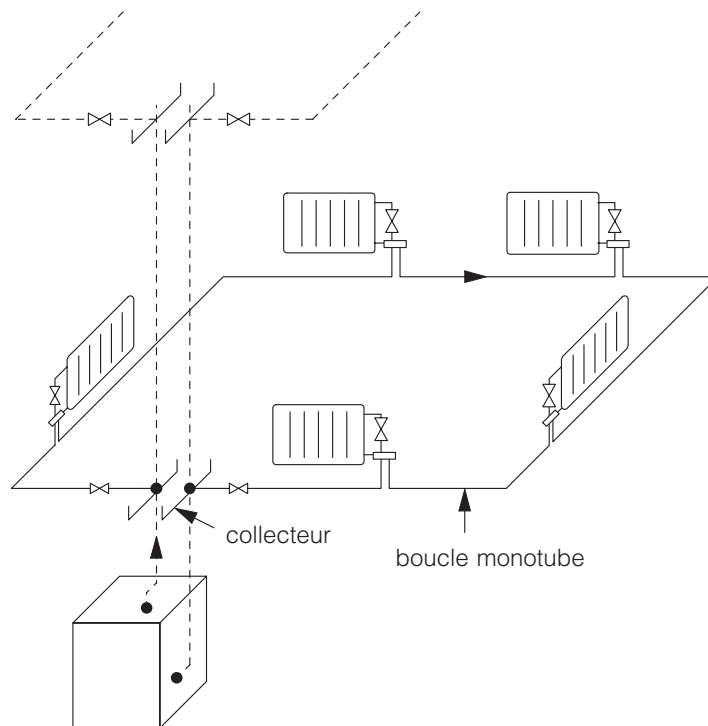


Fig. 33 Schéma de principe d'une installation monotube composée de boucles alimentées à partir d'un collecteur central (petite installation).

descendantes, comme le montre le schéma de principe de la figure 34. Ce mode de pose s'applique le plus fréquemment aux grands bâtiments équipés d'une installation de chauffage collective (bureaux et appartements).

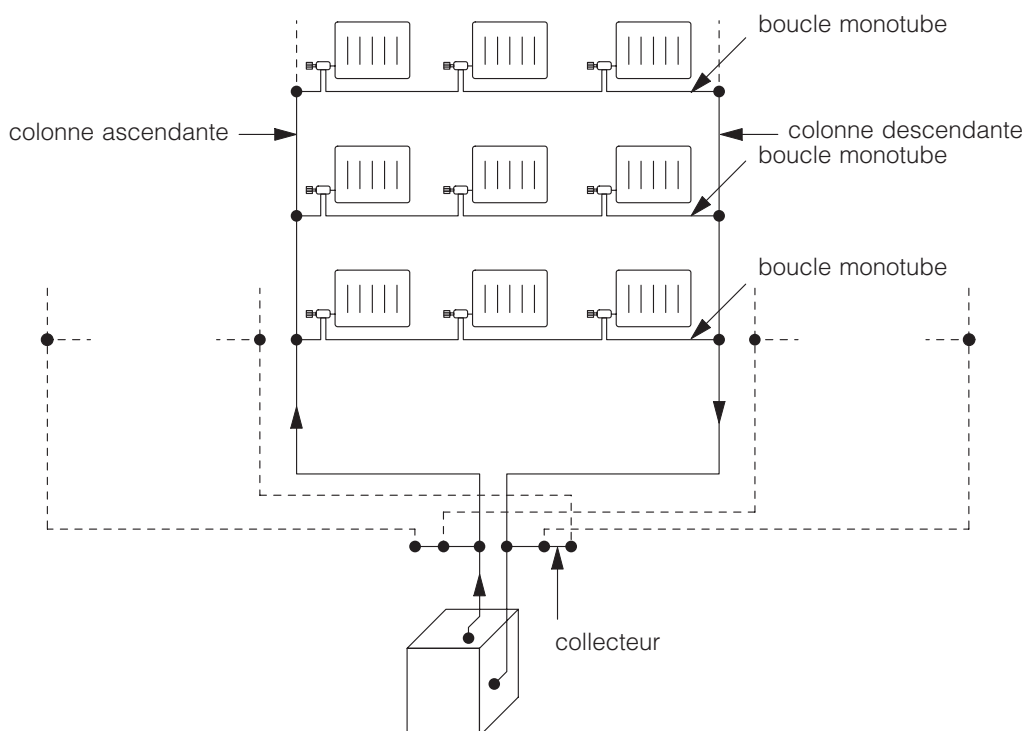


Fig. 34 Schéma de principe d'une installation monotube à boucles raccordées aux colonnes (à chaque étage).

7.5.2 CALCUL DES DÉBITS D'EAU D'UNE INSTALLATION MONOTUBE

7.5.2.1 DÉBIT D'EAU D'UNE BOUCLE MONOTUBE

Dans une installation de chauffage monotube, plusieurs corps de chauffe sont placés dans une même boucle, le départ et le retour étant assurés par une seule et même conduite (voir le schéma de principe à la figure 35).

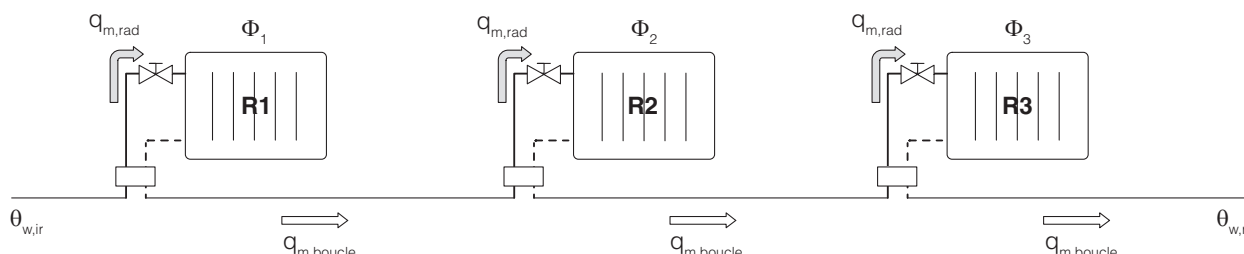


Fig. 35 Schéma de principe d'une installation monotube comportant plusieurs corps de chauffe.

Le débit d'eau qui circule dans la boucle est calculé à l'aide de la formule :

$$q_{m,boucle} = \frac{\sum \Phi_x \cdot 3600}{c \cdot (\theta_{w,ir} - \theta_{w,rr})} \quad (\text{kg/h}) \quad (7.19)$$

dans laquelle :

$q_{m,boucle}$ = le débit d'eau dans la boucle, en kg/h

$\sum \Phi_x$ = la somme des puissances à fournir par les radiateurs de la boucle, en W

3600 = un facteur de conversion, exprimé en s/h

c = la capacité calorifique (ou chaleur massique) de l'eau, en J/kg.K

$\theta_{w,ir}$ = la température de l'eau à l'entrée de la boucle, en °C

$\theta_{w,rr}$ = la température de l'eau à la sortie de la boucle, en °C.

La différence de température de l'eau à l'entrée et à la sortie de la boucle monotube est déterminée lors de la conception (voir § 7.5.3.1).

EXEMPLE

Si nous admettons pour l'installation représentée à la figure 35 que :

- $\Phi_1 = 1000 \text{ W}$, $\Phi_2 = 1590 \text{ W}$ et $\Phi_3 = 920 \text{ W}$
- $\theta_{w,ir} = 80 \text{ °C}$ et $\theta_{w,rr} = 65 \text{ °C}$,

le débit d'eau de la boucle sera égal à : $q_{m,boucle} = \frac{(1000 + 1590 + 920) \cdot 3600}{4190 \cdot (80 - 65)} = 201 \text{ kg/h}$.

7.5.2.2 DÉBIT D'EAU DANS LES CORPS DE CHAUFFE D'UNE BOUCLE MONOTUBE

Lorsque, dans des cas exceptionnels, la totalité du débit d'eau de la boucle traverse les corps de chauffe (convecteurs en série, par exemple), le débit circulant dans chaque appareil est identique au débit de la boucle déterminé selon la formule (7.19). Cette configuration est toutefois déconseillée, parce qu'elle induit une perte de charge totale importante sur la boucle monotube et une forte baisse de température de l'eau partant vers les derniers corps de chauffe de la boucle.

Dans tous les autres cas, seule une partie du débit de la boucle circule dans le corps de chauffe, tandis que la partie restante passe par une dérivation et est mélangée à l'eau de retour des autres corps de chauffe. Ce mode de distribution et de mélange se règle au niveau des vannes de radiateur, spécialement conçues à cette fin (figure 36, p. 121).

Les vannes monotubes disponibles actuellement permettent de régler le rapport entre le débit de la boucle et celui du radiateur entre 50 et 100 %. Pour la plupart des robinets monotubes, la valeur réglée en usine

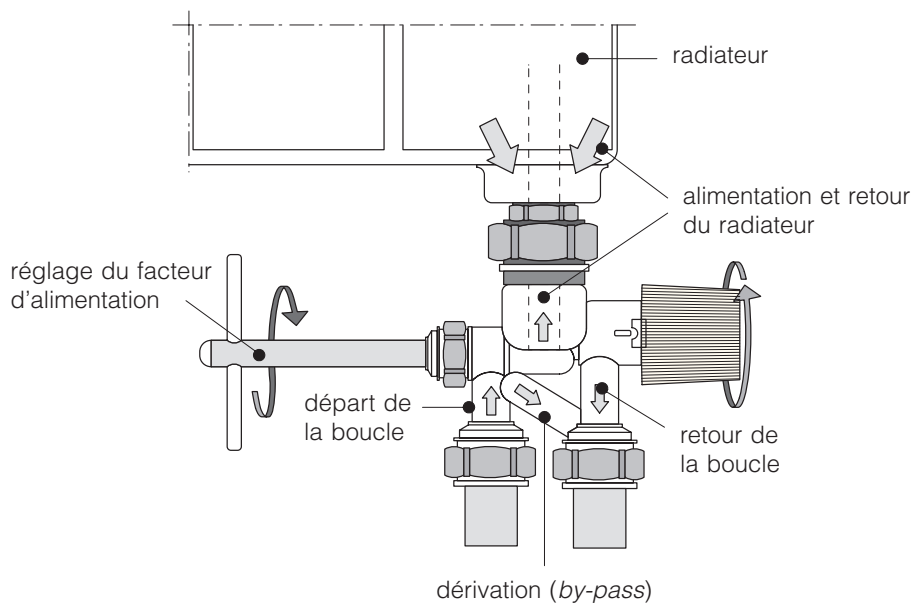


Fig. 36 Robinet de radiateur monotube à facteur d'alimentation réglable.

est de 50 %. A noter qu'une vanne monotube dont le rapport est réglé sur 100 % peut également être utilisée comme une vanne bitube conventionnelle.

Le rapport (fixe ou réglable) des débits est appelé facteur d'alimentation (noté α) et se calcule à l'aide de la formule suivante :

$$\alpha = \frac{q_{m,rad}}{q_{m,boucle}} \quad (-) \quad (7.20)$$

dans laquelle :

α = le facteur d'alimentation de la vanne monotube, sans dimension

$q_{m,rad}$ = le débit d'eau du radiateur, en kg/h

$q_{m,boucle}$ = le débit de la boucle, en kg/h, calculé selon la formule (7.19).

Le débit d'eau d'un corps de chauffe se définit donc aisément à l'aide de la formule :

$$q_{m,rad} = \alpha \cdot q_{m,boucle} \quad (\text{kg/h}). \quad (7.21)$$

EXEMPLE

Soit l'installation représentée à la figure 35 (p. 120). En supposant que le facteur d'alimentation du robinet monotube α s'élève à 0,5 (50 %), le débit d'eau circulant dans chaque radiateur du circuit sera égal à :

$$q_{m,rad} = \alpha \cdot q_{m,boucle} = 0,5 \cdot 201 = 100,5 \text{ kg/h.}$$

NOTE 31

Les radiateurs placés sur une boucle monotube sont dimensionnés selon la procédure décrite au § 7.5.4.

7.5.3 RÈGLES DE CONCEPTION PARTICULIÈRES DES BOUCLES MONOTUBES

7.5.3.1 CONCEPTION DES BOUCLES

Le calcul des circuits monotubes se limite aux boucles mêmes, c'est-à-dire au raccordement avec le collecteur (figure 33, p. 119) ou avec les colonnes (figure 34, p. 119). Les colonnes, leur raccordement au collecteur et la connexion à la chaudière sont conçus, quant à eux, comme pour une installation bitube conventionnelle.

On commence le dimensionnement par la conception de la boucle, en tenant compte des règles et contraintes suivantes :

- on doit connaître les déperditions calorifiques des locaux à chauffer et la distribution des puissances entre les différents radiateurs
- les boucles ne peuvent pas être trop longues, afin de limiter les pertes de charge totales
- la température de l'eau des radiateurs raccordés à un circuit monotube diminue à mesure que l'on se dirige en aval de l'installation. Pour éviter d'avoir de trop grands radiateurs en fin de boucle, il est conseillé de raccorder les radiateurs les plus grands ou les plus importants en termes de confort au début de la boucle (living, salle de bains) et les moins importants à la fin de la boucle (hall, WC, ...)
- la puissance totale de tous les radiateurs d'une même boucle est limitée : cette puissance correspond en effet à un débit d'eau bien précis, lequel est fonction de l'écart choisi pour la température de l'eau. Pour des raisons d'ordre acoustique, la vitesse de l'eau (correspondant au diamètre des tubes choisis) doit être proche des valeurs v_{\max} du tableau 28 (p. 114).

Le nombre de radiateurs par boucle peut également être fixé sur la base du tableau 28 (p. 114); la puissance totale maximum Φ_{\max} par boucle et le débit d'eau maximum $q_{m,\max}$ y sont précisés en fonction du type de conduites et de leur diamètre, pour trois écarts de température d'eau (10, 15 et 20 K).

Pour une même puissance totale de la boucle, le choix d'un faible écart de température ($\Delta\theta_w = 10$ K, par exemple) requiert d'office l'utilisation de tubes de plus grand diamètre du fait de l'augmentation du débit d'eau.

Ce choix, moins intéressant sur le plan économique, permet cependant de restreindre les surfaces de chauffe, ce qui se révèle en fin de compte avantageux (voir plus loin au § 7.5.4).

On le voit donc : le choix de l'écart de température de l'eau, lié au diamètre des conduits et au nombre de radiateurs sur la boucle a un impact indéniable sur le dimensionnement (et le coût) de l'installation. Bien qu'il n'existe pas de règle absolue en la matière, une valeur $\Delta\theta_w$ de 15 K semble être un bon compromis économique.

7.5.3.2 CALCUL DES PERTES DE CHARGE

La conception des circuits achevée, on peut entamer le calcul des pertes de charge totales de chaque boucle (cf. § 7.3.3).

Les pertes de charge totales doivent être identiques pour tous les circuits raccordés au même collecteur.

Le réglage par rapport à la boucle la plus défavorable se fait en introduisant une perte d'équilibrage au droit du raccord au collecteur.

7.5.4 DIMENSIONNEMENT DES CORPS DE CHAUFFE D'UNE BOUCLE MONOTUBE

7.5.4.1 EMISSION CALORIFIQUE DE CHAQUE RADIATEUR DE LA BOUCLE

La sélection des radiateurs à installer dans un circuit monotube est plus complexe que pour les installations bitubes classiques, dans lesquelles tous les corps de chauffe sont alimentés au même régime de température. Dans un système monotube, par contre, chacun des radiateurs appartenant à une même boucle est alimenté par de l'eau dont la température diffère selon sa place dans le circuit.

Ainsi, l'eau d'alimentation sera toujours la plus chaude dans le premier radiateur de la boucle. Comme l'eau du circuit est mélangée au fur et à mesure à l'eau refroidie venant des radiateurs, sa température diminue radiateur après radiateur, le dernier de la boucle étant parcouru par l'eau la plus froide.

Concrètement, il faut donc calculer l'émission de chaleur normalisée Φ_{n50} de chaque radiateur en fonction de la température réelle de l'eau à son entrée et à sa sortie.

Autrement dit, le calcul d'une installation de chauffage monotube est plus complexe et plus long que celui d'une installation bitube (le recours à un logiciel adapté est hautement recommandé). Le déroulement du calcul est décrit ci-après à l'aide d'un exemple concret.

7.5.4.2 EXEMPLE DE CALCUL

Le schéma de la figure 37 représente un circuit monotube composé de trois radiateurs (R1-R2-R3) alimentés au régime 80/65 °C.

Pour plus de détails au sujet de la puissance des radiateurs, du débit de la boucle et du débit des radiateurs, on se reportera à l'exemple discuté au § 7.5.2.1 :

- puissances requises : $\Phi_1 = 1000 \text{ W}$, $\Phi_2 = 1590 \text{ W}$ et $\Phi_3 = 920 \text{ W}$
- température de l'eau à l'entrée et à la sortie de la boucle : $\theta_{w,ir} = 80 \text{ °C}$, $\theta_{w,rr} = 65 \text{ °C}$ et $\Delta\theta_{w,r} = 15 \text{ K}$
- débit circulant dans la boucle : $q_{w,boucle} = 201 \text{ kg/h}$
- débit des radiateurs : $q_{w,rad} = 100,5 \text{ kg/h}$ (facteur d'alimentation $\alpha = 50 \%$, cf. § 7.5.2.2)
- températures ambiantes : $\theta_{a1} = 18 \text{ °C}$ (R1), $\theta_{a2} = 20 \text{ °C}$ (R2) et $\theta_{a3} = 24 \text{ °C}$ (R3).

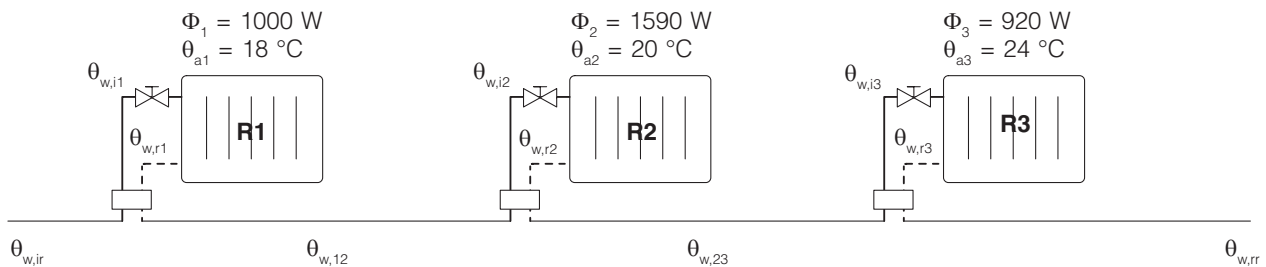


Fig. 37 Température de l'eau circulant dans les radiateurs d'une boucle monotube.

Nous décrivons brièvement ci-après la procédure de calcul de l'émission calorifique normalisée Φ_{50} pour les trois radiateurs raccordés au circuit monotube.

■ Choix des radiateurs

Les radiateurs ne peuvent être choisis que si l'on connaît la température exacte de l'eau à leur entrée $\theta_{w,ix}$ et à leur sortie $\theta_{w,rx}$.

On calcule ensuite, dans l'ordre, l'écart de température $\Delta\theta_m$, le facteur de conversion f et la valeur Φ_{n50} requise, comme exposé au § 6.3.3.

■ Température de l'eau à l'entrée de chaque radiateur

La température de l'eau à l'entrée de chaque radiateur équivaut à la température de l'eau en amont de la boucle.

Pour le radiateur R1, le calcul est très simple, la température de l'eau d'alimentation $\theta_{w,i1}$ étant la même que celle de l'eau qui entre dans la boucle, donc :

$$\theta_{w,i1} = \theta_{w,ir} = 80 \text{ °C}.$$

Pour les autres radiateurs, les températures de l'eau d'alimentation $\theta_{w,i2}$ et $\theta_{w,i3}$ sont respectivement égales aux températures intermédiaires de la boucle $\theta_{w,12}$ et $\theta_{w,23}$ (voir figure 37), qui doivent encore être calculées.

Les températures intermédiaires de la boucle $\theta_{w,12}$ et $\theta_{w,23}$ sont déterminées une à une au moyen de la formule (6.3), compte tenu du rapport entre la puissance cumulée et la puissance totale du circuit. Le calcul s'effectue comme suit :

- puissance totale de la boucle : $\Phi_{tot} = \Phi_1 + \Phi_2 + \Phi_3 = 1000 + 1590 + 920 = 3510 \text{ W}$
- baisse de température dans la boucle : $\Delta\theta_w = 80 - 65 = 15 \text{ K}$

- température de l'eau de la boucle $\theta_{w,12}$ entre les radiateurs R1 et R2 :

$$\theta_{w,12} = \theta_{w,ir} - \frac{\Phi_1 \cdot \Delta\theta_{w,r}}{\Phi_{tot}} = 80 - \frac{1000 \cdot 15}{3510} = 75,73 \text{ °C}$$

- température de l'eau de la boucle $\theta_{w,23}$ entre les radiateurs R2 et R3 :

$$\theta_{w,23} = \theta_{w,ir} - \frac{(\Phi_1 + \Phi_2) \cdot \Delta\theta_{w,r}}{\Phi_{tot}} = 80 - \frac{(1000 + 1590) \cdot 15}{3510} = 68,93 \text{ °C.}$$

Pour les radiateurs R2 et R3, les températures de l'eau d'alimentation s'élèvent donc à :

$$\theta_{w,i2} = \theta_{w,12} = 75,73 \text{ °C et } \theta_{w,i3} = \theta_{w,23} = 68,93 \text{ °C.}$$

■ Température de l'eau à la sortie de chaque radiateur

La température de l'eau à la sortie de chaque radiateur se calcule de manière analogue, sur la base de la formule (6.3), mais en tenant compte du débit réel de l'eau dans chaque radiateur (utilisation du facteur d'alimentation α).

Ce calcul donne les résultats suivants :

- température de l'eau $\theta_{w,r1}$ sortant du radiateur R1 :

$$\theta_{w,r1} = \theta_{w,ir} - \frac{\Phi_1 \cdot \Delta\theta_{w,r}}{\alpha \cdot \Phi_{tot}} = 80 - \frac{1000 \cdot 15}{0,5 \cdot 3510} = 71,45 \text{ °C}$$

- température de l'eau $\theta_{w,r2}$ sortant du radiateur R2 :

$$\theta_{w,r2} = \theta_{w,i2} - \frac{\Phi_2 \cdot \Delta\theta_{w,r}}{\alpha \cdot \Phi_{tot}} = 75,73 - \frac{1590 \cdot 15}{0,5 \cdot 3510} = 62,14 \text{ °C}$$

- température de l'eau $\theta_{w,r3}$ sortant du radiateur R3 :

$$\theta_{w,r3} = \theta_{w,i3} - \frac{\Phi_3 \cdot \Delta\theta_{w,r}}{\alpha \cdot \Phi_{tot}} = 68,93 - \frac{920 \cdot 15}{0,5 \cdot 3510} = 61,07 \text{ °C.}$$

■ Emission calorifique normalisée Φ_{50}

On connaît maintenant la température de l'eau à l'entrée et à la sortie de chaque radiateur, ainsi que la température ambiante du local où il est situé. On peut ainsi déterminer l'émission calorifique normalisée Φ_{n50} de chaque radiateur en se basant sur la valeur calculée du rapport Φ_x / Φ_{n50} .

Les résultats obtenus pour les trois radiateurs de l'exemple sont résumés au tableau 32.

Tableau 32 Températures de l'eau et émission calorifique normalisée Φ_{n50} des trois radiateurs de la boucle monotube.

Radiateurs	Φ_x (W)	θ_a (°C)	$\theta_{w,ix}$ (°C)	$\theta_{w,rx}$ (°C)	$\Delta\theta_m$ (K)	Φ_x / Φ_{n50} (-)	Φ_{n50} (W)
Radiateur 1	1000	18	80,00	71,45	57,62	1,21	828
Radiateur 2	1590	20	75,73	62,14	48,62	0,97	1642
Radiateur 3	920	24	68,93	61,07	40,87	0,77	1190

7.5.5 EXEMPLE DE DIMENSIONNEMENT D'UNE INSTALLATION MONOTUBE

7.5.5.1 SCHÉMA ET MÉTHODOLOGIE

L'exemple de calcul utilisé ici est celui d'une installation monotube simple (figure 38, p. 125) constituée d'une boucle de 4 radiateurs et d'une boucle de 5 radiateurs, l'une et l'autre raccordées à un collecteur central relié à la chaudière.

Avant de procéder aux calculs, il convient d'effectuer quelques opérations préliminaires que nous résumons ci-après par étapes successives :

- PHASE 1 : calcul des déperditions calorifiques de tous les locaux chauffés du bâtiment selon le § 4.2

- PHASE 2 : choix de l'emplacement des corps de chauffe dans chaque local à chauffer, en fonction de l'espace disponible. Si une pièce est équipée de plusieurs corps de chauffe, la puissance totale à installer (au moins égale aux déperditions calorifiques calculées) sera répartie entre les différents appareils
- PHASE 3 : pas encore de choix possible des corps de chauffe, puisque la température moyenne de l'eau d'alimentation doit encore être calculée
- PHASE 4 : dimensionnement des boucles d'après les plans du bâtiment. Comme exposé au § 7.5.3.1, le nombre de radiateurs par boucle dépend de la puissance totale de tous les radiateurs de la boucle, du diamètre des conduits et de l'écart retenu entre les températures d'eau. Pour le choix définitif de ces critères de conception, on s'inspire des valeurs indicatives du tableau 28 (p. 114)
- PHASE 5 : réalisation d'un schéma isométrique (figure 38) reprenant au moins les données suivantes :
 - tracé des circuits, des radiateurs, du ou des collecteurs et du réseau de conduits reliant le ou les collecteurs à la chaudière (tracé typique d'une installation bitube)
 - tous les coudes et robinets d'arrêt prévus
 - puissances nécessaires à installer pour chaque corps de chauffe, puissance totale de chaque boucle et température ambiante des locaux à chauffer
 - numérotation des conduits : on attribue un seul numéro à chaque boucle monotube, celle-ci étant considérée comme un tronçon unique; les tronçons de l'installation qui n'appartiennent pas à la boucle (colonnes, raccordements à la chaudière, etc.) sont numérotés en ordre logique de la même manière que pour une installation bitube.

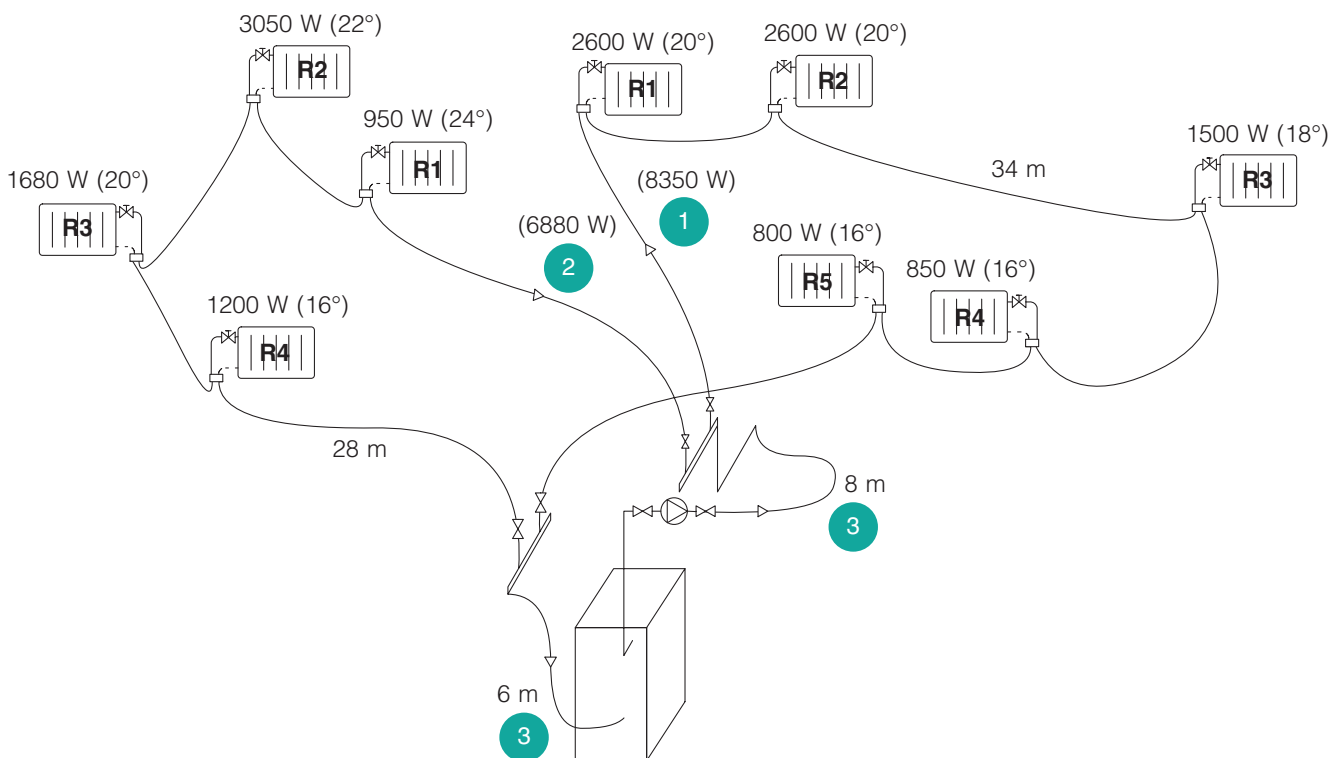


Fig. 38 Installation monotube envisagée dans l'exemple de calcul.

7.5.5.2 DIAMÈTRE DES CONDUITES DES BOUCLES MONOTUBES

Dans l'exemple de calcul, les radiateurs sont répartis en deux circuits d'une puissance $\Sigma\Phi_{\text{tot}}$ de 8350 W pour les cinq radiateurs du circuit 1 et de 6880 W pour les quatre radiateurs du circuit 2.

Si les boucles monotubes sont réalisées au moyen de conduits en cuivre et que l'on se réfère au tableau 28 (p. 114), trois options sont possibles :

- soit des conduits DN20 pour un écart de température $\Delta\theta_w$ de 10 K ($\Phi_{\text{max}} = 8450$)
- soit des conduits DN18 pour un écart de température $\Delta\theta_w$ de 15 K ($\Phi_{\text{max}} = 9210$)
- soit encore des conduits DN16 pour un écart de température $\Delta\theta_w$ de 20 K ($\Phi_{\text{max}} = 8580$).

Le recours à des conduits plus grands et plus coûteux (DN20) permettra de choisir des radiateurs plus petits et donc moins chers (le surdimensionnement peut être réduit même si l'écart de température $\Delta\theta_w$ est limité); à l'inverse, des conduits plus petits et moins chers (DN16) nécessitent des radiateurs de grand format. Comme précisé au § 7.5.3.1, un écart de température $\Delta\theta_w$ de 15 K et un tube DN18 constituent un bon compromis économique. Pour terminer, il convient de choisir un régime de température approprié (80/65 °C, voir Note 32) ainsi que des robinets de radiateur présentant un facteur d'alimentation de 50 % ($\alpha = 0,5$) et une valeur k_v de 2,5 m³/h ($\zeta = 16,8$).

NOTE 32

Le recours à des températures d'eau plus basses peut entraîner un surdimensionnement des radiateurs tel que ce choix ne serait plus rentable économiquement, à moins d'adapter la conception de l'installation (en scindant chaque circuit en plusieurs boucles, par exemple).

7.5.5.3 CALCUL DES PERTES DE CHARGE

Les pertes de charge des boucles monotubes et du raccordement à la chaudière se calculent selon les mêmes principes que pour les installations bitubes (voir §§ 7.3.7.2 à 7.3.7.4). On pourra éventuellement utiliser la même feuille de calcul. Les résultats sont présentés aux tableaux 33 et 34.

Tableau 33 Coefficients de perte de charge des circuits d'une installation monotube.

N° du circuit ou du conduit	Diamètre intérieur D_i (m)	v_x/v	Élément de l'installation	Nombre n	Valeur ζ	$n \cdot \zeta$	$\Sigma n \cdot \zeta$
1	0,016	0,68/0,43 = 1,58	Radiateur	5	2,5	12,5	117,5
			Vanne thermostatique	5	16,8	84	
			Coude	12	0,5	6	
			Robinet d'arrêt	2	6	12	
			Branchement (divergent)	1	1,5	1,5	
			Branchement (convergent)	1	1,5	1,5	
2	0,016	0,56/0,43 = 1,30	Radiateur	4	2,5	10	97,2
			Vanne thermostatique	4	16,8	67,2	
			Coude	10	0,5	5	
			Robinet d'arrêt	2	6	12	
			Branchement (divergent)	1	1,5	1,5	
			Branchement (convergent)	1	1,5	1,5	
3	0,0272	-	Collecteur (départ)	1	0,5	0,5	3,5
			Collecteur (retour)	1	1	1	
			Robinet d'arrêt	4	6	24	
			Chaudière	1	2,5	2,5	
			Coude	11	0,5	5,5	

Quelques remarques peuvent être formulées au sujet du tableau 34 (p. 127) :

- les débits d'eau des boucles (colonne 3) sont calculés selon la formule (7.19)
- les valeurs de R et de v (colonnes 5 et 8) sont déduites du tableau A.6 (p. 230) (tubes en cuivre) et du tableau A.3 (p. 227) (tubes en acier et raccord entre le collecteur et la chaudière) en tenant compte des débits calculés
- les deux boucles monotubes doivent être en équilibre au droit du collecteur. On introduira dès lors, sur la boucle 2, une perte d'équilibrage par rapport au circuit le plus défavorable (boucle 1) au moyen d'une vanne de réglage au droit de la dérivation vers le collecteur; cette perte de charge sera égale à (voir colonne 14) :

$$\Delta p_{\text{reg}} = 37854 - 21451 = 16403 \text{ Pa}$$

- le raccordement à la chaudière doit s'effectuer au moyen de tubes d'acier présentant un diamètre nominal DN25 et un diamètre intérieur D_i de 0,0272 m. Les valeurs indicatives du tableau 25 (p. 103) peuvent servir de critères de choix.

Tableau 34 Feuille de calcul pour le dimensionnement d'une installation monotube.

Régime de température : 80/65 °C $\Delta\theta_w = 15 \text{ K}$		Température moyenne de l'eau (θ_m) : 70 °C Masse volumique de l'eau (ρ_m) : 978 kg/m ³												
N° du circuit	Puissance (W)	Débit (kg/h)	Diamètre (m)	Pertes de charge linéaires		Pertes de charge singulières		Pertes de charge totales	Effet thermo-siphon	Pertes de charge cumulées	Réglage			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	
N°	$\Sigma\Phi$ (W)	q_m (kg/h)	D_i (m)	R (Pa/m)	L (m)	R · L (Pa)	v (m/s)	$\Sigma\zeta$ (-)	Δp_z (Pa)	R · L + Δp_z (Pa)	Δp_s (Pa)	Δp_{tot} (Pa)	Δp_{reg} (Pa)	
1. Dimensionnement des circuits monotubes														
1	8350	478	0,016	337	34	11458	0,68	118	26405	37854	-	37854	-	
2	6880	394	0,016	240	28	6720	0,56	97	14731	21451	-	21451	16403	
2. Dimensionnement du raccord entre le collecteur et la chaudière														
3	15230	872	0,0272	94	14	1316	0,43	34	3029	4345	-	42200	-	
3. Caractéristiques de la pompe (point de fonctionnement théorique)														
											$q_{tot} = 872$			$\Delta p_{tot} = 42200$

7.5.5.4 DIMENSIONNEMENT DES RADIATEURS

7.5.5.4.1 PROCÉDURE

Le calcul de la valeur réelle et de la valeur normalisée de l'émission calorifique des radiateurs placés sur une boucle monotube est exposé en détail au § 7.5.4.

La procédure qui y est décrite peut être appliquée, pour plus de facilité, à l'aide de la feuille de calcul reprise à l'Annexe G (p. 243).

Cette feuille de calcul est complétée au tableau 35 pour les radiateurs des boucles monotubes considérées dans l'exemple. Les résultats de ce tableau sont explicités ci-après.

Tableau 35 Dimensionnement des radiateurs de l'installation monotube considérée dans l'exemple.

Régime de température : 80/65 °C $\Delta\theta_{w,r} = 15 \text{ K}$						Facteur d'alimentation α du robinet monotube : 50 %			
Radiateurs			Températures de l'eau			Emission calorifique normalisée			
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)
N° du radiateur	Φ_x (W) (¹)	$\Sigma\Phi_x$ (W) (²)	$\theta_{w,xy}$ (°C) (³)	$\theta_{w,ix}$ (°C) (⁴)	$\theta_{w,rx}$ (°C) (⁵)	θ_a (°C) (⁶)	$\Delta\theta_m$ (°C) (⁷)	$\Phi_x/\Phi_{x,n50}$ (-) (⁸)	$\Phi_{x,n50}$ (W) (⁹)
Boucle 1			$\theta_{w,ir} = 80$						
R1	2600	2600	75,33	80,00	70,66	20	55,20	1,14	2276
R2	2600	5200	70,66	75,33	65,99	20	50,51	1,02	2554
R3	1500	6700	67,96	70,66	65,27	18	49,92	1,00	1497
R4	850	7550	66,44	67,96	64,91	16	50,42	1,02	837
R5	800	8350	65,00	66,44	63,56	16	48,99	0,98	818
$\Phi_{tot,1} = 8350$ (W)									
Boucle 2			$\theta_{w,ir} = 80$						
R1	950	950	77,93	80,00	75,86	24	53,90	1,11	858
R2	3050	4000	71,28	77,93	64,63	22	48,98	0,98	3119
R3	1680	5680	67,62	71,28	63,95	20	47,52	0,94	1787
R4	1200	6880	65,00	67,62	62,39	16	48,95	0,98	1228
$\Phi_{tot,2} = 6880$ (W)									
<p>(¹) Emission calorifique du radiateur x (basées sur les déperditions calorifiques calculées). (²) Emission calorifique cumulée des radiateurs du circuit ($\Phi_{tot,z}$ = émission calorifique totale du circuit z). (³) Température d'eau de la boucle entre le radiateur x et le radiateur y : $\theta_{w,xy} = \theta_{w,ir} - (\Sigma\Phi_x \cdot \Delta\theta_{w,r} / \Phi_{tot,z})$. (⁴) Température de l'eau à l'entrée du radiateur x (égale à la température d'eau de la boucle en amont du radiateur x). (⁵) Température de l'eau à la sortie du radiateur x : $\theta_{w,rx} = \theta_{w,ix} - (\Phi_x \cdot \Delta\theta_{w,r} / \alpha \cdot \Phi_{tot,z})$. (⁶) Température du local. (⁷) Ecart entre la température de l'eau et celle du local : $\Delta\theta_m = (\theta_{w,ix} - \theta_{w,rx}) / \ln[(\theta_{w,ix} - \theta_a) / (\theta_{w,rx} - \theta_a)]$. (⁸) Facteur de conversion de l'émission calorifique normalisée : $\Phi_x / \Phi_{x,n50} = (\Delta\theta_m / 49,83)^{1,3}$. (⁹) Emission calorifique normalisée du radiateur choisi.</p>									

7.5.5.4.2 DONNÉES GÉNÉRALES RELATIVES À LA BOUCLE MONOTUBE

Les données générales ci-dessous ont été prises comme base de calcul :

- régime de température : 80/65 °C
- température à l'entrée de la boucle : $\theta_{w,ir} = 80$ °C
- écart entre la température à l'entrée et celle à la sortie de la boucle : $\Delta\theta_{w,r} = 15$ K.

7.5.5.4.3 DIMENSIONNEMENT DES RADIATEURS

Le dimensionnement des radiateurs s'effectue comme suit (tableau 35) :

- colonnes 2 et 3 – puissances installées : dans ces colonnes, on indique l'émission calorifique réelle Φ_x

et l'émission cumulée $\Sigma\Phi_x$ de tous les radiateurs de la boucle. La puissance totale des deux boucles s'élève respectivement à :

$$\Phi_{\text{tot},1} = 8350 \text{ W et } \Phi_{\text{tot},2} = 6880 \text{ W}$$

- colonne 4 – température de l'eau circulant entre les radiateurs : dans cette colonne, la température de l'eau circulant dans la boucle (z) entre le radiateur (x) et le radiateur suivant (y) est calculée pour chaque radiateur selon la formule :

$$\theta_{w,xy} = \theta_{w,ir} - \frac{\Sigma\Phi_x \cdot \Delta\theta_{w,r}}{\Phi_{\text{tot},z}} \quad (^\circ\text{C}).$$

Ainsi, par exemple, l'eau circulant entre les radiateurs R3 et R4 est à une température égale à :

$$\theta_{w,34} = 80 - \frac{6700.15}{8350} = 67,96 \text{ }^\circ\text{C}$$

- colonne 5 – température de l'eau à l'entrée des radiateurs : la température de l'eau à l'entrée du premier radiateur de la boucle (R1) est égale à la température régnant à l'entrée de la boucle, soit $\theta_{w,ir} = 80 \text{ }^\circ\text{C}$. La température de l'eau à l'entrée des autres radiateurs de la boucle équivaut à la température de l'eau circulant dans la boucle entre le radiateur concerné et le radiateur placé en amont (valeurs indiquées dans la colonne 4), soit :

$$\theta_{w,iy} = \theta_{w,xy}$$

En reportant les températures de la colonne 4 une case plus bas, à la colonne 5, on obtient la température de l'eau à l'entrée de chaque radiateur. Par exemple, la température de l'eau à l'entrée du radiateur R4 s'élève à : $\theta_{w,i4} = \theta_{w,34} = 67,96 \text{ }^\circ\text{C}$

- colonne 6 – température de l'eau à la sortie du radiateur : la température réelle de l'eau à la sortie de chaque radiateur est calculée ici selon la formule :

$$\theta_{w,rx} = \theta_{w,ix} - \frac{\Phi_x \cdot \Delta\theta_{w,r}}{\alpha \cdot \Phi_{\text{tot},z}} \quad (^\circ\text{C}).$$

Le facteur d'alimentation α tient compte du débit réel traversant le radiateur; dans l'exemple, il est de 0,5. Pour le radiateur R3 (boucle 1), on obtient par exemple :

$$\theta_{w,r3} = 70,66 - \frac{1500.15}{0,5.8350} = 65,27 \text{ }^\circ\text{C}$$

- colonne 7 – température du local : on note ici la température ambiante θ_a régnant dans le local où est situé le radiateur
- colonnes 8 et 9 – facteurs de conversion : pour pouvoir déterminer l'émission calorifique Φ_{n50} de chaque radiateur, on calcule tout d'abord la valeur du facteur de conversion Φ/Φ_{n50} . Etant donné que, dans une installation monotube, la température de l'eau est différente à l'entrée et à la sortie de chaque radiateur, il est impossible d'utiliser les valeurs précalculées au tableau D.1 (p. 237). On aura donc recours aux formules (6.1) et (6.2). Ainsi, pour le radiateur R3, on trouve à la colonne 8 :

$$\Delta\theta_m = \frac{70,66 - 65,27}{\ln\left(\frac{70,66 - 18}{65,27 - 18}\right)} = \frac{5,39}{\ln(1,11)} = 49,92 \text{ K.}$$

A la colonne 9, la valeur est arrondie :

$$\frac{\Phi_x}{\Phi_{n50}} = \left(\frac{49,92}{49,83}\right)^{1,3} = 1^{1,3} = 1 \quad (-)$$

- colonne 10 – émission calorifique normalisée : enfin, on note ici l'émission calorifique normalisée Φ_{n50} en fonction de la valeur obtenue pour Φ_x/Φ_{n50} . Pour le radiateur R3, on aura par exemple : $\Phi_{n50} = 1500 / 1,00 = 1500 \text{ W}$ (valeur arrondie). La valeur Φ_{n50} ainsi calculée permettra de choisir le radiateur le plus adapté au régime 75/65 °C dans les tableaux d'émission des fabricants; ce choix sera effectué dans la colonne correspondant à la température ambiante de 20 °C.

7.6 CONCEPTION D'UNE BOUCLE DE TICHELMANN

7.6.1 SCHÉMA DE PRINCIPE ET FONCTIONNEMENT

Lorsqu'une installation bitube est très étendue et comporte un grand nombre de radiateurs en parallèle, comme dans les grands édifices publics, les écoles ou les hôpitaux, la différence de perte de charge entre le circuit comprenant le radiateur le plus éloigné de la chaudière et celui comportant le radiateur le plus proche peut être particulièrement importante, à tel point que l'équilibre sera pratiquement impossible à rétablir au moyen d'une vanne de réglage. Cet écart est même susceptible d'engendrer des problèmes acoustiques dans les dispositifs de réglage.

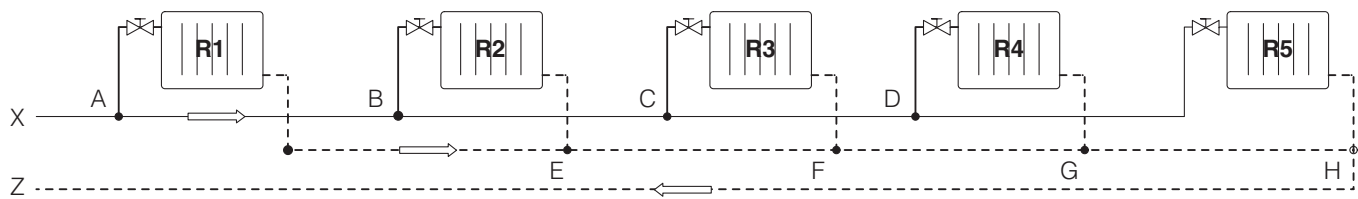


Fig. 39 Schéma de principe de la boucle de Tichelmann.

En présence d'une longue série de radiateurs, on peut contourner le problème en raccordant les conduites de départ et de retour comme illustré à la figure 39. L'avantage de ce mode de raccordement, dit boucle de Tichelmann, réside dans le fait que la longueur totale de chaque circuit est plus ou moins identique et que les circuits présenteront par conséquent des pertes de charge similaires.

Ainsi, pour les circuits de radiateurs R1, R3 et R5, on peut admettre que :

$$\begin{aligned} \text{la longueur du circuit (X-A-R1-E-F-G-H-Z)} &\approx \text{la longueur du circuit (X-A-B-C-R3-F-G-H-Z)} \\ &\approx \text{la longueur du circuit (X-A-B-C-D-R5-H-Z)}. \end{aligned}$$

Etant donné que, dans une boucle de Tichelmann, la longueur du circuit de chaque radiateur varie peu et que l'équilibre est en quelque sorte intégré au système, on peut s'attendre à ce que les pertes de charge totales des circuits diffèrent peu les unes des autres. Quoiqu'il faille relativiser cette affirmation, on peut malgré tout en conclure que les réglages seront plus limités (en valeurs absolues) que dans une installation bitube classique.

On notera néanmoins que les investissements consentis pour réaliser une boucle de Tichelmann se révéleront plus coûteux, puisque la longueur totale de conduits sera plus étendue. Ce surcoût pourra toutefois être compensé grâce à une utilisation plus rationnelle de l'énergie de la pompe (pertes de charge totales plus faibles).

NOTE 33

Le principe de la boucle de Tichelmann peut également s'appliquer pour raccorder des chaudières ou des pieds de colonnes placés sur une même boucle.

Le dimensionnement et le réglage de ce type de raccordement s'opèrent selon les mêmes règles que celles en vigueur pour les radiateurs de la boucle de Tichelmann.

7.6.2 RÈGLES DE CONCEPTION PARTICULIÈRES AUX BOUCLES DE TICHELMANN

7.6.2.1 DIMENSIONNEMENT DES CIRCUITS

Le dimensionnement des boucles de Tichelmann s'effectue comme pour une installation bitube classique : on calcule donc les pertes de charge totales et les pertes d'équilibrage pour chaque circuit en fonction des pertes du circuit le plus défavorable.

Dans ce type d'installation, le circuit le plus défavorable n'est pas forcément celui qui comprend le radiateur le plus éloigné de la chaudière, c'est-à-dire qui possède la plus longue conduite de départ (par exemple, le radiateur R5 à la figure 39).

Le circuit le plus défavorable peut aussi être le circuit qui possède la plus longue conduite de retour, c'est-à-dire celui du radiateur le plus proche de la chaudière (par exemple, le radiateur R1 à la figure 39), voire encore le circuit d'un radiateur intermédiaire.

Pour connaître le circuit de radiateur le plus défavorable, on commence par dimensionner les deux circuits précités, les valeurs indicatives du tableau 24 (p. 102) (v_{\max} et R_{\max}) servant à nouveau de base pour déterminer le diamètre des tubes. Une fois les diamètres choisis, on procède au calcul des pertes

de charge totales pour les deux circuits. Le circuit de radiateur présentant la plus grande perte de charge totale ($\Delta p_{tot,max}$) tient alors généralement lieu de circuit le plus défavorable.

7.6.2.2 PERTES DE CHARGE À INSTAURER POUR L'ÉQUILIBRAGE

Après avoir dimensionné les autres circuits de radiateurs de l'installation Tichelmann, on calcule les pertes de charge à instaurer pour l'équilibrage par rapport aux pertes maximales du circuit le plus défavorable, soit :

$$\Delta p_{reg,RX} = \Delta p_{tot,max} - \Delta p_{tot,RX} \quad (\text{Pa}) \quad (7.22)$$

où

- $\Delta p_{reg,RX}$ = les pertes de charge, en Pa, à instaurer pour la régulation du radiateur RX
- $\Delta p_{tot,max}$ = les pertes de charge totales, en Pa, du circuit de radiateur le plus défavorable
- $\Delta p_{tot,RX}$ = les pertes de charge totales, en Pa, du circuit de radiateur RX.

7.6.3 EXEMPLE DE DIMENSIONNEMENT D'UNE BOUCLE DE TICHELMANN

7.6.3.1 SCHÉMA ET MÉTHODOLOGIE

Le schéma de principe de la boucle de Tichelmann envisagée dans notre exemple est illustré à la figure 40. L'installation compte cinq radiateurs d'une puissance totale de 30238 W, alimentés au régime 80/60 °C. Toutes les conduites sont en acier.

Les opérations préparatoires au dimensionnement de l'installation sont identiques à celles exposées au § 7.3.7.1 pour le système bitube, hormis les points suivants :

- le schéma de principe (figure 40) doit représenter à la fois les conduites de départ et de retour, puisque leur tracé est différent
- les tronçons d'alimentation et de retour de la boucle de Tichelmann sont numérotés séparément; le raccordement de chaque radiateur peut toutefois être considéré comme un seul tronçon (un seul numéro de tuyau).

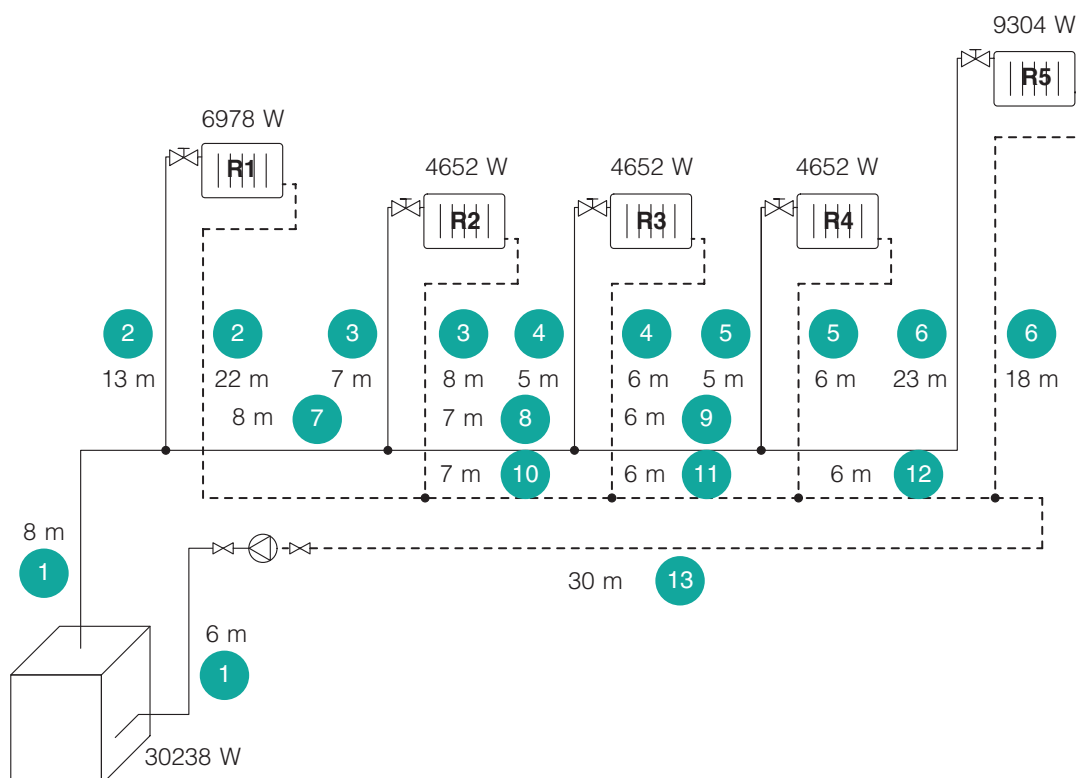


Fig. 40 Schéma de principe de la boucle de Tichelmann choisie comme exemple.

7.6.3.2 DIMENSIONNEMENT DU CIRCUIT LE PLUS DÉFAVORABLE

Comme précisé au § 7.6.2, la conception de la boucle de Tichelmann commence par le dimensionnement des circuits présentant la plus longue conduite de départ (radiateur R5) et la plus longue conduite de retour (radiateur R1). Les débits d'eau, le diamètre des conduits et les pertes de charge sont déterminés pour ces deux circuits de la même manière que pour une installation bitube (voir §§ 7.3.7.2 et 7.3.7.3).

Les résultats de calcul sont inscrits dans les colonnes 1 à 13 du tableau 36 (p. 133-134); les détails relatifs à la détermination des coefficients de perte de charge totale des tronçons sont repris au tableau 37 (p. 135). Le tableau 36 fait apparaître que le circuit le plus défavorable est celui présentant le retour le plus long; il s'agit en l'occurrence du circuit de radiateur R5 pour lequel on a : $\Delta p_{\text{tot}} = 24610 \text{ Pa}$.

7.6.3.3 DIMENSIONNEMENT DES AUTRES CIRCUITS

Il est à noter qu'à l'exception des raccords de radiateurs, la plupart des tronçons de ces circuits (R2, R3 et R4) ont déjà été dimensionnés lors du calcul du circuit présentant le retour le plus long (R1) et l'alimentation la plus longue (R5). Pour dimensionner les circuits restants, il suffit donc de récupérer les données relatives aux tronçons communs des circuits de radiateur R1 et R5 figurant dans les colonnes 1 à 11 du tableau 36.

Pour le raccordement des radiateurs R2 (tronçon 3), R3 (tronçon 4) et R4 (tronçon 5), on a choisi des conduits d'un diamètre nominal DN15 et d'un diamètre intérieur D_i de 0,016 m compte tenu des valeurs q_{max} du tableau 25 (p. 103).

Pour terminer, il faut encore calculer les pertes de charge cumulées Δp_{tot} des circuits de radiateurs R2, R3 et R4 (colonne 13, tableau 36).

7.6.3.4 PERTES DE CHARGE À INSTAURER POUR L'ÉQUILIBRAGE

Les pertes de charge à instaurer pour l'équilibrage peuvent être déterminées facilement sur la base des pertes de charge totales de chaque circuit de radiateur. On calcule ensuite la perte d'équilibrage par rapport au circuit le plus défavorable :

- le tableau 36 (colonne 13) donne pour les cinq circuits de radiateur les pertes de charge totales suivantes :
 - $\Delta p_{\text{tot,R1}} = 15801 \text{ Pa}$
 - $\Delta p_{\text{tot,R2}} = 15962 \text{ Pa}$
 - $\Delta p_{\text{tot,R3}} = 15423 \text{ Pa}$
 - $\Delta p_{\text{tot,R4}} = 15257 \text{ Pa}$
 - $\Delta p_{\text{tot,R5}} = 24610 \text{ Pa}$ (circuit le plus défavorable)
- pour équilibrer les circuits, une perte doit être instaurée sur chaque circuit de radiateur (différence entre la perte de charge totale du circuit concerné et celle du circuit le plus défavorable), soit :
 - $\Delta p_{\text{reg,R1}} = \Delta p_{\text{tot,R5}} - \Delta p_{\text{tot,R1}} = 24610 - 15801 = 8809 \text{ Pa}$
 - $\Delta p_{\text{reg,R2}} = \Delta p_{\text{tot,R5}} - \Delta p_{\text{tot,R2}} = 24610 - 15962 = 8648 \text{ Pa}$
 - $\Delta p_{\text{reg,R3}} = \Delta p_{\text{tot,R5}} - \Delta p_{\text{tot,R3}} = 24610 - 15423 = 9187 \text{ Pa}$
 - $\Delta p_{\text{reg,R4}} = \Delta p_{\text{tot,R5}} - \Delta p_{\text{tot,R4}} = 24610 - 15257 = 9353 \text{ Pa}$
 - $\Delta p_{\text{reg,R5}} = 0 \text{ Pa}$
- ces valeurs sont indiquées dans la colonne 14 du tableau 36, à hauteur du tronçon comportant le radiateur concerné.

NOTE 34

Toutes les pertes de charge calculées pour l'équilibrage sont du même ordre de grandeur, ce qui est caractéristique de la boucle de Tichelmann en raison de l'équilibre 'intégré' lors de la conception.

(suite du texte à la page 135)

Tableau 36 Feuille de calcul pour le dimensionnement de la boucle de Tichelmann.

Régime de température : 80/60 °C $\Delta\theta_w = 20\text{ K}$		Température moyenne de l'eau (θ_m) : 70 °C Masse volumique de l'eau (ρ_m) : 978 kg/m ³												
N° du tube	Puissance $\Sigma\Phi$ (W)	Débit q_m (kg/h)	Diamètre D_i (m)	Pertes de charge linéaires			Pertes de charge singulières				Pertes de charge totales	Effet thermo-siphon	Pertes de charge cumulées	Réglage
				R	L	R · L	v	$\Sigma\zeta$	Δp_z	R · L + Δp_z	Δp_s	Δp_{ot}	Δp_{reg}	
				(Pa/m)	(m)	(Pa)	(m/s)	(-)	(Pa)	(Pa)	(Pa)	(Pa)	(Pa)	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	
N°	$\Sigma\Phi$ (W)	q_m (kg/h)	D_i (m)	R (Pa/m)	L (m)	R · L (Pa)	v (m/s)	$\Sigma\zeta$ (-)	Δp_z (Pa)	R · L + Δp_z (Pa)	Δp_s (Pa)	Δp_{ot} (Pa)	Δp_{reg} (Pa)	
1. Dimensionnement du circuit R1 (circuit avec le retour le plus long)														
1	30238	1299	0,0359	48	14	672	0,36	10,5	684	1356	-	1356		
2	6978	300	0,0216	40	35	1400	0,23	356,3	9427	10827	-	12182	8808	
10	11630	500	0,0216	105	7	735	0,39	0,0	0	735	-	12917		
11	16282	699	0,0272	63	6	378	0,34	0,5	29	407	-	13324		
12	20934	899	0,0272	97	6	582	0,44	0,0	0	582	-	13906		
13	30238	1299	0,0359	48	30	1440	0,36	7,0	456	1896	-	15801		
				98										
2. Dimensionnement du circuit R5 (circuit avec la plus longue alimentation = circuit le plus défavorable)														
1	30238	1299	0,0359	48	14	672	0,36	10,5	684	1356	-	1356		
7	23260	999	0,0272	120	8	960	0,49	0,0	0	960	-	2316		
8	18608	799	0,0272	80	7	560	0,39	0,2	15	575	-	2891		
9	13956	600	0,0272	46	6	276	0,29	0,2	8	284	-	3175		
6	9304	400	0,0216	70	41	2870	0,31	354,4	16669	19539	-	22714	0	
13	30238	1299	0,0359	48	30	1440	0,36	7,0	456	1896	-	24610		
				106										
3. Dimensionnement du circuit R2														
1	30238	1299	0,0359	48	14	672	0,36	10,5	684	1356	-	1356		
7	23260	999	0,0272	120	8	960	0,49	0,0	0	960	-	2316		
3	4652	200	0,0160	86	15	1290	0,28	223,7	8737	10027	-	12342	8648	
10	11630	500	0,0216	105	7	735	0,39	0,0	0	735	-	13077		
11	16282	699	0,0272	63	6	378	0,34	0,5	29	407	-	13484		
12	20934	899	0,0272	97	6	582	0,44	0,0	0	582	-	14066		
13	30238	1299	0,0359	48	30	1440	0,36	7,0	456	1896	-	15962		
				86										

(suite du tableau à la page 134)

Tableau 36 Feuille de calcul pour le dimensionnement de la boucle de Tichelmann (suite).

Régime de température : 80/60 °C $\Delta\theta_w = 20\text{ K}$		Température moyenne de l'eau (θ_m) : 70 °C Masse volumique de l'eau (ρ_m) : 978 kg/m ³												
N° du tube	Puissance $\Sigma\Phi$ (W)	Débit q_m (kg/h)	Diamètre D_i (m)	Pertes de charge linéaires			Pertes de charge singulières				Pertes de charge totales	Effet thermosiphon	Pertes de charge cumulées	Réglage
				R	L	R . L	v	$\Sigma\zeta$	Δp_z	R . L + Δp_z	Δp_s	Δp_{tot}		
				(Pa/m)	(m)	(Pa)	(m/s)	(-)	(Pa)	(Pa)	(Pa)	(Pa)	(Pa)	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	
N°	$\Sigma\Phi$ (W)	q_m (kg/h)	D_i (m)	R (Pa/m)	L (m)	R . L (Pa)	v (m/s)	$\Sigma\zeta$ (-)	Δp_z (Pa)	R . L + Δp_z (Pa)	Δp_s (Pa)	Δp_{tot} (Pa)	Δp_{reg} (Pa)	
4. Dimensionnement du circuit R3														
1	30238	1299	0,0359	48	14	672	0,36	10,5	684	1356	-	1356	-	
7	23260	999	0,0272	120	8	960	0,49	0,0	0	960	-	2316	-	
8	18608	799	0,0272	80	7	560	0,39	0,2	15	575	-	2891	-	
4	4652	200	0,0160	86	11	946	0,28	222,8	8702	9648	-	12538	9187	
11	16282	699	0,0272	63	6	378	0,34	0,5	29	407	-	12945	-	
12	20934	899	0,0272	97	6	582	0,44	0,0	0	582	-	13527	-	
13	30238	1299	0,0359	48	30	1440	0,36	7,0	456	1896	-	15423	-	
					82									
5. Dimensionnement du circuit R4														
1	30238	1299	0,0359	48	14	672	0,36	10,5	684	1356	-	1356	-	
7	23260	999	0,0272	120	8	960	0,49	0,0	0	960	-	2316	-	
8	18608	799	0,0272	80	7	560	0,39	0,2	15	575	-	2891	-	
9	13956	600	0,0272	46	6	276	0,29	0,2	8	284	-	3175	-	
5	4652	200	0,0160	86	11	946	0,28	221,7	8659	9605	-	12780	9352	
12	20934	899	0,0272	97	6	582	0,44	0,0	0	582	-	13362	-	
13	30238	1299	0,0359	48	30	1440	0,36	7,0	456	1896	-	15257	-	
					82									
6. Caractéristiques de la pompe (point de fonctionnement théorique)														
		$q_{tot} = 1299$											$\Delta p_{tot} = 24610$	

Tableau 37 Coefficients de perte de charge des tronçons d'une boucle de Tichelmann.

N° du conduit	Diamètre intérieur D_i (m)	v_x/v	Élément de l'installation	Nombre n	Valeur ζ	$n \cdot \zeta$	$\sum n \cdot \zeta$
1	0,0359	–	Chaudière	1	2,5	2,5	10,5
			Robinet d'arrêt	1	6	6	
			Coude	4	0,5	2	
2	0,0216	0,23/0,36 = 0,64	Branchement (divergent)	1	3	3	356,3
			Radiateur + vanne	1 + 1	348+2,5	350,5	
		0,23/0,39 = 0,59	Coude	5	0,5	2,5	
			Branchement (convergent)	1	0,8	0,8	
10	0,0216	0,39/0,34 = 1,15	Branchement (convergent)	1	0	0	0
11	0,0272	0,34/0,44 = 0,77	Branchement (convergent)	1	0,5	0,5	0,5
12	0,0272	0,44/0,36 = 1,22	Branchement (convergent)	1	0	0	0
13	0,0359	–	Robinet d'arrêt	1	6	6	7
			Coude	2	0,5	1	
7	0,0272	0,49/0,36 = 1,36	Branchement (divergent)	1	0	0	0
8	0,0272	0,39/0,49 = 0,80	Branchement (divergent)	1	0,2	0,2	0,2
9	0,0272	0,29/0,39 = 0,74	Branchement (divergent)	1	0,2	0,2	0,2
6	0,0216	0,31/0,29 = 1,07	Branchement (divergent)	1	0	0	354,4
			Radiateur + vanne	1 + 1	348+2,5	350,5	
		0,31/0,36 = 0,86	Coude	5	0,5	2,5	
			Branchement (convergent)	1	1,4	1,4	
3	0,0160	0,28/0,49 = 0,57	Branchement (divergent)	1	4	4	223,7
			Radiateur + vanne	1 + 1	214+2,5	216,5	
		0,28/0,39 = 0,72	Coude	4	0,5	2	
			Branchement (convergent)	1	1,2	1,2	
4	0,0160	0,28/0,39 = 0,72	Branchement (divergent)	1	3	3	222,8
			Radiateur + vanne	1 + 1	214+2,5	216,5	
		0,28/0,34 = 0,82	Coude	4	0,5	2	
			Branchement (convergent)	1	1,3	1,3	
5	0,0160	0,28/0,29 = 0,96	Branchement (divergent)	1	2	2	221,7
			Radiateur + vanne	1 + 1	214+2,5	216,5	
		0,28/0,44 = 0,64	Coude	4	0,5	2	
			Branchement (convergent)	1	1,1	1,2	

7.6.3.5 DÉBIT TOTAL ET PERTES DE CHARGE TOTALES (POINT DE FONCTIONNEMENT THÉORIQUE)

Le débit total et les pertes de charge totales de l'installation dépendent des caractéristiques du circuit de radiateur le plus défavorable (R5), soit :

- $q_{m,tot}$ = débit total = 1299 kg/h (colonne 3)
- Δp_{tot} = perte de charge cumulée = 24610 Pa (colonne 13).

Ces données sont déterminantes pour le choix de la pompe.

8 CIRCULATEURS

8.1	Introduction	139
8.2	Types de circulateurs pour les installations de chauffage central	139
8.3	Courbe caractéristique de l'installation, courbe caractéristique de la pompe et point de fonctionnement théorique.....	140
8.3.1	Unités et symboles utilisés	140
8.3.2	Courbe caractéristique de l'installation.....	141
8.3.3	Courbe caractéristique de la pompe	142
8.3.4	Point de fonctionnement théorique et pratique de l'installation	143
8.4	Puissance, rendement, consommation d'énergie et NPSH des pompes.....	144
8.4.1	Puissance utile de la pompe.....	144
8.4.2	Puissance absorbée et rendement de la pompe.....	145
8.4.3	Influence du régime sur les performances de la pompe.....	146
8.4.4	Cavitation et valeur NPSH de la pompe.....	148
8.5	Choix d'une pompe adaptée	148
8.6	Fonctionnement des pompes en série et en parallèle	150
8.6.1	Généralités	150
8.6.2	Pompes montées en série	151
8.6.3	Pompes montées en parallèle.....	152
8.7	Réglage du débit de conception (débit constant).....	153
8.7.1	Généralités	153
8.7.2	Adaptation de la vitesse de rotation	153
8.7.3	Utilisation d'une vanne d'étranglement.....	153
8.7.4	Combinaison de la variation de vitesse et de l'étranglement.....	155
8.8	Régulation du débit (débit variable)	155
8.8.1	Utilité de la régulation du débit	155
8.8.2	Régulation du débit au moyen d'une pompe à plusieurs vitesses	156
8.8.3	Débit variable (pompes à vitesse variable)	156
8.9	Exigences en matière d'efficacité énergétique des pompes	158



8 CIRCULATEURS

8.1 INTRODUCTION

La sélection d'un circulateur adapté à l'installation est une tâche importante à effectuer par l'installateur ou le bureau d'étude. Elle doit permettre de faire circuler les débits d'eau corrects dans les circuits de chauffage, de choisir un réglage adapté à la pompe, tout en tenant compte de la pression régnant du côté de l'aspiration (afin d'éviter la cavitation) et en respectant les exigences en matière d'efficacité énergétique.

Dans ce chapitre, nous expliquons la signification du point de fonctionnement de l'installation ainsi que les paramètres qui peuvent influencer la puissance, le rendement et la consommation énergétique du circulateur. Nous exposons ensuite la manière de sélectionner un circulateur adapté à l'installation et précisons l'influence de ce choix sur les performances énergétiques de la pompe. Après avoir abordé le montage des circulateurs en série et en parallèle, nous expliquerons comment régler correctement le débit de conception nécessaire en fonction de la variabilité des besoins de chauffage. Nous évoquerons enfin l'utilité ou l'avantage des circulateurs munis d'un régulateur de fréquence.

8.2 TYPES DE CIRCULATEURS POUR LES INSTALLATIONS DE CHAUFFAGE CENTRAL

Toutes les installations de chauffage central, quelle que soit leur configuration, comportent aujourd'hui un circulateur destiné à assurer un débit d'eau constant ou variable, selon le cas.

Le circulateur est une pompe centrifuge actionnée par un moteur avec lequel elle forme un tout. On distingue les circulateurs à rotor noyé et les circulateurs à moteur ventilé selon que le moteur est immergé ou non dans l'eau (figure 41).

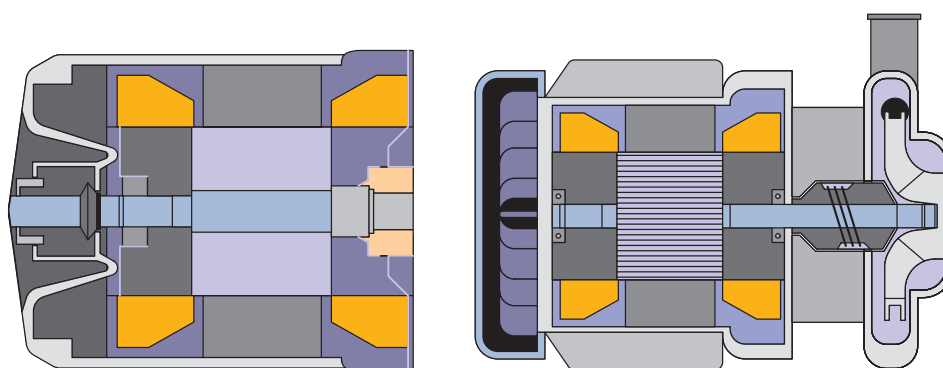


Fig. 41 Pompe à rotor noyé, à gauche, et à moteur ventilé, à droite. Vue en coupe.

Les pompes à rotor noyé (à gauche sur la figure 41), très compactes en raison de leur moteur intégré, sont exclusivement utilisées dans les installations de petite taille ou de taille moyenne. La partie rotor du moteur est immergée dans l'eau, ce qui refroidit et lubrifie simultanément le moteur. Ces pompes sont extrêmement fiables, ne réclament pas d'entretien et sont silencieuses.

Dans le cas de la pompe à moteur ventilé (à droite sur la figure 41), le moteur et le boîtier sont scindés. La pompe est pourvue d'un joint d'étanchéité axial mécanique. Le moteur est refroidi par un ventilateur qui peut provoquer des nuisances sonores. Le champ d'application est plus large que celui des pompes à rotor noyé, tant en termes de fonctionnement (débit, pression et température de fonctionnement) que de

puissance (installations de chauffage de taille moyenne à grande). Le rendement cumulé de la pompe et du moteur est nettement supérieur à celui des pompes à rotor noyé. A l'instar des circulateurs à rotor noyé, les pompes à moteur ventilé ne nécessitent pas d'entretien.

8.3 COURBE CARACTÉRISTIQUE DE L'INSTALLATION, COURBE CARACTÉRISTIQUE DE LA POMPE ET POINT DE FONCTIONNEMENT THÉORIQUE

8.3.1 UNITÉS ET SYMBOLES UTILISÉS

La courbe caractéristique d'une installation (voir § 8.3.2) est représentée à l'aide des unités SI et des symboles utilisés dans le secteur du chauffage, où les pertes de charge Δp s'expriment en Pa et les débits massiques q_m en kg/h.

Pour la courbe caractéristique de la pompe (voir § 8.3.3), on utilise des symboles et des unités spécifiques, tels que prescrits dans la norme NBN EN 12723 [B20]. Les pertes de charge à compenser par la pompe sont déterminées par sa hauteur de refoulement H , exprimée en m CE (mètres de colonne d'eau); le débit de la pompe Q est exprimé par un débit volumique en m^3/h .

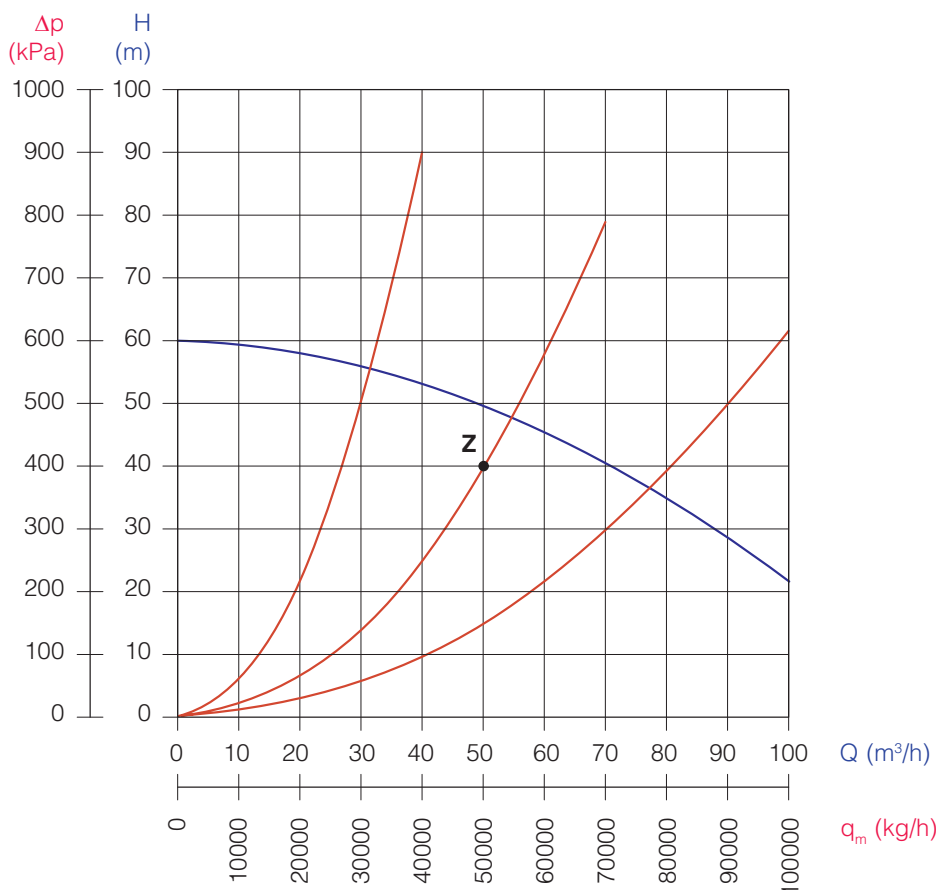


Fig. 42 Courbe caractéristique d'une pompe (hauteur de refoulement H et débit volumique Q) et courbe caractéristique d'une installation (perte de charge Δp et débit massique q_m).

Si on reporte les deux courbes caractéristiques sur le même graphique, comme illustré à la figure 42, il est nécessaire d'utiliser les mêmes unités. Il est recommandé, dans ce cas, de convertir les paramètres déterminant la courbe caractéristique de l'installation d'après les unités utilisées pour les pompes; autrement dit :

- les pertes de charge totales Δp_{tot} (en Pa) sont converties en mètres
- et le débit d'eau total $q_{m,tot}$ (en kg/h) est converti en m^3/h .

On peut effectuer la conversion de manière simplifiée à l'aide d'une formule ou par le biais d'un graphique, comme le montre le double axe de la figure 42 (p. 140). Pour ce faire, on a recours aux relations suivantes :

- relation entre la perte de charge Δp (kPa) et la hauteur de refoulement H (m) :
1 kPa = 1000 Pa \approx 0,1 m CE et, inversement, 1 m CE \approx 10.000 Pa = 10 kPa
- relation entre le débit massique q_m (kg/h) et le débit volumique Q (m³/h) :
1 kg/h \approx 0,001 m³/h et, inversement, 1 m³/h \approx 1000 kg/h,
où q_m équivaut à $\rho \cdot Q$ et ρ (\approx 1000 kg/m³) est la masse volumique de l'eau (voir Note 35).

EXEMPLE

Sur le graphique de la figure 42 (p. 140), le point Z représente le point de fonctionnement théorique de l'installation; celui-ci est caractérisé par les paramètres suivants :

- $\Delta p_{\text{tot}} = 400\,000 \text{ Pa} = 400 \text{ kPa} \Rightarrow H = 40 \text{ m CE}$
- $q_{m,\text{tot}} = 50\,000 \text{ kg/h} \Rightarrow Q = 50 \text{ m}^3/\text{h}$.

NOTE 35

La courbe caractéristique d'une pompe est en principe établie pour de l'eau pure, dont la masse volumique ρ équivaut approximativement à 1000 kg/m³. Si l'eau renferme des additifs (glycol, inhibiteurs de corrosion, etc.), sa masse volumique peut avoir une valeur différente et la pression de refoulement de la pompe devra éventuellement être adaptée. Il faudra également contrôler si la puissance absorbée par la pompe reste dans des limites acceptables, afin d'éviter une surcharge du moteur. Si l'on a recours à de l'eau traitée, il est recommandé de se conformer aux directives émises par le fabricant de la pompe en ce qui concerne la masse volumique, l'aptitude à l'emploi (risque de corrosion, détérioration des joints, etc.) et la modification de la courbe caractéristique (influence de la viscosité sur la pression de refoulement et la puissance de la pompe).

8.3.2 COURBE CARACTÉRISTIQUE DE L'INSTALLATION

Comme exposé au chapitre 7, la conception d'une installation de chauffage nécessite de déterminer le circuit de radiateur le plus défavorable, c'est-à-dire celui dont les pertes de charge sont les plus importantes, les autres circuits étant ensuite réglés de manière à ce que leurs pertes de charge soit équivalentes à celles du circuit le plus défavorable.

La courbe caractéristique de l'installation représente le rapport entre les pertes de charge du circuit de radiateur le plus défavorable et le débit d'eau total. Ce rapport peut être décrit de façon approximative par une fonction quadratique (voir Note 36, p. 142) du type :

$$\Delta p_{\text{tot}} = C \cdot q_{m,\text{tot}}^2 \quad (\text{Pa}) \quad (8.1)$$

où

Δp_{tot} = la perte de charge totale, en Pa, du circuit de radiateur le plus défavorable (voir chapitre 7)

C = une grandeur caractéristique de l'installation à laquelle la pompe est raccordée, exprimée en kg⁻¹.m⁻¹

$q_{m,\text{tot}}$ = le débit total, en kg/h, de l'eau circulant dans l'ensemble des circuits (voir chapitre 7).

La courbe caractéristique d'une installation est représentée dans un diagramme débit/perte de charge par une parabole partant de deux points connus que sont :

- l'origine (pour un débit $q_m = 0$, la perte de pression $\Delta p = 0$)
- le point Z dont les coordonnées $q_{m,\text{tot}}$ et Δp_{tot} sont indiquées à la figure 43 (p. 142).

Le point Z est appelé point de fonctionnement théorique de l'installation et tient lieu de point de référence pour le choix d'une pompe adaptée aux caractéristiques hydrauliques de l'installation.

La constante C de l'expression (8.1) permet de tracer la parabole complète de la courbe caractéristique, en calculant les pertes de charge totales correspondantes du circuit de radiateurs le plus chargé pour n'importe quel débit d'eau (voir l'exemple ci-après).

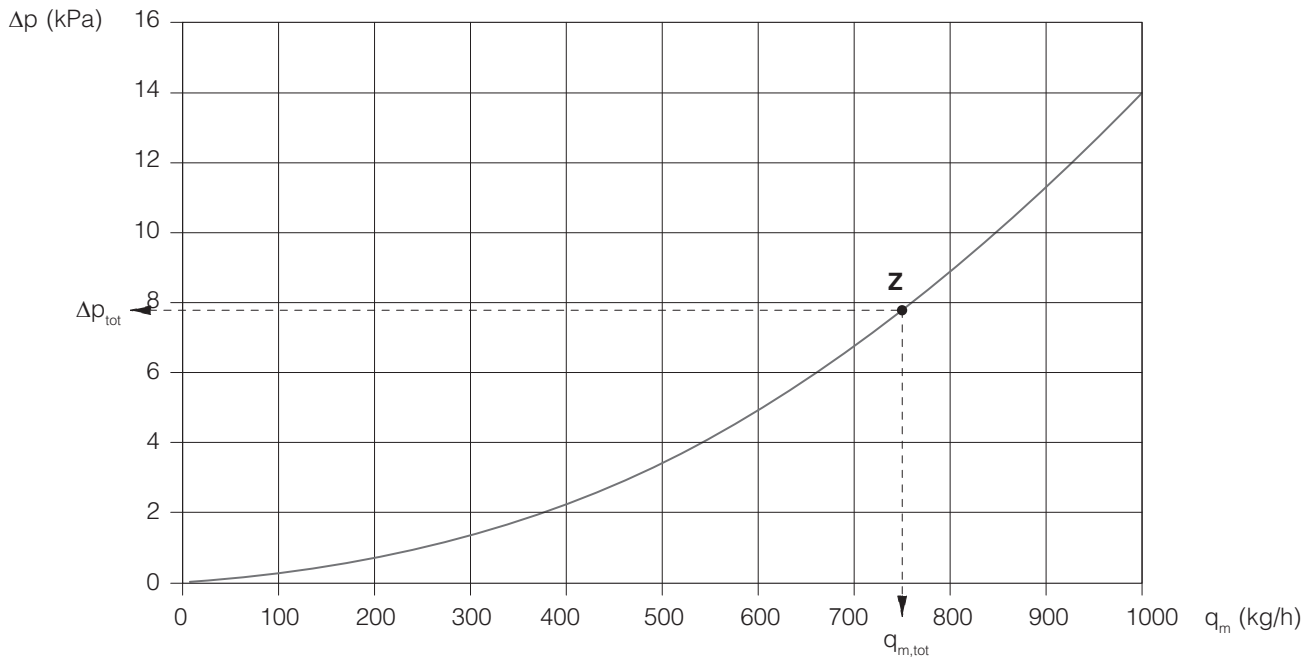


Fig. 43 Courbe caractéristique d'une installation.

EXEMPLE

Partons du point de fonctionnement Z à la figure 43, dont les coordonnées sont les suivantes : valeur calculée de $q_{m,tot} = 750$ kg/h, valeur calculée de $\Delta p_{tot} = 7875$ Pa. La formule (8.1) montre que :

$$C = \frac{\Delta p_{tot}}{q_{m,tot}^2} = \frac{7875}{750^2} = 0,014 \text{ kg}^{-1} \cdot \text{m}^{-1}.$$

Sur la base de la même formule, on trouve pour d'autres débits d'eau :

- $\Delta p = 0$ Pa pour $q_m = 0$ kg/h
- $\Delta p = 0,014 \times 400^2 = 2250$ Pa pour $q_m = 400$ kg/h
- $\Delta p = 0,014 \times 800^2 = 8960$ Pa pour $q_m = 800$ kg/h.

NOTE 36

Pour que l'eau irrigue un circuit de radiateur, la pompe doit générer une hausse de pression égale à la perte de charge totale $\Delta p_{tot,i}$ des tronçons du circuit concerné. Comme expliqué au § 7.3.3, ces pertes représentent la somme des pertes de charge linéaires ($\Delta p_L = R \cdot L$) et des pertes de charge singulières Δp_z des tronçons appartenant au circuit.

Les formules (7.7) et (7.9) qui permettent de calculer les pertes linéaires et singulières montrent que, pour les diamètres choisis, la perte de charge totale dans chaque tronçon est directement proportionnelle au carré de la vitesse de l'eau ($\Delta p_{tot,i} \sim v^2$) et donc, d'après la formule (7.11), au carré du débit d'eau ($\Delta p_{tot,i} \sim q_{m,i}^2$), soit :

$$\Delta p_{tot,i} = C \cdot q_{m,i}^2 \quad (\text{Pa}) \quad (8.2)$$

où

$\Delta p_{tot,i}$ = la perte de charge totale, en Pa, du circuit de radiateur i

C = une constante exprimée par $\text{kg}^{-1} \cdot \text{m}^{-1}$ et caractérisant les pertes de charge du circuit (conduites, radiateur, vannes, etc.)

$q_{m,i}$ = le débit massique, en kg/h, de l'eau circulant dans le circuit i.

8.3.3 COURBE CARACTÉRISTIQUE DE LA POMPE

Le fabricant de la pompe détermine le rapport entre la pression qu'elle exerce (c'est-à-dire sa hauteur de refoulement, en mètres de colonne d'eau) et son débit volumique Q (m^3/h), sur la base d'un essai normalisé

(NBN EN 733 ou NBN EN ISO 2858) [B11, B30]. Ce rapport étant différent pour chaque appareil, on parle de courbe caractéristique de la pompe. Celle-ci est représentée, dans la documentation technique du fabricant, par une courbe descendante sur un diagramme pression/débit (figure 44), ce qui signifie que la hauteur de refoulement de la pompe diminue à mesure que son débit augmente.

La courbe caractéristique d'une pompe est applicable pour une vitesse de rotation donnée. Si la pompe est dotée de positions de réglage qui correspondent à des vitesses de rotation différentes, elle aura une courbe caractéristique distincte pour chaque vitesse de rotation (figure 45).

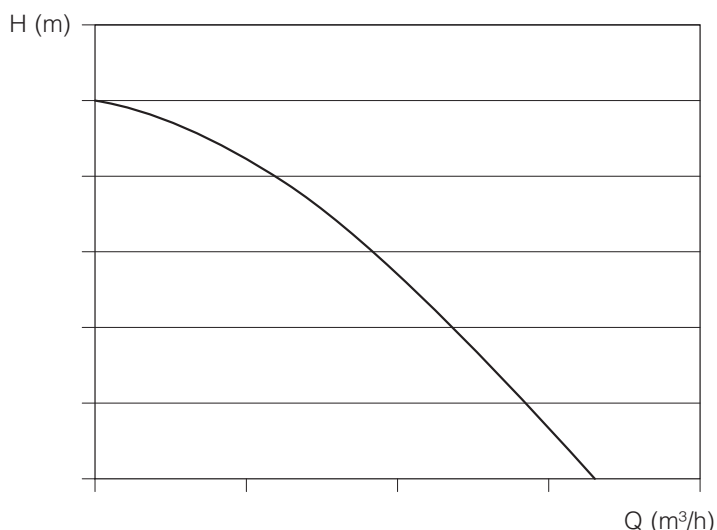


Fig. 44 Courbe caractéristique d'une pompe : rapport entre la hauteur de refoulement H de la pompe et son débit Q .

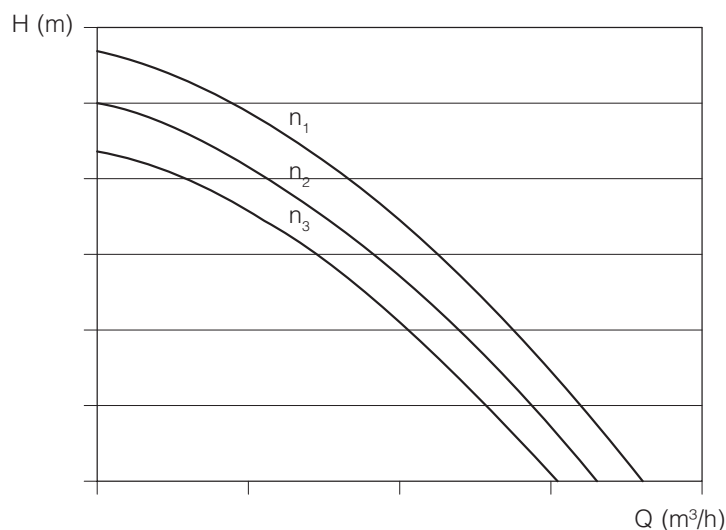


Fig. 45 Courbes caractéristiques d'une pompe à plusieurs vitesses de rotation.

A l'endroit où la courbe caractéristique coupe l'axe horizontal, la pompe atteint son débit maximum, mais sa hauteur de refoulement est égale à zéro. Bien que cette situation puisse se rencontrer, par exemple, dans le cas où la pompe serait immergée sans être raccordée, elle n'aurait aucune répercussion pratique puisque l'appareil n'aurait plus à surmonter la moindre différence de pression.

Un point fictif équivalent existe également sur l'axe vertical, lorsque la hauteur de refoulement est maximale, mais qu'aucun débit ne peut plus être fourni. Ce point de fonctionnement n'a pas de signification pratique non plus, puisque le rendement de la pompe serait dans ce cas trop bas et qu'il y aurait un risque de surchauffe par défaut de refroidissement.

8.3.4 POINT DE FONCTIONNEMENT THÉORIQUE ET PRATIQUE DE L'INSTALLATION

Le débit d'eau fourni par la pompe dépend non seulement des caractéristiques de l'appareil, mais également de celles de l'installation. Ainsi, une même pompe fournira un débit moindre à mesure que les pertes de charge totales de l'installation augmentent (par exemple, lorsque les conduites sont plus étroites ou plus longues). Pour connaître le débit fourni par la pompe, il convient de déterminer le point de fonctionnement réel de l'installation.

Le point W est représenté graphiquement par l'intersection entre la courbe caractéristique de la pompe (figure 44) et la courbe caractéristique de l'installation (figure 43) lorsqu'elles sont toutes deux portées sur le même diagramme (figure 46, p. 144). Ce point d'intersection est appelé point de fonctionnement réel de l'installation et correspond au point d'équilibre entre la hauteur de refoulement H de la pompe et les pertes de charge totales de l'installation Δp_{tot} , converties en mètres. Le débit d'eau Q fourni par la pompe est ensuite donné par la coordonnée de W sur l'axe horizontal.

Bien que le point de fonctionnement réel W de la pompe coïncide rarement avec le point théorique Z de l'installation, il est clair que la pompe à choisir devra avoir une hauteur de refoulement au moins égale,

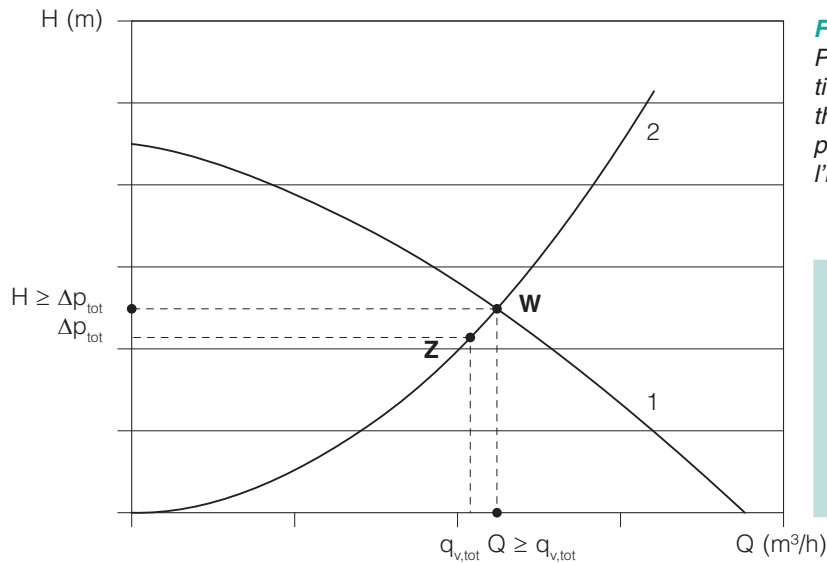


Fig. 46
Point de fonctionnement théorique et pratique de l'installation.

- 1. Courbe caractéristique de la pompe
- 2. Courbe caractéristique de l'installation
- Z = point de fonctionnement théorique
- W = point de fonctionnement réel (pratique)

voire légèrement supérieure aux pertes de charge totales calculées pour le réseau au débit souhaité. En d'autres termes, la courbe caractéristique de la pompe devra toujours se situer au même niveau que le point de fonctionnement théorique de l'installation (ou légèrement au-dessus de celui-ci).

8.4 PUISSANCE, RENDEMENT, CONSOMMATION D'ÉNERGIE ET NPSH DES POMPES

8.4.1 PUISSANCE UTILE DE LA POMPE

La puissance utile P_n d'une pompe (également appelée puissance hydraulique P_{hyd}) correspond à la puissance qu'elle transfère à l'eau. Cette caractéristique est calculée à l'aide de la formule :

$$P_n = Q \cdot H \quad (W) \quad (8.3)$$

dans laquelle :

P_n = la puissance utile, en W

Q = le débit volumique, en m³/s

H = la pression de la pompe (hauteur de refoulement), exprimée en Pa.

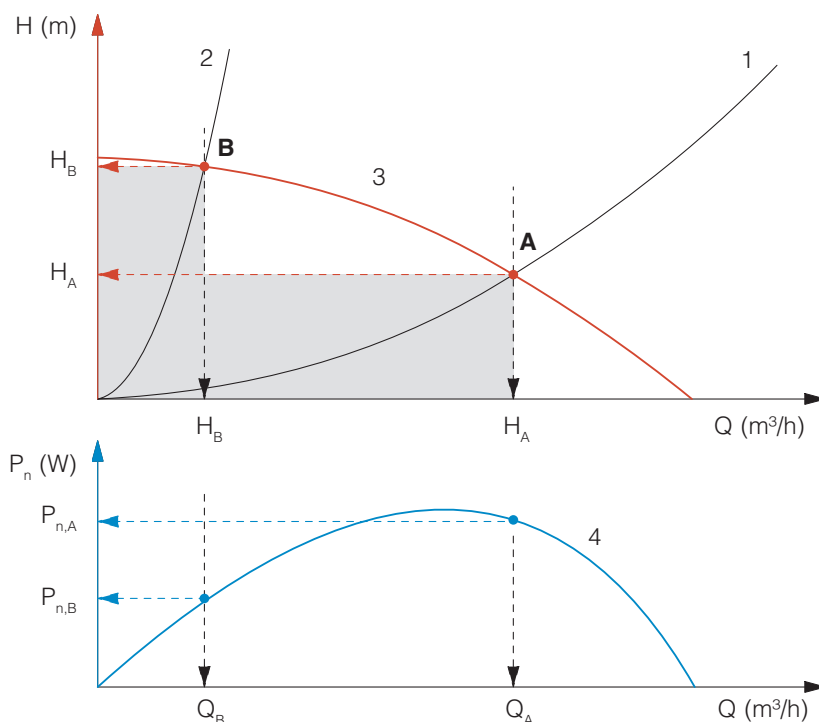


Fig. 47
Puissance utile d'une pompe.

- 1, 2. Courbe caractéristique de deux installations
- 3. Courbe caractéristique de la pompe
- 4. Puissance utile (P_n)
- A et B : points de fonctionnement

EXEMPLE

En supposant que :

- $q_m = 3600 \text{ kg/h}$ ou $Q = 3,6 \text{ m}^3/\text{h} = 0,001 \text{ m}^3/\text{s}$
- $H = 2 \text{ m CE}$ ou $H = 20.000 \text{ Pa}$,

la puissance utile P_n de la pompe s'élèvera à :

$$P_n = 0,001 \times 20.000 = 20 \text{ W.}$$

Dans le graphique H/Q de la figure 47 (p. 144), la puissance utile est proportionnelle à la surface $Q \times H$ du rectangle tracé sous le point de fonctionnement concerné. On constate donc, par exemple, que la surface du rectangle sous le point de fonctionnement A est nettement plus grande que celle du rectangle sous le point de fonctionnement B; par conséquent, la puissance utile de la pompe au point A ($P_{n,A}$) est également plus élevée qu'au point B ($P_{n,B}$).

La relation $P_{n,A} > P_{n,B}$ ressort clairement du graphique P_n/Q de la figure 47, où l'on voit le tracé en forme de cloche (courbe 4) de la puissance utile en fonction du débit d'eau déplacé, la puissance de la pompe atteignant un maximum approximativement à mi-chemin de sa courbe caractéristique.

8.4.2 PUISSANCE ABSORBÉE ET RENDEMENT DE LA POMPE

Comme c'est le cas pour tout appareil consommant de l'énergie, le fonctionnement d'une pompe s'accompagne d'un certain nombre de pertes : perte par frottement lors du passage de l'eau dans la pompe, perte due aux fuites internes entre l'entrée et la sortie de la pompe, perte mécanique due au frottement des pièces mobiles, etc.

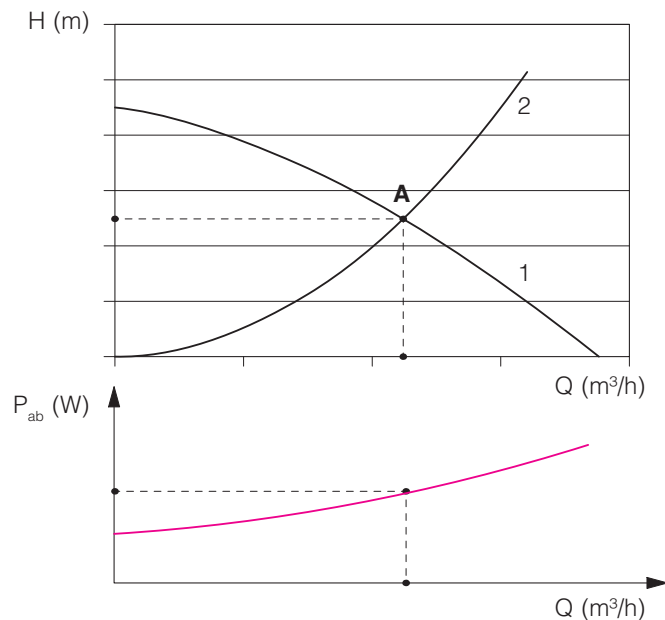


Fig. 48
Puissance absorbée P_{ab} par la pompe.

Il en résulte que la puissance électrique prélevée par la pompe (c'est-à-dire sa consommation d'électricité) est supérieure à la puissance utile qu'elle cède à l'eau.

La puissance absorbée P_{ab} est déterminée par le fabricant sur la base d'un essai. Elle évolue généralement de manière croissante à mesure que le débit de l'eau pompée Q augmente (figure 48).

Le rapport entre la puissance utile fournie par la pompe P_n et la puissance réelle qu'elle prélève sur le réseau électrique P_{ab} conditionne son rendement ($\eta_p < 1$); en d'autres termes :

$$\eta_p = \frac{P_n}{P_{ab}} < 1 \quad (-) \quad (8.4).$$

Comme on le voit à la figure 49, la courbe de rendement (courbe 3) a la forme d'un arc. Ce graphique montre que le rendement maximal est compris dans une zone située à peu près à mi-chemin de la courbe caractéristique de la pompe. Dans la pratique, on estime que la plage de fonctionnement optimale de la pompe correspond à la zone du tiers médian de la courbe caractéristique (zone grisée à la figure 49).

Le point de fonctionnement optimal BEP (*best efficiency point*) coïncide avec le sommet de la courbe de rendement (courbe 3). C'est en principe dans cette zone que le rapport entre la puissance fournie par la pompe et la puissance absorbée est le plus élevé, autrement dit que l'énergie consommée est la mieux valorisée.

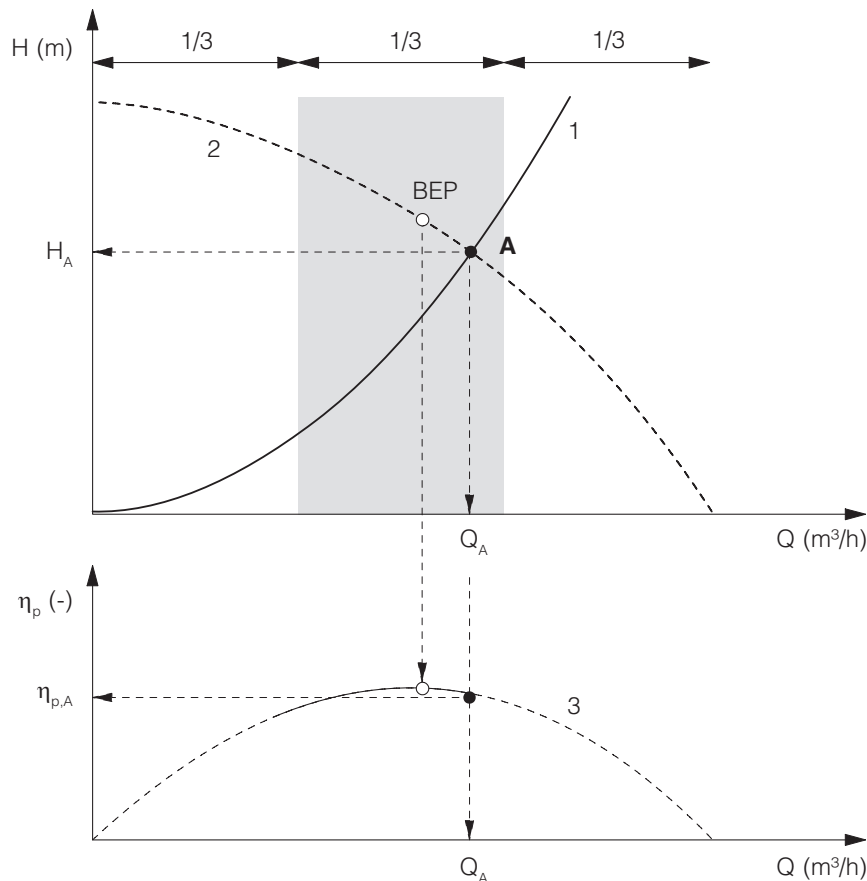


Fig. 49
Rendement
et plage de
fonctionnement
optimale de la
pompe.

- 1. Courbe caractéristique de l'installation
- 2. Courbe caractéristique de la pompe
- 3. Courbe de rendement
- BEP : *best efficiency point* (point de fonctionnement optimal)

Il convient par conséquent de choisir une pompe dont le point de fonctionnement se situe dans la zone du tiers médian de la courbe caractéristique, et de préférence dans la partie droite de cette zone, car, en cas de réduction du débit, le point de fonctionnement se déplace vers la gauche.

Les pompes dont le point de fonctionnement se situerait en dehors de cette zone auront un rendement η_p nettement moindre et des performances énergétiques inférieures à la moyenne.

A droite de la plage de fonctionnement optimale, les débits peuvent être trop élevés, ce qui augmente la valeur NPSH de la pompe et donc le risque de cavitation (voir § 8.4.4). A gauche de cette zone, les débits peuvent se révéler insuffisants et augmenter le risque de surchauffe.

8.4.3 INFLUENCE DU RÉGIME SUR LES PERFORMANCES DE LA POMPE

Si la pompe est pourvue d'une régulation continue de la vitesse, plusieurs courbes caractéristiques sont possibles. La figure 50 (p. 147) illustre la baisse du débit ($Q_2 < Q_1$), de la hauteur de refoulement ($H_2 < H_1$) et de la puissance utile correspondante ($P_{n,1} < P_{n,2}$) lorsque la vitesse de rotation ($n_2 < n_1$) diminue.

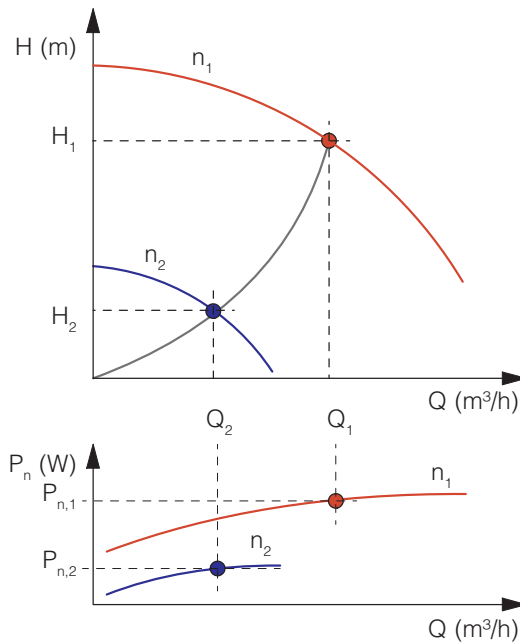


Fig. 50
Caractéristiques de fonctionnement des pompes à vitesse variable.

Pour adapter les caractéristiques de débit, de hauteur de refoulement et de puissance absorbée des pompes à d'autres vitesses de rotation, on utilise les relations théoriques suivantes :

- le débit Q est directement proportionnel à la vitesse de rotation n : $\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{n_2}{n_1}$
- la hauteur de refoulement H varie avec la vitesse de rotation n au carré : $\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2$
- la puissance utile P_n varie avec la vitesse de rotation à la 3^e puissance : $\frac{P_{n,2}}{P_{n,1}} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3$.

Les baisses de débit, de hauteur de refoulement et de puissance utile qui correspondent aux équations ci-dessus sont représentées à la figure 51 en pourcentage de leur valeur maximale.

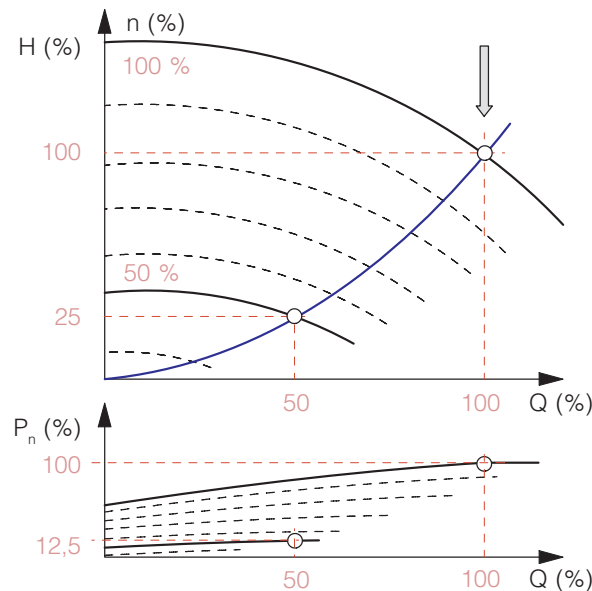


Fig. 51
Caractéristiques de fonctionnement des pompes à vitesse variable, exprimées en % (par rapport à leur valeur maximale).

EXEMPLE

Dans une installation de chauffage présentant une courbe caractéristique donnée, une diminution de la vitesse de rotation de 50 % ($n_2/n_1 = 0,5$) aura pour conséquence :

- une baisse de débit de 50 % : $Q_2/Q_1 = n_2/n_1 = 0,5$
- une hauteur de refoulement ramenée à 25 % de la pression initiale : $H_2/H_1 = (n_2/n_1)^2 = 0,5^2 = 0,25$
- une puissance utile de la pompe ramenée à 12,5 % : $P_{n,2}/P_{n,1} = (n_2/n_1)^3 = 0,5^3 = 0,125$.

Cet exemple montre que l'utilisation de la pompe à vitesse variable, associée à une régulation du débit en fonction des besoins de chauffage instantanés permet de réaliser des économies d'énergie considérables (voir § 8.8.3) et ce, principalement en raison de la forte baisse de la puissance utile de la pompe (jusqu'à seulement 12,5 % de la puissance à pleine charge). Cette diminution importante de la puissance utile fournie à l'eau entraîne en effet une chute de la puissance électrique absorbée.

8.4.4 CAVITATION ET VALEUR NPSH DE LA POMPE

La cavitation est un phénomène qui se produit lorsque la pression du côté aspiration de la pompe diminue sous le niveau de la pression de vapeur saturante de l'eau. Dans ce cas, il se forme, à l'entrée de la pompe, de minuscules particules de vapeur d'eau qui peuvent se liquéfier à l'intérieur de l'appareil, où la pression est supérieure à la pression de vapeur saturante. Ce passage à la phase liquide qui s'accompagne d'une soudaine diminution de volume (implosion) provoque de violentes ondes de choc susceptibles de générer des vibrations et des nuisances sonores, mais aussi d'endommager la roue de la pompe (pale du rotor). En général, les dégâts ne sont constatés qu'à l'occasion d'un entretien ou d'un démontage. La cavitation fait en outre décroître le débit et la pression de la pompe, ce qui peut altérer les performances escomptées.

La valeur NPSH (*Net Positive Suction Head*) d'une pompe indique la pression minimum (à augmenter de la pression de vapeur saturante de l'eau) qui doit régner du côté aspiration pour éviter le phénomène de cavitation.

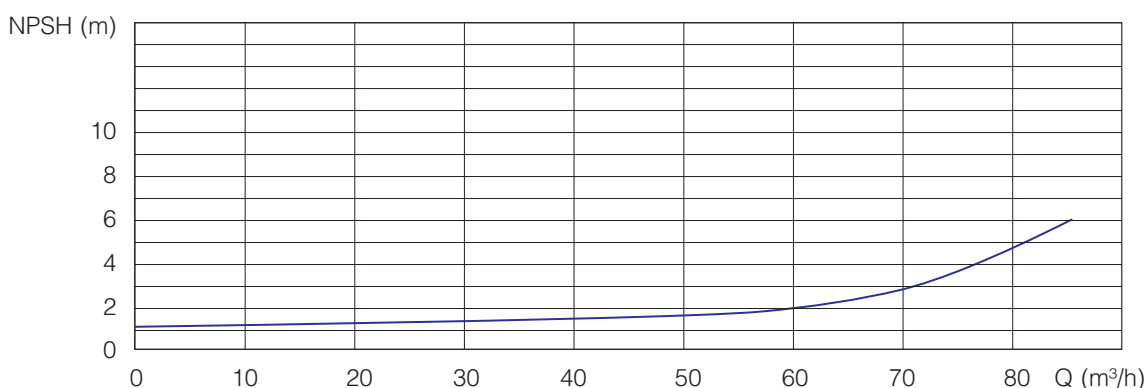


Fig. 52 Valeur NPSH d'une pompe centrifuge classique.

Cette valeur est propre à chaque appareil; elle est déterminée par voie d'essai et communiquée par le fabricant en fonction du débit d'eau (figure 52). Pour éviter le risque de cavitation, on calcule la pression qui règne du côté aspiration de la pompe en tenant compte de la pression de gonflage du vase d'expansion et de la chute de pression entre ce dernier et la pompe. Dans tous les cas, cette pression doit être supérieure à la pression de vapeur saturante de l'eau (p en bars selon la température de l'eau; voir tableau A.1, p. 226), augmentée de la valeur NPSH. Toutes les pressions doivent bien entendu être converties aux mêmes unités.

Pour de plus amples informations sur la manière d'éviter le phénomène de cavitation, le lecteur se reportera au § 9.7.7.1.

8.5 CHOIX D'UNE POMPE ADAPTÉE

Il existe souvent plusieurs pompes du même type qui peuvent théoriquement fournir le débit et la hauteur de refoulement nécessaires pour un point de fonctionnement donné. Parmi cet éventail d'appareils, il convient de choisir celui qui offrira le meilleur rendement. Il peut s'avérer utile à cet effet d'utiliser un diagramme de sélection représentant la plage de fonctionnement de plusieurs pompes (voir figure 53, p. 149). Celui-ci permettra de sélectionner un appareil rapidement et efficacement sur la base des principes expliqués précédemment : courbe caractéristique la plus proche du point de fonctionnement (en tout cas toujours au-dessus de celui-ci), point d'intersection dans le tiers médian, etc. Ainsi, pour le point de fonctionnement Z à la figure 53, la pompe Z65/10 constituerait un meilleur choix que la pompe Z80/10, le point de fonctionnement de cette dernière se trouvant en dehors de la plage optimale. La plupart des

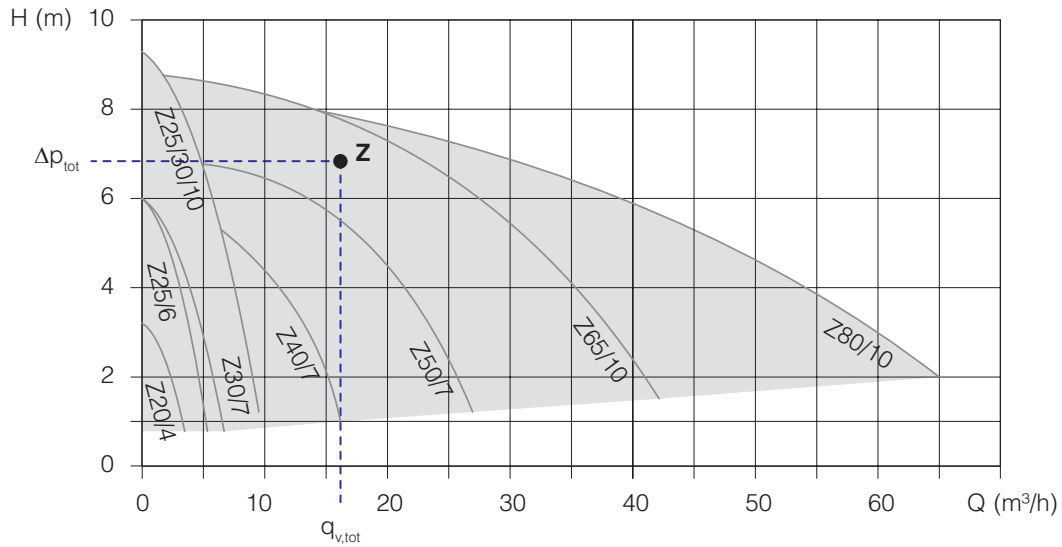


Fig. 53 Diagramme de sélection d'une pompe.

fabricants proposent, sur leur site Internet, des moteurs de recherche permettant d'opérer le meilleur choix parmi leur gamme de produits.

La figure 54 reproduit les courbes caractéristiques d'une pompe à trois vitesses de rotation (n_1 , n_2 et n_3) ainsi que la courbe caractéristique 1 d'une installation potentielle (parabole partant de l'origine). Cette dernière croise les trois courbes caractéristiques de la pompe aux points U, V et W, qui sont les points de fonctionnement correspondant aux trois vitesses de rotation.

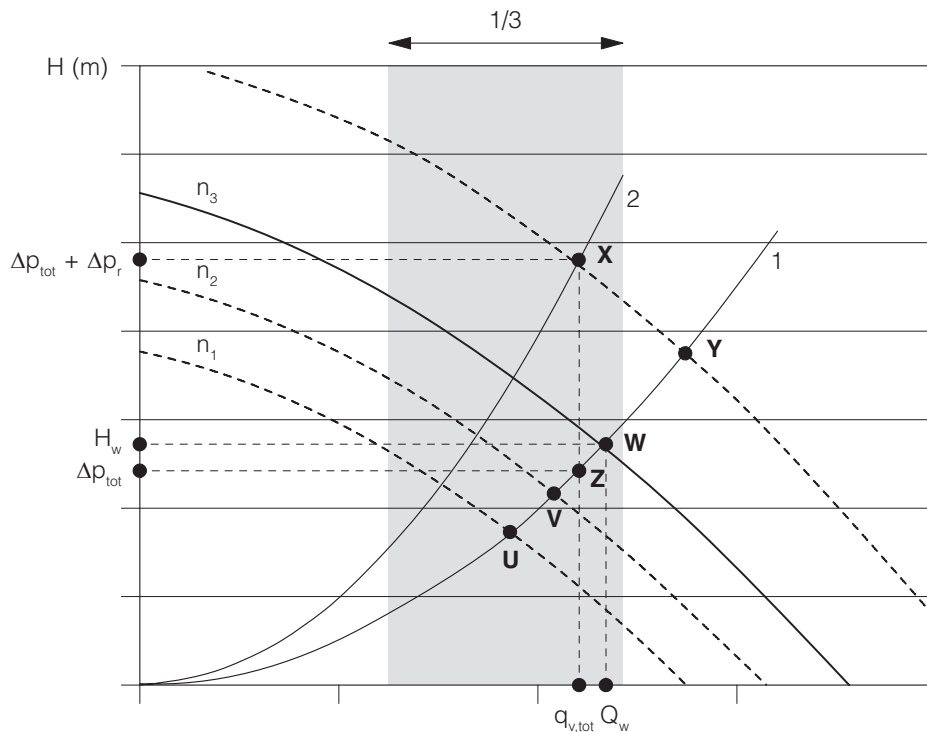


Fig. 54
Réglage du régime d'une pompe à trois vitesses de rotation.

- 1. Courbe caractéristique de l'installation 1
- 2. Courbe caractéristique de l'installation 2
- Z : point de fonctionnement théorique
- X : point de fonctionnement adapté à la perte de charge supplémentaire Δp_r
- n_1, n_2, n_3 : courbes caractéristiques de la pompe
- U, V, W et Y : points de fonctionnement envisageables

En ce qui concerne le réglage de la vitesse de rotation, on devra choisir, dans le cas de la figure 54 (p. 149), la courbe caractéristique de la pompe correspondant à la vitesse n_3 . C'est en effet la seule courbe dont le point d'intersection avec la courbe caractéristique de l'installation (point W) se situe à la fois juste au-dessus du point théorique Z (voir § 8.3.4) et à l'intérieur de la plage de fonctionnement optimale (zone grisée, tiers médian), ce qui signifie que le rendement sera satisfaisant. Cette localisation dans le diagramme garantit un débit d'eau et une pression suffisants au sein de l'installation (compte tenu des conditions de calcul).

Si l'on choisit une pompe trop petite ou une vitesse de rotation trop basse, c'est-à-dire une courbe caractéristique sous le point de fonctionnement théorique Z (par exemple, la courbe n_1 ou n_2 à la figure 54, p. 149), le point de fonctionnement se déplace vers les points V ou U. On remarque dans ce cas que le débit total et la hauteur de refoulement sont inférieurs aux valeurs calculées pour le point de fonctionnement théorique; le critère de choix posé n'est donc plus respecté. Dans une installation équipée d'une pompe sous-dimensionnée (ou dont la vitesse de rotation est insuffisante), les corps de chauffe reçoivent un débit d'eau trop faible (inférieur au débit nominal), ce qui a pour effet de réduire leur puissance d'émission et ne permet plus de garantir le confort thermique pendant les jours les plus froids de la saison de chauffe.

A l'inverse, si on choisit une pompe surdimensionnée dont la courbe caractéristique dépasse largement le point de fonctionnement théorique Z (par exemple, la courbe supérieure en traits pointillés à la figure 54, p. 149), le point Y (coupant la courbe caractéristique de l'installation 1) indique un débit et donc des pertes de charge excessifs, de nature à créer des problèmes de régulation et des nuisances sonores. En outre, la puissance absorbée par la pompe est susceptible de monter en flèche, entraînant une consommation d'énergie accrue en raison d'un mauvais rendement. Il est donc préférable d'opter pour une pompe plus appropriée.

Si, pour une raison quelconque, il n'est pas possible de choisir une autre pompe, on peut éventuellement réduire le débit en augmentant artificiellement les pertes de charge totales. Pour ce faire, on effectue une régulation par 'obturation', en plaçant du côté du refoulement de la pompe (voir § 8.7.3) une vanne d'étranglement qui créera une perte de charge supplémentaire (Δp_v). On déplace ainsi le point de fonctionnement théorique Z vers le point X (intersection de la courbe caractéristique de l'installation 2 avec la courbe supérieure en pointillé), tout en maintenant le débit total calculé ($q_{v,tot}$). La pompe devra toutefois assurer une pression de refoulement supérieure à ce qui est nécessaire pour l'installation et consommera de ce fait davantage d'énergie.

On peut conclure, à la lumière de ce qui précède, qu'une règle d'or prévaut lors du choix de la pompe : la courbe caractéristique de l'appareil doit toujours se situer au plus près et, en tout cas, au-dessus du point de fonctionnement théorique de l'installation. L'installateur devra en outre veiller à ce que le point de fonctionnement se trouve dans le tiers médian de la courbe caractéristique de la pompe (zone grise), c'est-à-dire au voisinage du point de fonctionnement optimal (BEP) où le rendement est le plus élevé et garantit un fonctionnement efficace et économique de l'appareil.

8.6 FONCTIONNEMENT DES POMPES EN SÉRIE ET EN PARALLÈLE

8.6.1 GÉNÉRALITÉS

Si, malgré le large éventail de pompes aux caractéristiques très différentes proposé sur le marché, il s'avère impossible de choisir l'appareil le plus adéquat, par exemple, si le point de fonctionnement théorique se trouve en dehors de la plage optimale de toutes les pompes disponibles, une solution envisageable consiste à monter plusieurs pompes en série ou en parallèle, de façon à trouver un point de fonctionnement répondant aux exigences posées.

On optera de préférence pour le montage de deux pompes identiques. Bien que le montage en série ou en parallèle de pompes présentant des caractéristiques différentes soit théoriquement réalisable, il vaut mieux éviter d'appliquer cette méthode, car l'un des appareils pourrait fonctionner dans de très mauvaises conditions; le résultat obtenu risque même d'être contraire à l'objectif visé.

Les précautions à prendre pour faire fonctionner deux pompes dans des conditions optimales sont explicitées ci-après.

8.6.2 POMPES MONTÉES EN SÉRIE

Le montage en série est essentiellement pratiqué dans les systèmes exigeant des pressions de refoulement élevées. Il est relativement peu courant dans les installations de chauffage.

Le résultat produit par la pose en série de deux pompes identiques est illustré à la figure 55 : la courbe 1 représente la courbe caractéristique d'une pompe seule, la courbe 2 celle des deux pompes placées en série et la courbe 3 celle de l'installation. La courbe caractéristique des deux pompes en série est obtenue en doublant la hauteur de refoulement H d'une pompe.

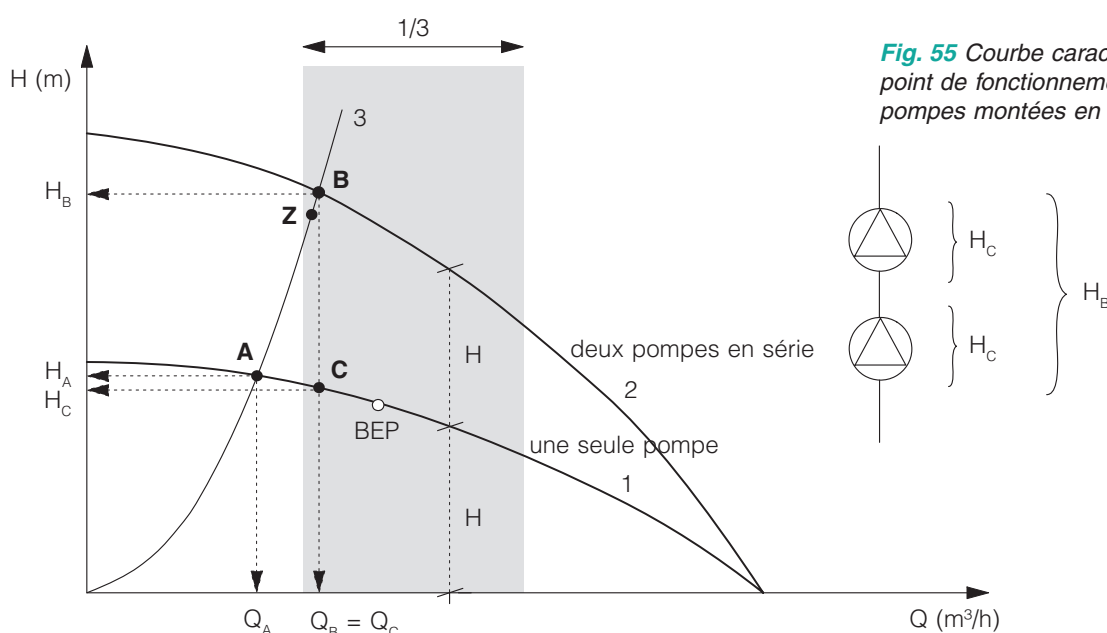


Fig. 55 Courbe caractéristique et point de fonctionnement de deux pompes montées en série.

1. Courbe caractéristique d'une pompe seule
 2. Courbe caractéristique de deux pompes identiques placées en série
 3. Courbe caractéristique de l'installation
- A, B et C : points de fonctionnement
Z = point de fonctionnement théorique

On distingue trois points de fonctionnement :

- A : point de fonctionnement d'une pompe seule (intersection des courbes caractéristiques 1 et 3)
- B : point de fonctionnement des deux pompes en série (intersection des courbes caractéristiques 2 et 3)
- C : point de fonctionnement de chaque pompe séparément dans le montage en série.

La figure 55 montre que, lorsqu'on utilise une seule pompe (point A), la hauteur de refoulement H_A et le débit Q_A sont trop faibles par rapport au point de fonctionnement théorique Z. Le point A se trouve en outre à gauche de la plage de fonctionnement optimale (zone grise, tiers médian) et loin du point de fonctionnement optimal (BEP). Le montage en série permettra d'augmenter aussi bien le débit Q_B que la hauteur de refoulement H_B et d'atteindre le point de fonctionnement B, qui doit en principe approcher le point de fonctionnement théorique Z de l'installation.

Le point C est le point de fonctionnement réel de chaque pompe au sein du montage. La hauteur de refoulement de chaque pompe correspond à la moitié de la hauteur de refoulement totale du montage en série ($H_C = H_B/2$) pour des débits équivalents ($Q_C = Q_B$). Le point C devrait se situer idéalement à proximité du point de fonctionnement optimal (BEP), donc *grosso modo* au milieu de la courbe caractéristique de la pompe et, en tout cas, dans la zone (tiers central, zone grisée) où son rendement atteint un niveau acceptable.

8.6.3 POMPES MONTÉES EN PARALLÈLE

Le montage des pompes en parallèle dans une installation de chauffage se justifie dans les cas suivants :

- lorsqu'une pompe seule ne suffit pas pour assurer le débit nécessaire
- lorsque la seconde pompe est destinée à prendre le relais de la première, pour cause de défaillance technique, et à assurer un débit minimum
- lorsque le recours à deux petites pompes conduit à un meilleur rendement que celui qu'on obtiendrait avec une seule pompe plus puissante.

Pour éviter une circulation d'eau intempestive en cas de défaillance ou de mise à l'arrêt d'une des pompes, il est nécessaire d'installer un clapet antiretour sur la conduite de refoulement des deux appareils (figure 56). Il est en outre conseillé de ne monter en parallèle que des pompes du même type et de la même taille.

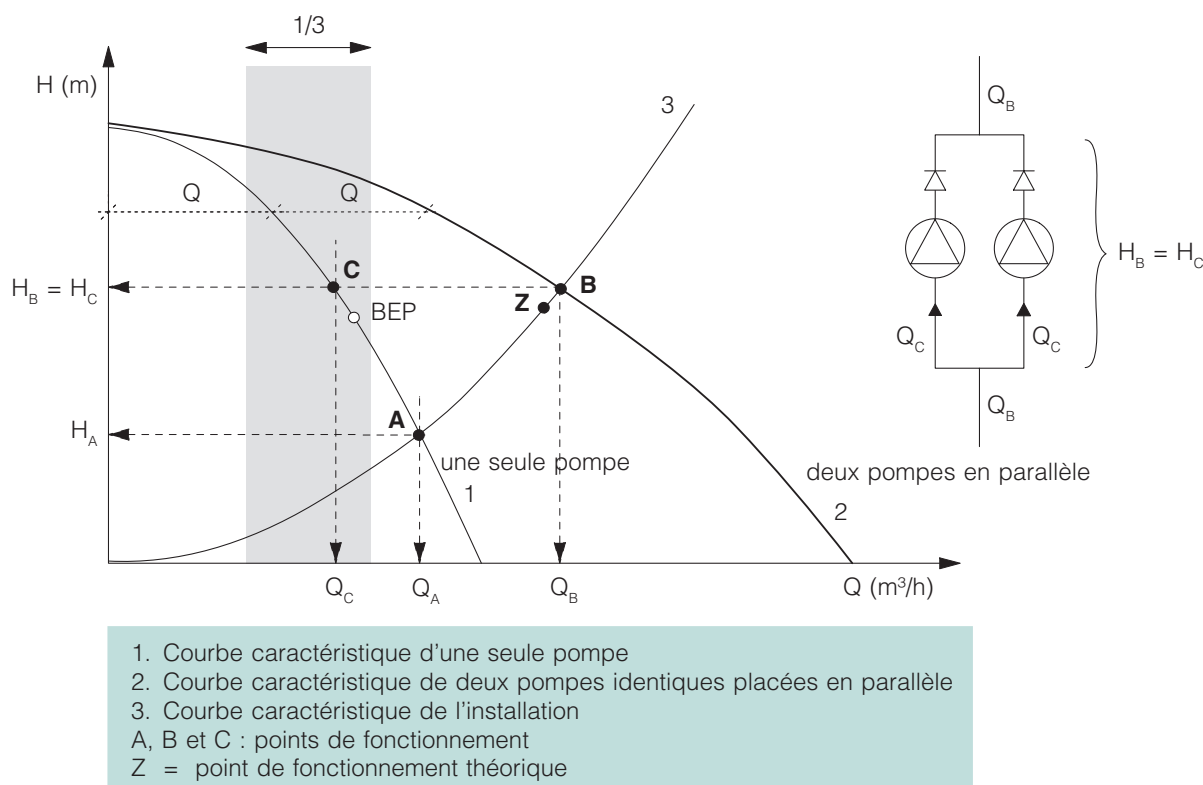


Fig. 56 Courbe caractéristique et point de fonctionnement de deux pompes montées en parallèle.

Dans un montage en parallèle, le débit total des deux pompes est égal à la somme des débits de chaque pompe séparément. Quant à la hauteur de refoulement de chaque appareil, elle est identique à celle de l'ensemble du montage. La courbe caractéristique des pompes en parallèle s'obtient en doublant le débit de l'une d'entre elles.

Sur le graphique de la figure 56, on distingue les points de fonctionnement suivants :

- A : point de fonctionnement d'une pompe seule (intersection des courbes caractéristiques 1 et 3)
- B : point de fonctionnement des deux pompes en parallèle (intersection des courbes 2 et 3)
- C : point de fonctionnement de chaque pompe du montage en parallèle.

La figure 56 montre que, lorsqu'on utilise une seule pompe, le point de fonctionnement A caractérisé par la hauteur de refoulement H_A et le débit Q_A se situe sous le point de fonctionnement théorique Z. Le point A se trouve en outre à droite de la plage de fonctionnement optimale (zone grisée, tiers médian) et loin du point de fonctionnement optimal (BEP). Le montage en parallèle permettra d'augmenter aussi bien la hauteur de refoulement que le débit et d'atteindre le point B (H_B et Q_B), qui doit en principe se rapprocher du point de fonctionnement théorique Z de l'installation.

Le point C est le point de fonctionnement réel de chacune des pompes du montage : comparée au point de fonctionnement B des deux pompes ensemble, la hauteur de refoulement est la même ($H_B = H_C$), mais

chaque pompe fournit la moitié du débit total ($Q_C = Q_B/2$). Le point C est donc beaucoup mieux situé, puisqu'il est proche du point de fonctionnement optimal (BEP) et s'intègre au tiers médian de la courbe caractéristique de la pompe (zone grisée).

Si l'une des pompes en parallèle tombe en panne, l'installation peut en principe continuer à fonctionner, fût-ce de manière moins efficace. Il est dès lors recommandé de prévoir une vanne d'isolement en aval et en amont de chaque pompe, de façon assurer la continuité du fonctionnement de l'une d'elles en cas de défaillance ou de démontage de l'autre. Dans ce cas de figure, c'est le point de fonctionnement A qui doit être pris en considération pour la pompe encore en marche; on notera par ailleurs que le débit Q_A fourni par une seule pompe sera toujours supérieur à la moitié du débit nominal Q_B des deux pompes en même temps. Autrement dit, le débit d'eau à travers les radiateurs sera encore bien souvent suffisant pour garantir un confort thermique acceptable pendant la période de défaillance de la pompe.

NOTE 37

Une variante au montage en parallèle consiste à utiliser des pompes 'doubles'. Celles-ci sont équipées de deux moteurs dont les roues sont montées en parallèle dans un habillage commun. En ce qui concerne le fonctionnement et les caractéristiques de ces pompes, on consultera les instructions du fabricant.

8.7 RÉGLAGE DU DÉBIT DE CONCEPTION (DÉBIT CONSTANT)

8.7.1 GÉNÉRALITÉS

Lors de la conception et du dimensionnement d'une installation de chauffage, il convient de déterminer le mode de réglage du débit de la pompe.

Une fois la pompe choisie et installée, son débit devra être réglé de manière à correspondre à la valeur calculée lors du dimensionnement. Ce réglage s'effectuera soit en adaptant la vitesse de rotation (plusieurs vitesses ou vitesse variable en continu), soit en modifiant la hauteur de refoulement au moyen d'une vanne de réglage placée dans la conduite de refoulement de la pompe, soit encore en combinant les deux opérations.

8.7.2 ADAPTATION DE LA VITESSE DE ROTATION

L'adaptation de la vitesse de rotation (plusieurs vitesses ou vitesse variable en continu) est la manière la plus efficace sur le plan énergétique pour augmenter ou diminuer le débit de la pompe et atteindre ainsi la valeur escomptée lors de la conception.

La figure 57 (p. 154) démontre l'influence d'une modification du régime d'une pompe à trois vitesses de rotation. Le choix de la position n_3 , la plus élevée, conduit au point de fonctionnement B, beaucoup trop haut par rapport au point de fonctionnement théorique Z. En choisissant une vitesse moindre (position n_2), on déplace le point B vers A, plus proche du point de fonctionnement théorique Z et dès lors mieux adapté à la pompe concernée.

Si la pompe est pourvue d'une régulation de vitesse en continu, il est possible de faire coïncider le point de fonctionnement avec le point théorique Z. Cette option est par conséquent la plus indiquée.

8.7.3 UTILISATION D'UNE VANNE D'ÉTRANGLEMENT

La régulation par obturation ou par étranglement (voir § 10.6.3) consiste à placer une vanne de réglage du côté du refoulement de la pompe. Cette vanne crée une perte de charge supplémentaire Δp_r dans le réseau, qui a pour effet de ramener un débit d'eau trop élevé à la valeur souhaitée (voir figure 58, p. 154).

La fermeture partielle de la vanne d'étranglement entraîne le déplacement de la courbe caractéristique de l'installation vers la gauche (de 1 à 2) et celui du point de fonctionnement de A à B.

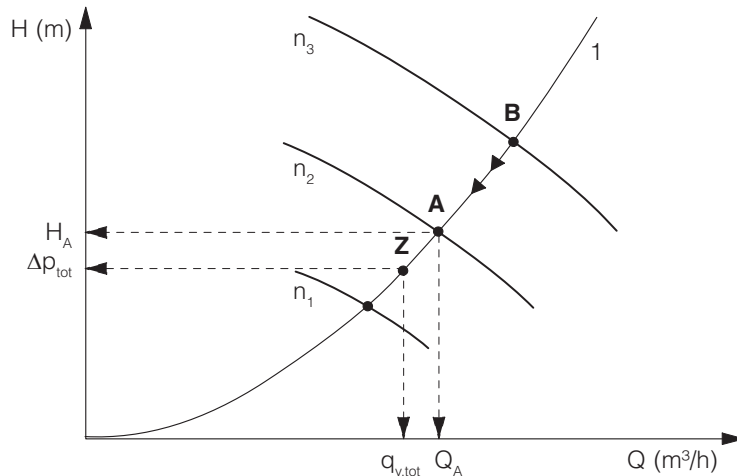


Fig. 57
Déplacement du point de fonctionnement par variation de la vitesse de rotation.

1. Courbe caractéristique de l'installation
 n_1, n_2, n_3 : courbes caractéristiques de la pompe (3 vitesses de rotation)
 A et B : points de fonctionnement
 Z : point de fonctionnement théorique

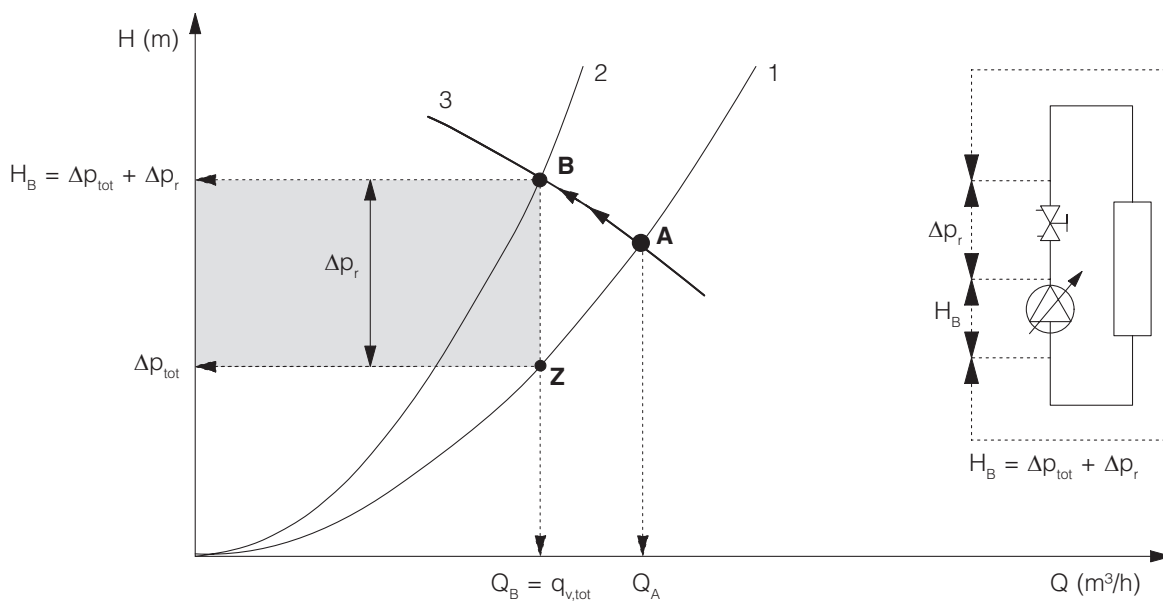


Fig. 58 Déplacement du point de fonctionnement après pose de la vanne d'étranglement.

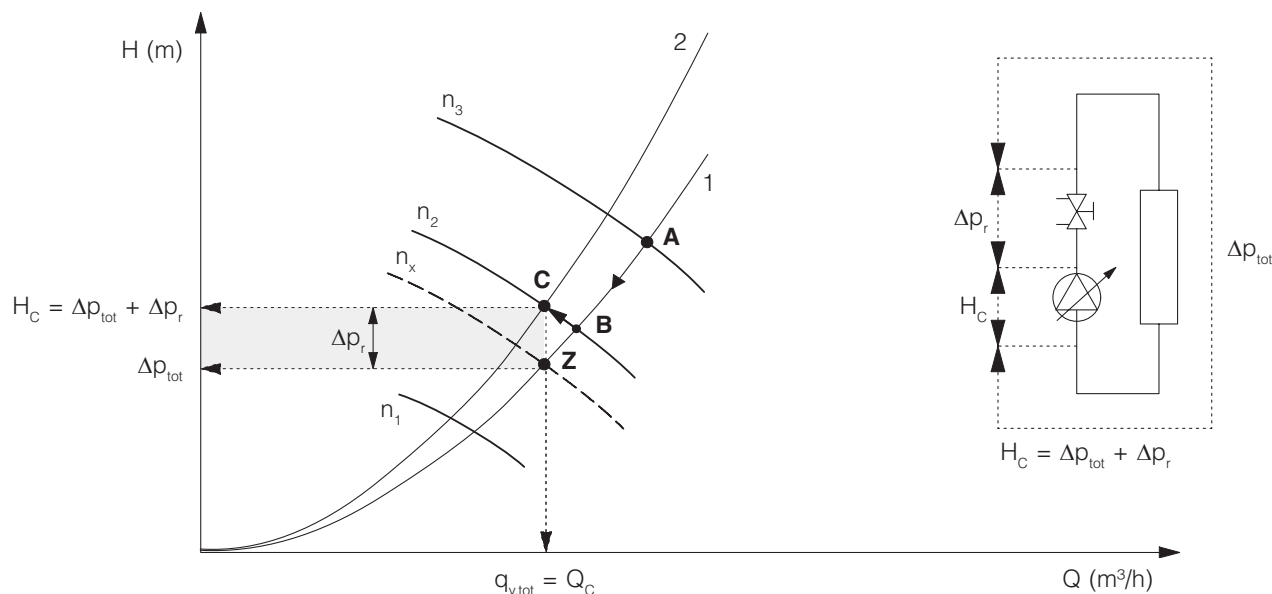
1. Courbe caractéristique de l'installation (vanne d'étranglement ouverte)
 2. Courbe caractéristique de l'installation (vanne d'étranglement partiellement fermée)
 3. Courbe caractéristique de la pompe

La pose d'une vanne d'étranglement produit donc les effets suivants :

- le débit Q_A initialement trop élevé (point A) est ramené à la valeur souhaitée Q_B (point B); la figure 48 (p. 145) montre que cette baisse de débit s'accompagne d'une légère diminution de la puissance électrique absorbée par la pompe (P_{ab}), ce qui est évidemment favorable
- la perte de charge induite par la vanne d'étranglement Δp_r accroît les pertes de charge totales du réseau Δp_{tot} ; ces pertes sont compensées par une augmentation de la hauteur de refoulement de la pompe ($H_B = \Delta p_{tot} + \Delta p_r$), si bien que sa puissance utile au point B est plus élevée qu'au point de fonctionnement Z. Cette augmentation de la consommation d'énergie est représentée, sur le graphique de la figure 58, par la surface du rectangle formé entre l'axe des ordonnées et les points de fonctionnement B et Z
- la position de l'ancien et du nouveau point de fonctionnement par rapport au BEP (voir figure 49, p. 146) permet de déterminer si la pose de la vanne d'étranglement entraîne une hausse ou une baisse du rendement de la pompe.

8.7.4 COMBINAISON DE LA VARIATION DE VITESSE ET DE L'ÉTRANGLEMENT

Pour limiter les pertes d'énergie éventuelles de la pompe dues à la pose de la vanne d'étranglement, on peut réduire la perte de charge supplémentaire Δp_r en adaptant au préalable la vitesse de rotation, comme le montre la figure 59.



1. Courbe caractéristique de l'installation (vanne d'étranglement ouverte)
 2. Courbe caractéristique de l'installation (vanne d'étranglement partiellement fermée)
- n_1, n_2, n_3, n_x : courbes caractéristiques de la pompe

Fig. 59 Déplacement du point de fonctionnement après adaptation de la vitesse de rotation et pose d'une vanne d'étranglement.

Dans le cas d'une pompe à plusieurs vitesses, cette opération peut s'effectuer en adaptant d'abord le régime au niveau le plus bas, tout en maintenant un débit suffisant (n_2 à la figure 59 : le point de fonctionnement A glisse vers B), puis en affinant le réglage au moyen de la vanne d'étranglement (le point de fonctionnement B glisse finalement vers C). La perte de charge Δp_r à régler au niveau de la vanne sera en principe plus faible que dans le cas où l'on a recours uniquement à cette dernière (figure 58, p. 154); la perte d'énergie sera par conséquent plus faible.

Dans le cas d'une pompe à vitesse variable en continu, le déplacement du point de fonctionnement A vers Z s'opère directement, rendant la pose d'une vanne d'étranglement superflue.

8.8 RÉGULATION DU DÉBIT (DÉBIT VARIABLE)

8.8.1 UTILITÉ DE LA RÉGULATION DU DÉBIT

Dans une installation de chauffage central traditionnelle, les débits d'eau nominaux sont déterminés sur la base de la puissance nominale (calculée pour des conditions climatiques extrêmes), celle-ci étant elle-même calculée à partir des déperditions calorifiques du bâtiment. Comme les conditions climatiques extrêmes ne concernent en moyenne que 5 % de la saison de chauffe (soit un fonctionnement à pleine charge ou un débit nominal de 100 %), l'installation fonctionne la majeure partie du temps à charge partielle, d'où la nécessité d'une régulation en fonction des besoins de chauffage.

Si on module (réduit) les débits nominaux (maximum) en fonction des besoins de chauffage lorsque l'installation fonctionne à charge partielle (par exemple, par la fermeture automatique de certaines vannes thermostatiques), on réduira également la température de l'eau de retour, ce qui favorise le rendement des chaudières à condensation. Des économies d'énergie au niveau de la pompe seront également envisageables, mais celles-ci dépendront du type d'appareil utilisé (voir plus loin).

8.8.2 RÉGULATION DU DÉBIT AU MOYEN D'UNE POMPE À PLUSIEURS VITESSES

La fermeture des vannes de radiateur et la diminution du débit qui en résulte entraînent une augmentation intempestive de la pression lorsqu'on a recours à des pompes standard (à plusieurs vitesses). Cette situation est illustrée à la figure 60 : en réduisant le débit ($Q_A \Rightarrow Q_B$), on déplace la courbe caractéristique de l'installation vers la gauche (de 1 à 2) et le point de fonctionnement de A vers B, entraînant une hausse de pression de la pompe ($H_A \Rightarrow H_B$). Une telle mesure aura certes pour effet de modérer la puissance de la pompe, mais, du fait de la hausse de pression, cette réduction sera nettement moindre que si on avait régulé la vitesse.

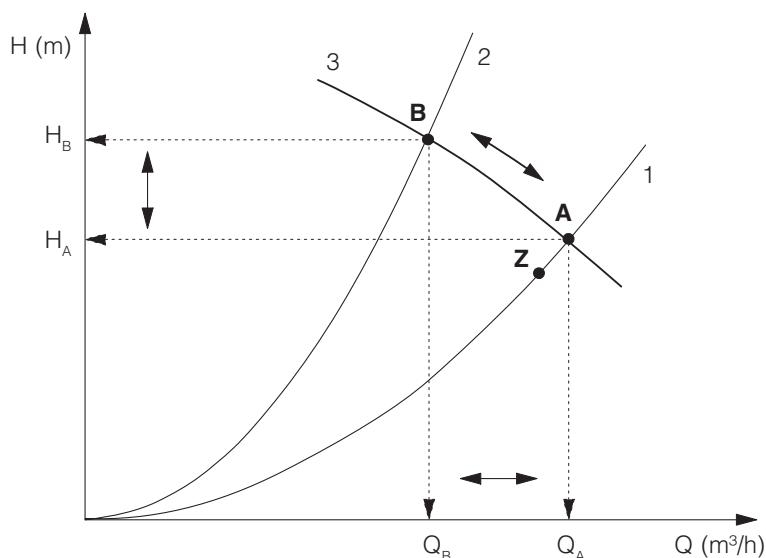


Fig. 60
Déplacement du point de fonctionnement par la fermeture de certaines vannes de radiateur (pompes à plusieurs vitesses).

1. Courbe caractéristique de l'installation (vannes de radiateur grande ouvertes)
2. Courbe caractéristique de l'installation (vannes de radiateur partiellement fermées)
3. Courbe caractéristique de la pompe

L'utilisation de pompes standard n'est donc pas une option valable sur le plan énergétique et ne sera d'ailleurs plus autorisée à terme par la réglementation en matière d'efficacité énergétique (voir § 8.9). De plus, le réglage manuel de la vitesse des pompes standard ne doit être réalisé qu'une seule fois, au moment de l'installation, et n'est pas destiné à être utilisé comme système de régulation du débit pendant la saison de chauffe. La seule raison d'être de la pompe à plusieurs vitesses réside donc dans la possibilité d'élargir son champ d'application.

8.8.3 DÉBIT VARIABLE (POMPES À VITESSE VARIABLE)

L'utilisation des pompes à vitesse variable permet de parer aux inconvénients des appareils à plusieurs vitesses (consommation d'énergie accrue, nuisance sonore, problèmes de réglage). Ces circulateurs sont conçus pour réguler le débit en fonction des besoins en chaleur instantanés, ce qui permet de réaliser des économies d'énergie considérables et d'abaisser les coûts d'utilisation.

Les pompes à vitesse réglable intègrent différents principes de régulation dont les deux plus importants, décrits brièvement ci-après, sont le maintien d'une pression constante et la variation proportionnelle de la pression.

■ Régulation du débit par maintien d'une pression ou d'une hauteur de refoulement constante

Ce principe de régulation, qui repose sur une adaptation électronique continue de la vitesse de rotation, consiste à maintenir la hauteur de refoulement de la pompe à une valeur de consigne ($H_{\text{set}} = H_A$) en cas de baisse du débit.

Ce principe est illustré à la figure 61, où le réglage de la vitesse de rotation de n_{\max} à n_x entraîne un déplacement du point de fonctionnement A vers C. Si on avait utilisé une pompe à plusieurs vitesses, le point de fonctionnement aurait migré, dans les mêmes conditions, vers le point B, bien plus désavantageux (comme le montre la figure 60, p. 156), puisque la pression y est nettement supérieure (H_B) et entraîne une consommation d'énergie accrue.

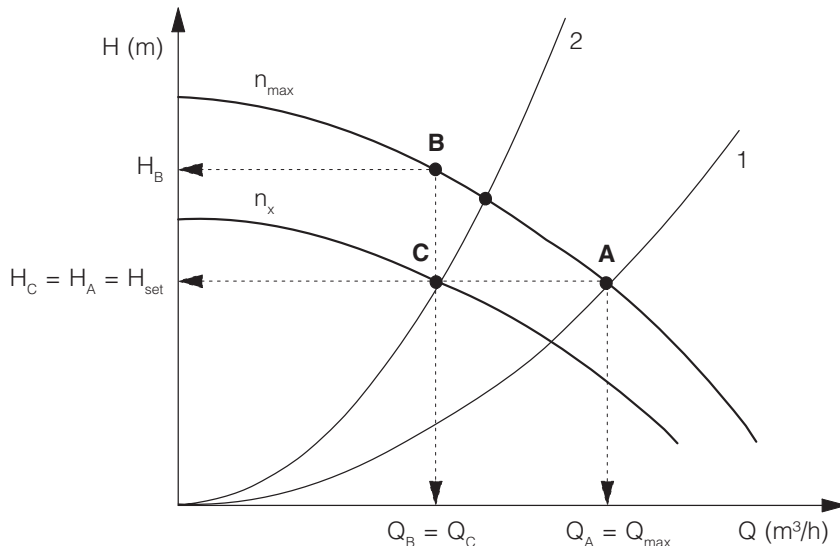


Fig. 61
Régulation du débit au moyen d'une pompe à vitesse réglable et à pression constante.

- 1. Courbe caractéristique de l'installation (vannes de radiateur grande ouvertes)
- 2. Courbe caractéristique de l'installation (vannes de radiateur partiellement fermées)
- n_{\max} : régime maximal
- n_x : régime ajusté
- H_{set} : pression de consigne de la pompe

■ Régulation du débit par variation proportionnelle de la pression de refoulement

Puisque la réduction de la hauteur (ou de la pression) de refoulement induit une diminution de la puissance absorbée et donc de la consommation d'énergie, la question se pose de savoir si le principe de la réduction de débit avec maintien de la pression constante (tel qu'illustré à la figure 61) peut être amélioré en le combinant à une réduction de pression de la pompe, afin d'améliorer encore le gain énergétique. Ce principe, dénommé régulation par variation proportionnelle de la pression, est illustré à la figure 62 (p. 158).

Afin de garantir le bon fonctionnement des vannes de réglage et des vannes de mélange dans les circuits secondaires, il est important que la pression disponible au droit de la dérivation vers les circuits secondaires soit la plus constante possible. Cette pression disponible équivaut à la pression de refoulement de la pompe, diminuée de la perte de charge du circuit primaire (chaudière). Toute diminution du débit dans le circuit primaire (induite, par exemple, par la fermeture d'une vanne de réglage dans un circuit secondaire) implique donc une baisse de la perte de charge totale du circuit primaire (et par conséquent une augmentation de la pression disponible). Pour que la pression disponible reste constante à chaque dérivation, la réduction de la perte de charge du circuit primaire doit être compensée en diminuant proportionnellement la hauteur de refoulement de la pompe à chaque diminution de débit correspondante. Cette compensation sera d'autant plus intéressante que la perte de charge du circuit primaire due à la baisse de débit est relativement élevée.

Le principe de cette régulation (voir Note 38, p. 158) implique que la différence de pression au niveau de la pompe H_A au point de fonctionnement A (pour un débit maximal $Q_A = Q_{\max}$ et une vitesse de rotation maximale n_{\max}) baisse proportionnellement lors d'une diminution de débit et ce, selon une droite qui relie le point de fonctionnement A (de coordonnées H_{set} et Q_{\max}) au point de fonctionnement (de coordonnées $H_{\text{set}}/2$ et $Q = 0$). Ce résultat est obtenu en appliquant une variation continue de la vitesse de rotation : le point de fonctionnement A se déplace le long de la droite précitée vers le point C (débit Q_C réduit par la régulation électronique de la vitesse de rotation n_x) et la pression de refoulement diminue proportionnellement jusqu'à la valeur H_C située sous la pression de consigne H_{set} .

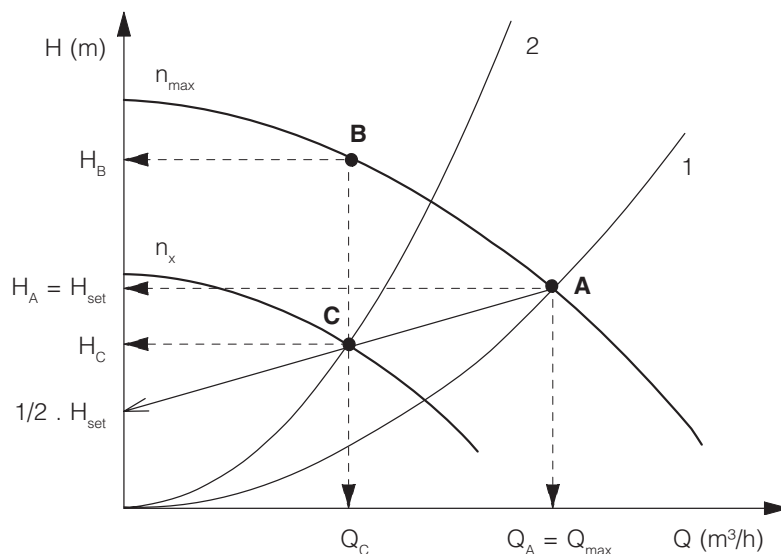


Fig. 62
Régulation du débit au moyen d'une pompe à vitesse réglable et à pression proportionnelle.

1. Courbe caractéristique de l'installation (vannes de radiateur grande ouvertes)
 2. Courbe caractéristique de l'installation (vannes de radiateur partiellement fermées)
- n_{max} : régime maximal
 n_x : régime ajusté
 H_{set} : pression de consigne de la pompe

NOTE 38

Pour de plus amples informations sur la technologie des pompes à vitesse variable et les possibilités de régler leur débit, il y a lieu de se référer à la documentation des fabricants.

8.9 EXIGENCES EN MATIÈRE D'EFFICACITÉ ÉNERGÉTIQUE DES POMPES

Comme évoqué au § 3.3.1, les pompes sont des appareils électriques soumis aux prescriptions de la directive européenne EUP [P2] et des directives *Ecodesign* et *Energy Labelling* qui lui sont associées [P4, P5]. Pour permettre leur application, la Commission européenne a publié les règlements 641/2009 [C7] et 640/2009 [C6]; ceux-ci fixent des exigences particulières en matière d'efficacité énergétique pour les circulateurs à rotor noyé (exigences basées sur l'indice d'efficacité énergétique ou EEI) et les moteurs électriques, dont font partie les circulateurs à moteur ventilé (exigences basées sur le niveau d'efficacité énergétique ou niveau IE). La procédure de calcul de l'indice EEI et du niveau IE est expliquée en détail dans les annexes des décrets.

Les exigences précitées, qui seront introduites progressivement dans l'arsenal réglementaire des Etats membres, sont d'une sévérité telle que la grande majorité des pompes actuelles n'y répondent pas. La figure 63 (p. 159) montre par exemple que la classe d'énergie A, qui était jusqu'ici la meilleure pour les circulateurs à rotor noyé (index EEI $\leq 0,40$), ne satisfait plus aux exigences EEI ($\leq 0,27$) en vigueur depuis 2013.

Quant aux circulateurs à moteur ventilé (soumis aux mêmes exigences que les moteurs électriques), la situation est la suivante :

- depuis le 16/6/2011, tous les moteurs de pompe doivent au moins répondre au niveau d'efficacité IE2 (équivalent à l'ancienne classe d'efficacité EFF1)
- à partir du 1/1/2015, les moteurs de pompe d'une puissance de 7,5 à 375 kW devront satisfaire soit au niveau d'efficacité IE3, soit au niveau d'efficacité IE2 (moins exigeant) s'ils sont équipés d'une régulation de vitesse (variateur de vitesse)
- à partir du 1/1/2017, les exigences ci-dessus seront étendues aux pompes dont la puissance est comprise entre 0,75 et 375 kW.

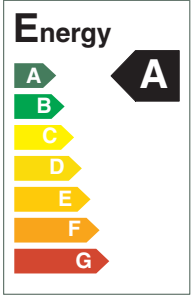
A. Exigences EEI appliquées jusqu'ici		B. Exigences EEI actuelle et future
	Classe	Indice d'efficacité énergétique (EEI)
	A	$EEI < 0,40$
	B	$0,40 \leq EEI < 0,60$
	C	$0,60 \leq EEI < 0,80$
	D	$0,80 \leq EEI < 1,00$
	E	$1,00 \leq EEI < 1,20$
	F	$1,20 \leq EEI < 1,40$
	G	$1,40 \leq EEI$
		Depuis le 1/1/2013 : $EEI \leq 0,27$
		A partir du 1/1/2015 : $EEI \leq 0,23$

Fig. 63 Comparaison entre les classes énergétiques appliquées jusqu'ici pour les circulateurs à rotor noyé, et les exigences EEI actuelle et future [P2, P4].

Au vu de ces prescriptions, les fabricants devront tout mettre en œuvre afin de développer des pompes encore plus efficaces. De son côté, l'installateur peut s'attendre à être confronté à de nouveaux modèles et de nouveaux types d'appareils.

9 VASES D'EXPANSION

9.1	Introduction	163
9.2	Rôle, importance et fonctionnement du vase d'expansion.....	163
9.2.1	Vase d'expansion ouvert / vase d'expansion fermé.....	163
9.2.2	Fonctionnement des vases d'expansion fermés à pression variable.....	164
9.2.3	Importance du dimensionnement et conditions d'utilisation des vases d'expansion.....	164
9.3	Qualité et entretien du vase d'expansion.....	165
9.4	Emplacement du vase d'expansion dans l'installation.....	166
9.5	Volume d'expansion de l'eau (V_e).....	168
9.5.1	Température maximum de l'eau (θ_{max}).....	168
9.5.2	Volume d'expansion et coefficient d'expansion de l'eau	168
9.6	Calcul de la contenance de l'installation (V_{sys}).....	169
9.6.1	Contenance d'une installation neuve	169
9.6.2	Contenance d'une installation existante.....	170
9.7	Dimensionnement des vases d'expansion à pression variable.....	170
9.7.1	Fonctionnement des vases d'expansion à pression variable	170
9.7.2	Volume minimum de la réserve d'eau ($V_{WR,min}$)	172
9.7.3	Volume d'eau net minimum ($V_{n,min}$)	172
9.7.4	Calcul des pressions absolues et relatives	173
9.7.5	Pression statique (p_{st}) d'une installation de chauffage.....	173
9.7.6	Pression de gonflage (p_0).....	174
9.7.6.1	Pression de gonflage minimum ($p_{0,min}$)	174
9.7.6.2	Pression de gonflage p_0 à régler	174
9.7.7	Conditions particulières	175
9.7.7.1	Comment éviter la cavitation de la pompe ?.....	175
9.7.7.2	Comment éviter les phénomènes d'ébullition dans la chaudière ?	176
9.7.8	Pression maximale admissible (p_m).....	177
9.7.9	Volume d'air minimum ($V_{exp,min}$).....	178
9.7.10	Choix du vase d'expansion et calcul des pressions et volumes réels.....	178
9.7.10.1	Volume d'air total (V_{exp}) du vase d'expansion réel	178
9.7.10.2	Pression initiale minimum ($p_{a,min}$).....	179
9.7.10.3	Volume de réserve d'eau maximum ($V_{WR,max}$)	179
9.7.10.4	Pression initiale maximale ($p_{a,max}$)	180
9.7.10.5	Pression initiale réelle à régler (p_a)	180
9.7.10.6	Volume de réserve d'eau réel (V_{WR}) et pression finale réelle (p_e).....	180
9.7.11	Tableau de calcul des vases d'expansion à pression variable	181
9.8	Dimensionnement des vases d'expansion à pression constante.....	182
9.8.1	Domaine d'application	182
9.8.2	Types de vases d'expansion à pression constante	183
9.8.2.1	Fonctionnement du vase d'expansion à compresseur.....	183
9.8.2.2	Fonctionnement du vase d'expansion à pompe	183
9.8.3	Calcul des volumes d'eau et d'air du vase d'expansion à pression constante (avec compresseur).....	184
9.8.4	Pression réglée dans le vase d'expansion (p_{reg})	185
9.8.5	Calcul de la capacité du compresseur (q_{com})	186
9.8.6	Tableau de calcul des vases d'expansion à pression constante	187



9 VASES D'EXPANSION

9.1 INTRODUCTION

Après avoir mis en évidence le rôle des vases d'expansion fermés, leur importance, leur mode de fonctionnement et leurs conditions d'utilisation, nous formulerons dans ce chapitre quelques directives concernant la qualité des vases, leur entretien et leur pose, puis examinerons la manière de déterminer le volume d'expansion et la capacité des appareils.

Nous nous intéresserons ensuite plus particulièrement au fonctionnement et au dimensionnement des vases d'expansion fermés à pression variable et à pression constante, principalement utilisés dans les grandes installations de chauffage. Des tableaux de calcul pratiques permettront aux auteurs de projet de réaliser un dimensionnement rapide et correct de ces deux types d'appareils.

Pour conclure, nous passerons en revue les différentes règles à suivre pour prévenir les effets indésirables tels que la cavitation des pompes ou le phénomène d'ébullition à l'intérieur des chaudières. Le respect de ces règles n'enlève cependant rien à la nécessité de se conformer aux instructions émises par le fabricant des appareils de chauffage (vase d'expansion, chaudière, pompe ou circulateur).

9.2 RÔLE, IMPORTANCE ET FONCTIONNEMENT DU VASE D'EXPANSION

9.2.1 VASE D'EXPANSION OUVERT / VASE D'EXPANSION FERMÉ

Le rôle du vase d'expansion consiste à empêcher à tout moment une variation excessive de la pression à l'intérieur de l'installation (en situation de chauffe ou à l'état refroidi). Il convient notamment d'éviter que l'installation soit mise en dépression, au risque de créer des problèmes de corrosion dus à une possible aspiration d'air. Le dimensionnement correct du vase d'expansion ainsi que le contrôle et le réglage précis de la pression sont des opérations essentielles pour atteindre cet objectif.

De nos jours, les vases d'expansion ouverts, placés au niveau le plus élevé de l'installation, ont pratiquement disparu du marché en raison de leurs multiples inconvénients. Parmi ceux-ci, on peut citer, par exemple, l'important risque de corrosion résultant du contact de l'eau avec l'air ambiant, qui se diffuse en permanence au sein de l'installation, la perte d'eau constante due à l'évaporation ou le risque de gel dans les locaux non protégés. La nécessité de placer le vase d'expansion au point le plus haut de l'installation génère en outre des coûts élevés et un encombrement non négligeable. Vu ses nombreux inconvénients, ce type d'appareil ne sera plus traité dans la suite de ce Rapport.

Les vases d'expansion le plus couramment installés de nos jours sont presque exclusivement des appareils fermés, sous pression, dans lesquels l'eau et le gaz sont séparés par une membrane en caoutchouc ou une vessie (figure 64, p. 164). Dans les petites installations et les installations moyennes, ces vases d'expansion présentent en général une pression variable selon la température de l'eau. Le dimensionnement de ces appareils est décrit au § 9.7.

Au sein de très grandes installations ou de bâtiments élevés dans lesquels le vase d'expansion est disposé au plus bas niveau de la construction, on privilégie habituellement les appareils à pression constante munis d'un compresseur ou d'une pompe qui maintient la pression, quelle que soit la température de l'eau.

Pour le dimensionnement de ces appareils, nous renvoyons au § 9.8.

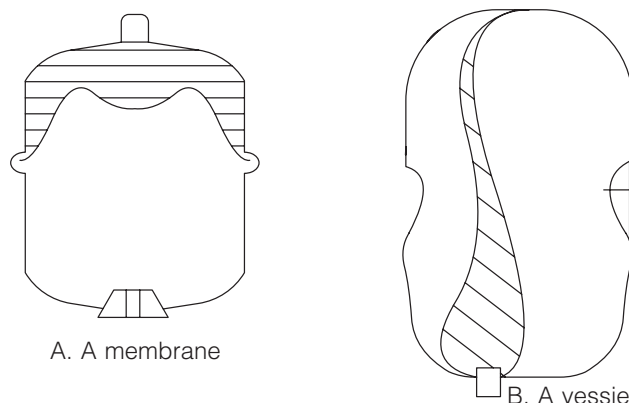


Fig. 64 Vase d'expansion fermé.

9.2.2 FONCTIONNEMENT DES VASES D'EXPANSION FERMÉS À PRESSION VARIABLE

Dans une installation de chauffage central, l'eau se dilate lorsqu'elle se réchauffe (expansion) et se rétracte lorsqu'elle se refroidit (contraction), augmentant et abaissant respectivement la pression du réseau. Le rôle du vase d'expansion consiste précisément à empêcher toute variation excessive de la pression.

Le fonctionnement du vase d'expansion à pression variable peut se résumer comme suit : chaque fois que l'eau se réchauffe, l'accroissement de volume qui en résulte est absorbé par le vase d'expansion, dans lequel le gaz se comprime. L'espace libéré par le gaz comprimé est alors occupé par l'excès d'eau recueilli dans le vase. Le phénomène s'inverse lors du refroidissement : le volume d'eau se rétracte dans l'installation et l'espace laissé vide dans le vase est remplacé par le gaz. Une certaine réserve d'eau doit néanmoins demeurer dans le vase d'expansion durant la phase de refroidissement. Les deux situations sont illustrées à la figure 65.

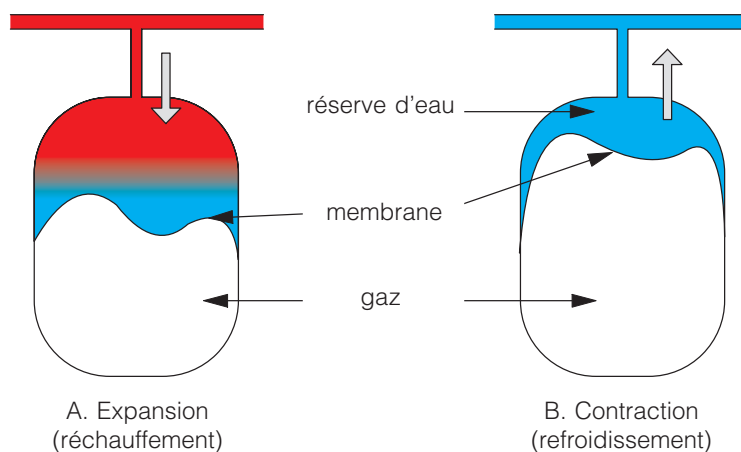


Fig. 65 Principe de fonctionnement du vase d'expansion fermé à pression variable.

9.2.3 IMPORTANCE DU DIMENSIONNEMENT ET CONDITIONS D'UTILISATION DES VASES D'EXPANSION

Le dimensionnement du vase d'expansion fermé à pression variable consiste à choisir sa capacité et à déterminer les pressions à régler et à contrôler. On se base à cet effet sur les règles suivantes :

- la pression de l'installation doit à tout moment (aussi bien à l'état chaud qu'à l'état froid) et en tout point (y compris le plus haut) être supérieure à la pression atmosphérique, afin d'éviter qu'une dépression n'introduise de l'air extérieur (riche en oxygène) à l'intérieur du réseau. Une fois l'installation refroidie, il convient donc de maintenir dans le vase d'expansion une réserve d'eau sur laquelle le gaz peut exercer une pression (évitant ainsi de générer une dépression). Cette réserve d'eau doit aussi permettre de compenser d'éventuelles petites fuites d'eau et/ou servir d'appoint après une purge d'air

- la pression de l'installation à chaud doit être inférieure (tout en gardant une marge de sécurité) à la pression d'ouverture de la soupape de sécurité, faute de quoi des pertes d'eau peuvent se produire via cette dernière.

L'efficacité du vase d'expansion ne sera assurée que si les conditions ci-dessous sont satisfaites :

- choix du vase :
 - le volume du vase doit être suffisamment grand (voir dimensionnement)
 - sa pression de gonflage doit être contrôlée (et éventuellement adaptée lors du montage)
 - la membrane doit être de bonne qualité (matériau, épaisseur, allongement sur certains types de produits, etc.). Une membrane de mauvaise qualité donne souvent lieu à une perte rapide de la pression de gonflage (par diffusion au travers de la membrane)
- montage :
 - l'emplacement du vase par rapport à la pompe et à la chaudière doit être approprié (voir § 9.4)
 - la pression de gonflage doit être correctement réglée; ce réglage est particulier à chaque installation et s'effectue en fonction de la hauteur entre le vase et le point le plus élevé du réseau
 - la pression initiale (ou pression de remplissage) doit être choisie judicieusement afin que la réserve d'eau soit suffisante à tout moment dans le vase et que le gaz puisse y maintenir sa pression en toute circonstance
- entretien :
 - la pression de gonflage du vase doit être contrôlée régulièrement pour garantir le bon fonctionnement de l'installation (durée de vie, fiabilité, confort et consommation)
 - lors du montage, il faut donc prendre les dispositions nécessaires pour assurer l'accessibilité de la valve et pour pouvoir démonter le vase sans devoir vider toute l'installation.

Dans le cas d'une chaudière murale à vase d'expansion intégré, il y a lieu de déterminer et de contrôler le volume et la pression de gonflage pour chaque installation. Les vases d'expansion intégrés ont souvent un volume insuffisant et une pression de gonflage inadaptée; le cas échéant, on démontera le vase incorporé et on installera un vase externe correctement dimensionné.

Si ces conditions ne sont pas respectées, la pression risque de croître de manière démesurée lors de la montée en température – ce qui donnera lieu à des pertes d'eau (par ouverture de la soupape de sécurité); une dépression peut également se produire aux points hauts de l'installation lors de son refroidissement, avec pour corollaire une éventuelle aspiration d'air et la formation de corrosion.

Toutefois, ces principes sont encore trop souvent ignorés et il n'est pas rare aujourd'hui de voir apparaître des problèmes provoqués par l'introduction d'air ou les appoints fréquents d'eau (riche en oxygène) : corrosion (fuites, colmatages, usure de la pompe), nuisances sonores dues à l'accumulation d'air ou à l'entraînement de bulles d'air, émission calorifique insuffisante des radiateurs du fait d'une mauvaise circulation, ... Autant de désordres qui contribuent à une baisse du confort, une hausse de la consommation d'énergie et des coûts d'entretien ou de réparation inutiles.

9.3 QUALITÉ ET ENTRETIEN DU VASE D'EXPANSION

Outre un dimensionnement correct, les clés du bon fonctionnement d'une installation tiennent au soin et au professionnalisme apportés au placement du vase d'expansion et à son entretien.

L'expérience montre que la diffusion du gaz dans l'eau provoque une baisse graduelle de la pression de gonflage spécifiée par le fabricant (lors de la production ou à la livraison) et de la pression de remplissage (après placement) : les mouvements périodiques d'aller et venue de l'eau entre le vase d'expansion et l'installation entraînent le gaz à l'intérieur des tuyauteries, dans lesquelles il tendra à disparaître avec la corrosion (cas de l'oxygène) ou à s'accumuler dans les parties hautes, voire encore à s'échapper à l'occasion d'une purge.

La capacité d'un vase d'expansion à conserver ou non son gaz (et donc sa pression de gonflage) dépend notamment de la qualité de la membrane. On notera à cet égard que, si certaines membranes résistent mieux à la diffusion, elles ont cependant tendance à se déchirer plus rapidement. Le gaz sous pression peut également s'échapper par une valve devenue perméable (à la suite d'un contrôle, par exemple). Un simple test à l'eau savonneuse est dès lors recommandé.

La nature du gaz sous pression est un facteur à ne pas négliger. Ainsi, l'azote pur se diffuse plus difficilement dans le réseau et induit un moins grand risque de corrosion qu'un remplissage d'air dont la teneur en oxygène est susceptible de corroder les composants métalliques de l'installation. Les produits de corrosion emportés avec le mouvement de l'eau peuvent alors se déposer dans la chaudière ou provoquer le colmatage des tuyauteries et des vannes.

Pour pérenniser le bon fonctionnement du vase d'expansion, il est nécessaire non seulement de contrôler et d'ajuster la pression de gonflage avant le placement, mais il convient également de réitérer cette opération régulièrement (tous les ans ou, au moins, tous les deux ans et, de préférence, lors de l'entretien périodique de la chaudière). A l'occasion de ce contrôle, qui nécessite l'isolement du vase (voir Note 39), on notera, dans un document à conserver à proximité de l'appareil, la date et la pression de gonflage mesurée, puis on adaptera cette dernière si nécessaire. Une baisse de pression anormale peut être le signe d'un vase d'expansion défectueux, tandis qu'une baisse légère peut être attribuée au processus inévitable de diffusion.

Cette façon de procéder permettra à l'installateur de se faire une meilleure idée de la qualité des vases d'expansion qu'il place et de se rendre compte, le cas échéant, de la nécessité d'un entretien.

NOTE 39

Selon la norme NBN EN 12828 [B21], le raccord entre la chaudière et le vase d'expansion doit rester accessible pendant le fonctionnement de l'installation.

La présence entre les deux appareils d'un robinet de vidange et d'un robinet d'arrêt (bloqué en position ouverte) combinés en un seul accessoire de contrôle est toutefois recommandée pour pouvoir isoler le vase et/ou mesurer sa pression de gonflage.

9.4 EMBLACEMENT DU VASE D'EXPANSION DANS L'INSTALLATION

L'emplacement du vase d'expansion revêt une grande importance, car son point de raccordement à l'installation constitue le point neutre, c'est-à-dire le point où la pression est indépendante du fonctionnement du circulateur.

Le positionnement du vase d'expansion doit se faire en tenant compte de trois critères importants :

- respect de la pression minimum de la chaudière : le vase doit être placé le plus près possible de la chaudière afin de minimiser la perte de charge entre les deux appareils et de conserver la pression minimale nécessaire au bon fonctionnement de la chaudière
- prévention du phénomène de cavitation de la pompe : le vase d'expansion doit se situer du côté de l'aspiration de la pompe, où une pression minimale (spécifiée par le fabricant de la pompe) doit être garantie (voir § 9.7.7.1)
- protection de la membrane : pour prolonger sa durée de vie, le vase doit être raccordé à la conduite de retour vers la chaudière (où la température de l'eau est la plus basse); pour limiter la vitesse de diffusion du gaz à travers la membrane, la température régnant dans le vase ne peut dépasser la température maximale spécifiée par le fabricant de la membrane.

La figure 66 (p. 167) propose, à titre d'information, quatre dispositions possibles du vase d'expansion par rapport à la chaudière et à la pompe, ainsi que les variations de pression qui y sont associées. La pression atmosphérique p_{at} sert de valeur de référence et la pression au droit du point de raccordement du vase à l'installation est le point neutre N (voir §§ 9.7 et 9.8).

Ces configurations sont évaluées en se basant sur les trois critères définis ci-dessus, mais également – et surtout – en tenant compte du fait que la pression du circuit de distribution doit être supérieure à la pression atmosphérique :

- les configurations A (vase d'expansion, pompe, chaudière) et B (vase d'expansion, chaudière, pompe) conduisent aux meilleurs résultats, car la pression reste suffisamment élevée dans tout le réseau de distribution et, si les conditions sont normales (dimensionnement et réglage corrects des pressions), il n'y

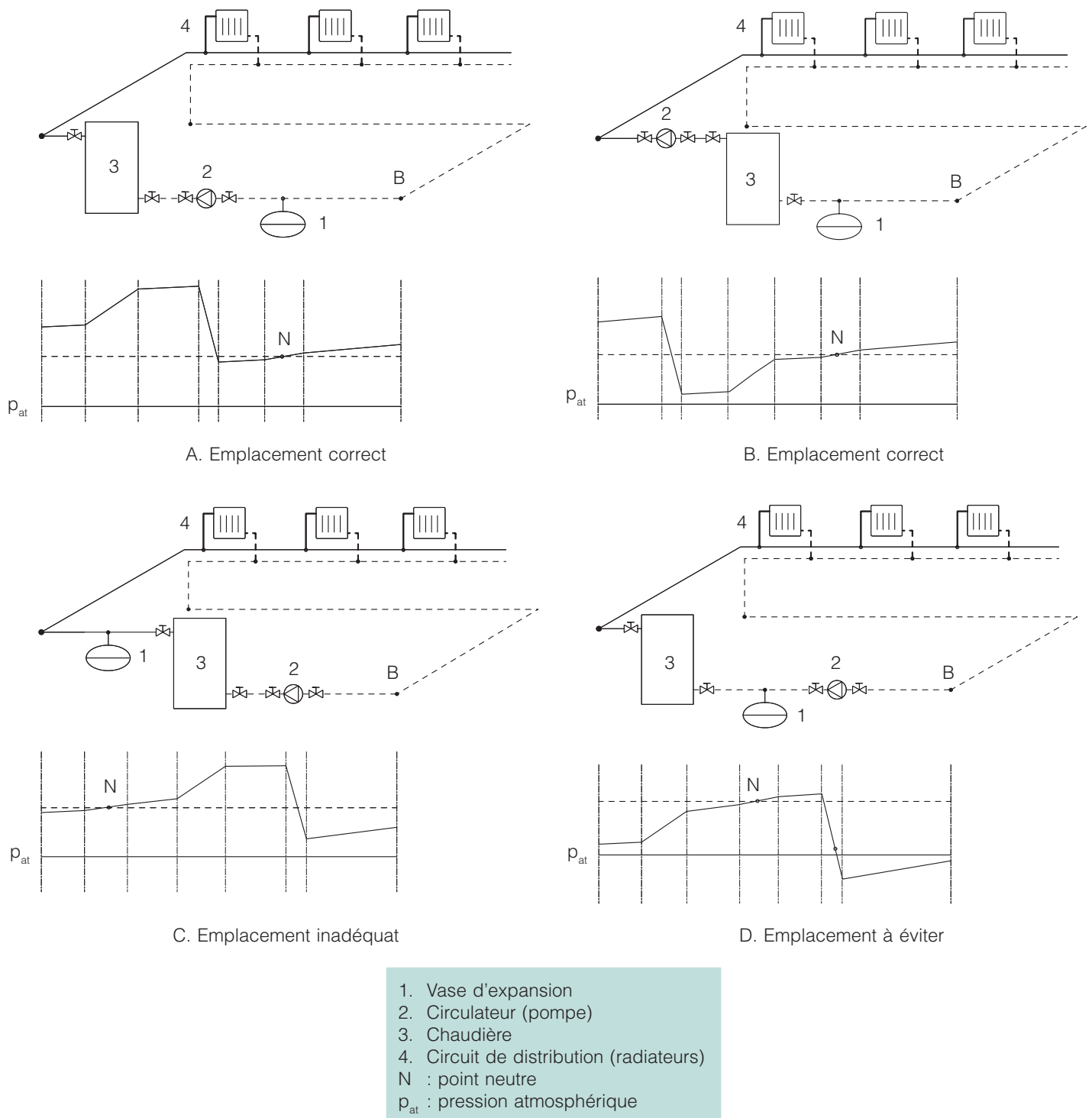


Fig. 66 Emplacement du vase d'expansion dans l'installation.

a pas risque de mise en dépression; on évitera toutefois la configuration B dans le cas de chaudières présentant d'importantes pertes de charge

- la configuration C (pompe, chaudière, vase d'expansion) donne de moins bons résultats et n'est donc pas recommandée, car la pression régnant dans l'installation est inférieure à celle du point neutre (d'où un risque de dépression); la membrane est en outre soumise à de hautes températures (vase sur la conduite de départ) et la pression à l'aspiration de la pompe pourrait être trop faible (risque de cavitation)
- quant à la configuration D (pompe, vase d'expansion, chaudière), elle doit à tout prix être évitée, non seulement parce qu'elle présente les mêmes inconvénients que la disposition C, mais aussi parce qu'elle induit presque toujours un risque de mise en dépression de l'installation.

9.5 VOLUME D'EXPANSION DE L'EAU (V_e)

9.5.1 TEMPÉRATURE MAXIMUM DE L'EAU (θ_{\max})

Quel que soit le régime de température choisi pour faire fonctionner l'installation, un défaut de régulation de la chaudière (aquastat de contrôle) est toujours susceptible d'augmenter la température de l'eau au-dessus de la valeur maximale de service θ_{\max} (aquastat de sécurité). La norme NBN EN 12828 [B21] recommande d'utiliser cette valeur pour le dimensionnement des vases d'expansion. Bien qu'en réalité, l'eau ne soit chauffée qu'à la moyenne des températures de l'eau de départ et de l'eau de retour, on considère, pour des raisons de sécurité, que la température de l'eau se situe à une valeur initiale qui correspond à la température de l'eau de remplissage (10 °C), pour atteindre la température maximale de service θ_{\max} . En pratique, cette dernière équivaut à la valeur de consigne du limiteur de température de sécurité de la chaudière (aquastat de sécurité), augmentée de 10 °C.

EXEMPLE

En supposant une température d'eau réglée à 100 °C au niveau de l'aquastat de sécurité, la température maximale de service est égale à : $\theta_{\max} = 100 + 10 = 110$ °C.

9.5.2 VOLUME D'EXPANSION ET COEFFICIENT D'EXPANSION DE L'EAU

Le volume d'expansion V_e de l'eau circulant dans l'installation dépend de la quantité V_{sys} qu'elle contient et du degré de réchauffement subi par la masse d'eau. L'augmentation du volume d'eau se caractérise par un coefficient d'expansion 'e', dont les valeurs sont reprises au tableau 38 pour une température initiale de l'eau de remplissage de 10 °C.

Tableau 38 Masse volumique et coefficient d'expansion de l'eau (température de départ 10 °C).

Température maximale de service θ_{\max} (°C)	Masse volumique v (dm ³ /kg)	Coefficient d'expansion e (en %) pour différentes concentrations d'antigel (éthylène glycol)					
		0 %	10 %	20 %	30 %	40 %	50 %
10	1,0003	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
20	1,0017	0,14	0,29	0,31	0,34	0,36	0,38
30	1,0043	0,40	0,63	0,67	0,72	0,77	0,81
40	1,0078	0,75	1,02	1,09	1,16	1,22	1,30
50	1,0121	1,18	1,46	1,55	1,64	1,74	1,83
60	1,0171	1,68	1,96	2,07	2,18	2,30	2,42
70	1,0228	2,25	2,51	2,64	2,78	2,91	3,06
80	1,0292	2,89	3,12	3,27	3,43	3,59	3,76
90	1,0361	3,57	3,79	3,96	4,14	4,32	4,51
100	1,0437	4,34	4,52	4,71	4,91	5,11	5,33
110	1,0519	5,15	5,31	5,52	5,74	5,97	6,21
120	1,0606	6,02	6,17	6,40	6,64	6,89	7,16
130	1,0700	6,97	7,04 (*)	7,28 (*)	7,55 (*)	7,83 (*)	8,12 (*)

(*) Valeurs extrapolées [A2, R1].

NOTE 40

L'ajout d'antigel, d'inhibiteur de corrosion ou d'autres additifs chimiques est de nature à modifier le coefficient d'expansion de l'eau. Le cas échéant, il y a lieu d'en tenir compte lors du calcul du volume d'expansion. Le tableau 38 fournit des valeurs représentatives du coefficient d'expansion pour différentes concentrations d'antigel.

NOTE 41

Les produits antigels pouvant être nocifs pour les appareils de chauffage (pompe, conduits, chaudière, vase d'expansion, etc.), on limitera leur usage aux situations d'absolue nécessité, dans le respect des instructions émises par le fabricant des produits ou des appareils.

Le calcul du volume d'expansion s'effectue à l'aide de la formule suivante :

$$V_e = \frac{e}{100} \cdot V_{\text{sys}} \quad (9.1)$$

dans laquelle :

V_e = le volume d'expansion de l'eau, en litres (l)

e = le coefficient d'expansion de l'eau, en % (tableau 38, p. 168)

V_{sys} = la quantité d'eau totale contenue dans l'installation, en litres (l), déterminée selon le § 9.6.

EXEMPLE

Pour une quantité d'eau totale V_{sys} de 200 litres et une température maximale de service θ_{max} de 110 °C, le volume d'expansion de l'eau (en l'absence d'antigel) s'élèvera à :

$$V_e = V_{\text{sys}} \cdot e / 100 = 200 \cdot 5,15 / 100 = 10,30 \text{ litres.}$$

9.6 CALCUL DE LA CONTENANCE DE L'INSTALLATION (V_{sys})

9.6.1 CONTENANCE D'UNE INSTALLATION NEUVE

La contenance d'une installation de chauffage neuve V_{sys} peut être calculée avec précision en additionnant la capacité des conduits, de la chaudière, des corps de chauffe et des accessoires.

Pour connaître la capacité des conduits, il suffit de multiplier la longueur totale des tuyaux de chaque diamètre (donnée de conception connue dans le cas d'une installation neuve) par la capacité correspondante (V_L). Les tableaux 39 (ci-dessous) et 40 (p. 170) donnent cette valeur (en l/m) pour divers types de conduits. La contenance des appareils (radiateurs, convecteurs, chaudières, aérothermes, ...) est stipulée dans la documentation technique des fabricants.

Les valeurs indicatives de la contenance des chaudières et corps de chauffe sont fournies au tableau 41 (p. 170) en fonction de la puissance installée.

Tableau 39 Dimensions et contenance des conduits en acier par unité de longueur (NBN EN 10255) [B17].

DN (1)	Dimension du filet	D_i (m) (2)	D_e (m) (3)	V_L (l/m) (4)
DN10	3/8"	0,0125	0,0172	0,1227
DN15	1/2"	0,0160	0,0213	0,2011
DN20	3/4"	0,0216	0,0269	0,3664
DN25	1"	0,0272	0,0337	0,5811
DN32	5/4"	0,0359	0,0424	1,0122
DN40	6/4"	0,0418	0,0483	1,3723
DN50	2"	0,0545	0,0603	2,3328
DN65	2,5"	0,0703	0,0761	3,8815
DN80	3"	0,0825	0,0889	5,3456
DN100	4"	0,1071	0,1143	9,0088
DN125	5"	0,1317	0,1397	13,6226
DN150	6"	0,1593	0,1683	19,9306

(1) DN : diamètre nominal.

(2) D_i : diamètre intérieur moyen.

(3) D_e : diamètre extérieur moyen.

(4) V_L : contenance par unité de longueur.

Tableau 40 Dimensions et contenance des conduits en cuivre (NBN EN 1057 et NBN EN 13349) [B12, B24]), des conduits de précision (NBN EN 10305-1 et 10305-2) [B18, B19] et des conduits en matières synthétiques (NBN EN ISO 15874-2, 15875-2, 15876-2 et 15877-2) [B39, B40, B41, B42] par unité de longueur.

Conduits en cuivre			Conduits de précision			Conduits en matières synthétiques		
D _e x s (mm) (¹)	D _i (m) (²)	V _L (l/m) (³)	D _e x s (mm) (¹)	D _i (m) (²)	V _L (l/m) (³)	D _e x s (mm) (¹)	D _i (m) (²)	V _L (l/m) (³)
12 x 1	0,010	0,079	10 x 1	0,008	0,050	12 x 2	0,008	0,050
14 x 1	0,012	0,113	12 x 1	0,010	0,079	14 x 2	0,010	0,079
15 x 1	0,013	0,133	15 x 1	0,013	0,133	16 x 2	0,012	0,113
16 x 1	0,014	0,154	16 x 1	0,014	0,154	17 x 2	0,013	0,133
18 x 1	0,016	0,201	18 x 1	0,016	0,201	18 x 2	0,014	0,154
20 x 1	0,018	0,254	22 x 1,5	0,019	0,284	20 x 2	0,016	0,201
22 x 1	0,020	0,314	28 x 1,5	0,025	0,491			
28 x 1,5	0,025	0,491						
34 x 1,5	0,031	0,755						
42 x 1,5	0,039	1,195						

(¹) D_e x s : diamètre extérieur x épaisseur de la paroi.
 (²) D_i : diamètre intérieur.
 (³) V_L : contenance par unité de longueur.

Types d'appareils	Contenance (l/kW)
Chaudières murales	0,1 ... 0,5
Chaudières en fonte	0,2 ... 1,5
Chaudières en acier	0,7 ... 4,5
Radiateurs à panneaux	2,5 ... 7
Radiateurs à éléments en acier	8 ... 16
Radiateurs en fonte	5 ... 10
Radiateurs en aluminium	1 ... 6
Convecteurs	0,3 ... 2,5

Tableau 41
Valeurs indicatives de la contenance des chaudières et des corps de chauffe en fonction de la puissance installée.

9.6.2 CONTENANCE D'UNE INSTALLATION EXISTANTE

La contenance d'une installation existante dont le réseau de conduits n'est pas connu peut être évaluée sur la base de la puissance thermique totale. La figure 67 (p. 171) fournit, à titre indicatif, la contenance de plusieurs types d'installations de chauffage central à eau chaude.

9.7 DIMENSIONNEMENT DES VASES D'EXPANSION À PRESSION VARIABLE

9.7.1 FONCTIONNEMENT DES VASES D'EXPANSION À PRESSION VARIABLE

Le choix d'un vase d'expansion adapté revêt une grande importance et nécessite un calcul correct des volumes d'eau et des pressions de gaz. La procédure de dimensionnement exposée ci-après, conforme à la méthode préconisée par la norme NBN EN 12828 [B21], s'applique aux petites installations et aux installations moyennes pour lesquelles :

- le volume d'expansion (V_e) est inférieur à 100 litres
- la hauteur statique h_{st} ne dépasse pas 25 mètres pour une soupape de sécurité réglée sur 3 bars.

NOTE 42

Dans le cas de grandes installations, on utilise des vases d'expansion à pression constante; leur domaine d'application et leur fonctionnement sont décrits au § 9.8.

La figure 68 (p. 171) représente le schéma de fonctionnement d'un vase d'expansion à l'intérieur duquel la pression du gaz et le volume de l'eau varient selon les conditions de fonctionnement.

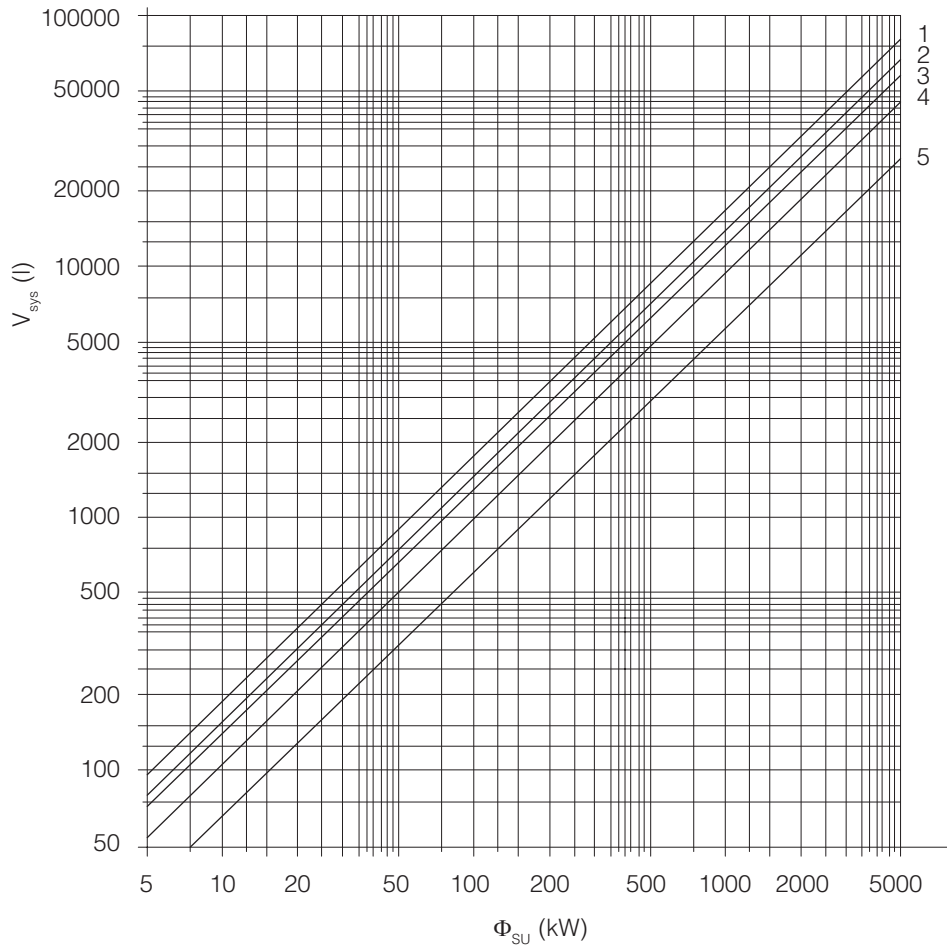


Fig. 67
 Contenance moyenne V_{sys} (en litres) des installations de chauffage central en fonction de leur puissance thermique nominale Φ_{SU} (en kW) [R2].

1. Chauffage par le sol
2. Radiateurs en acier
3. Radiateurs en fonte
4. Radiateurs à panneaux
5. Convecteurs

On distingue trois situations caractérisées chacune par une pression de gaz bien déterminée :

- pression de gonflage (p_0) : c'est la situation dans laquelle le vase d'expansion ne contient pas d'eau (état tel que vendu dans le commerce); son volume total V_{exp} est donc rempli de gaz, à une pression dite de gonflage (p_0) (figure 68A)
- pression initiale (p_a) : l'installation est remplie d'eau, mais n'est pas encore en service (installation froide); le vase d'expansion doit néanmoins contenir un certain volume d'eau (volume de réserve V_{WR}) et le gaz est à la pression initiale p_a pour un volume d'air initial V_i (figure 68B)
- pression finale (p_e) : l'installation est en fonctionnement et le volume d'expansion V_e s'ajoute au volume de réserve V_{WR} du fait du réchauffement de l'eau. Le volume d'eau total du vase est le volume d'eau net V_n ; la pression du gaz qui y règne augmente jusqu'à une valeur finale p_e pour un volume d'air final V_f (figure 68C).

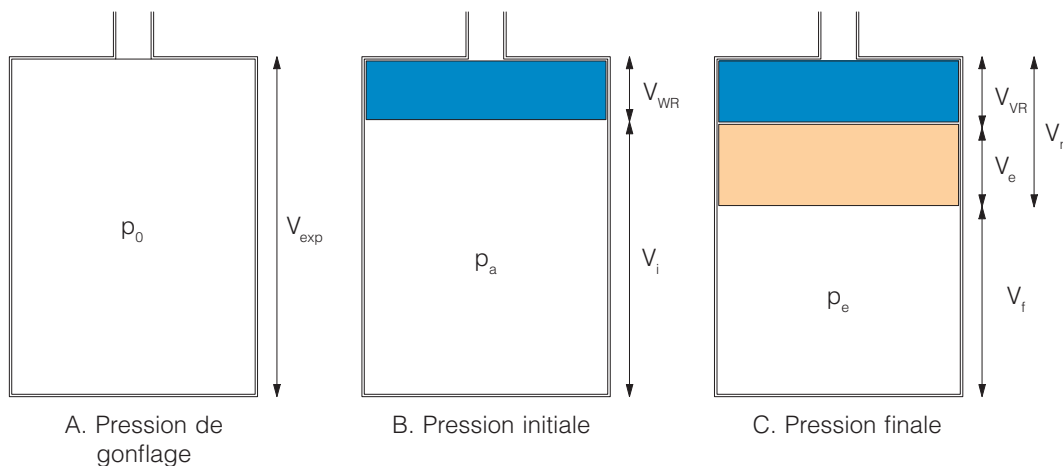


Fig. 68 Schéma de fonctionnement du vase d'expansion fermé à pression variable.

La pression du gaz et le volume de l'eau doivent être déterminés pour chacune des situations considérées. A cet effet, on définit tout d'abord des valeurs théoriques minimum qui sont ensuite recalculées en fonction du vase d'expansion choisi, afin de connaître la pression initiale réelle à prévoir.

Cette procédure de calcul, décrite en détail ci-après, est illustrée à l'aide d'un exemple que l'on retrouvera au tableau 43 (p. 181).

9.7.2 VOLUME MINIMUM DE LA RÉSERVE D'EAU ($V_{WR,min}$)

Dans une installation à l'arrêt, complètement refroidie, le vase d'expansion doit conserver un certain volume d'eau, de façon à pouvoir exercer une pression sur la masse d'eau présente dans l'installation.

Si tel n'est pas le cas (mauvais dimensionnement du vase, pertes d'eau, etc.), l'installation risque d'entrer en dépression par rapport à son environnement chaque fois qu'elle se refroidit et donc de favoriser la pénétration d'air et la formation de corrosion.

Pour déterminer le volume minimum de la réserve d'eau dans le vase d'expansion, on peut appliquer les règles suivantes :

- si le vase d'expansion a une capacité (volume d'air total $V_{exp,min}$) inférieure ou égale à 15 litres, la réserve d'eau doit au moins correspondre à 20 % de cette valeur, soit :

$$V_{WR,min} = V_{exp,min} \cdot 0,2 \quad (I) \quad (9.2)$$

- si le vase a une capacité $V_{exp,min}$ supérieure à 15 litres, la réserve d'eau doit au moins correspondre à 0,5 % de la contenance en eau V_{sys} de l'installation, avec un minimum de 3 litres, soit :

$$V_{WR,min} = \max [V_{sys} \cdot 0,005 ; 3] \quad (I) \quad (9.3).$$

La détermination du volume minimum de la réserve d'eau repose donc en partie sur une inconnue : le volume d'air total $V_{exp,min}$ du vase. Pour le calcul pratique, on peut prendre comme hypothèse de départ que le volume du vase d'expansion sera supérieur à 15 litres et utiliser la deuxième règle qui se base sur la contenance en eau V_{sys} de l'installation.

Si le volume calculé d'air total minimum (voir § 9.7.9) s'avère être inférieur à 15 litres, on peut refaire le calcul sur la base de la première règle.

EXEMPLE

Si l'on considère, comme dans l'exemple du § 9.5.2, un volume d'eau total V_{sys} de 200 litres, la réserve d'eau minimale du vase s'élèvera à :

$$V_{WR,min} = \max [V_{sys} \cdot 0,005 ; 3] = \max [200 \cdot 0,005 ; 3] = \max [1 ; 3] = 3 \text{ litres.}$$

Le volume d'expansion de 10,30 litres calculé au § 9.5.2 montre clairement que le volume d'air total du vase dépassera facilement les 15 litres, ce qui corrobore la règle ci-dessus.

9.7.3 VOLUME D'EAU NET MINIMUM ($V_{n,min}$)

Le volume d'eau net minimum $V_{n,min}$ est le volume d'eau total du vase d'expansion en conditions normales (installation à chaud), c'est-à-dire la somme du volume minimum de la réserve d'eau $V_{WR,min}$ et du volume d'expansion V_e , soit :

$$V_{n,min} = V_{WR,min} + V_e \quad (I) \quad (9.4).$$

EXEMPLE

Si l'on applique la formule (9.4), le volume d'eau net minimum s'élève à :

$$V_{n,min} = V_{WR,min} + V_e = 3 + 10,30 = 13,30 \text{ litres.}$$

9.7.4 CALCUL DES PRESSIONS ABSOLUES ET RELATIVES

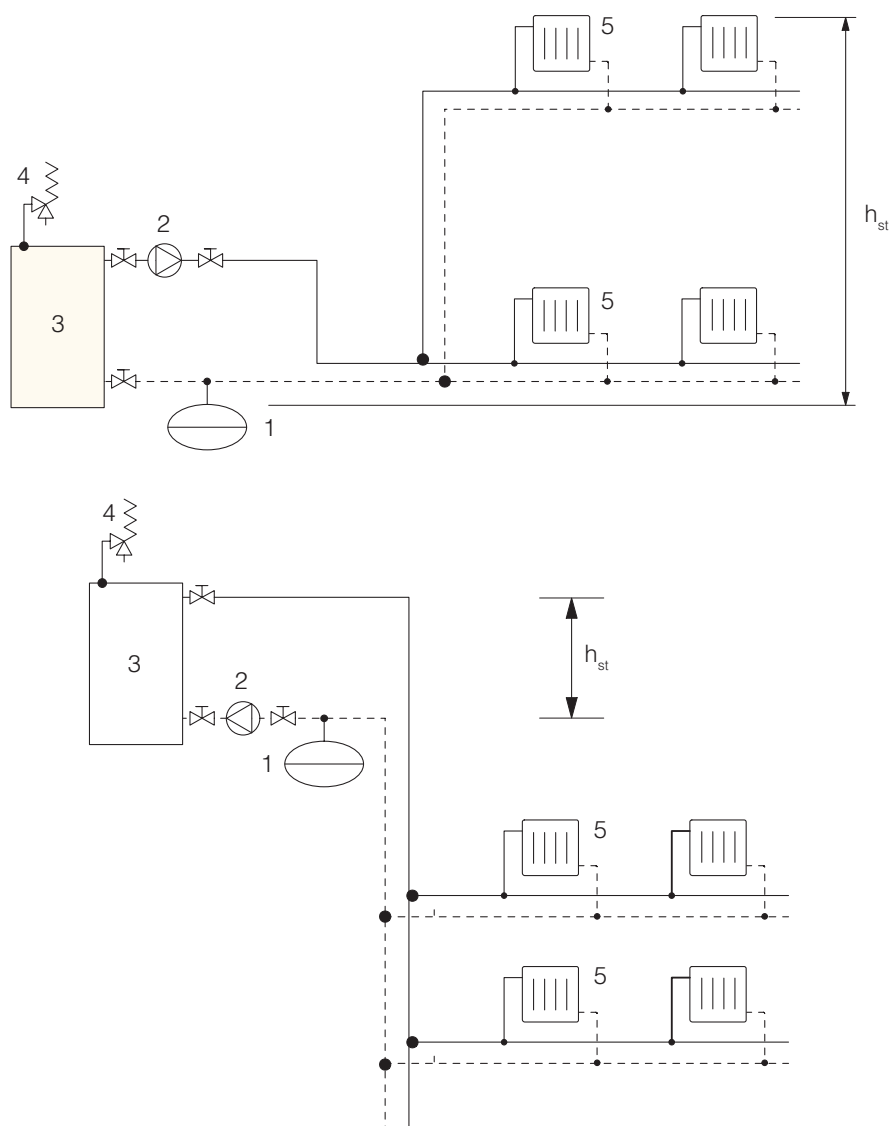
La pression de gonflage et la pression finale à régler ou à contrôler sont des valeurs relatives, c'est-à-dire celles que révèle le manomètre. Toutefois, pour pouvoir calculer le volume d'air total $V_{\text{exp,min}}$ du vase d'expansion (voir § 9.7.9), il convient de tenir compte de la pression absolue. Celle-ci est déterminée comme suit :

$$\text{pression absolue} = \text{pression relative} + \text{pression atmosphérique.}$$

On peut considérer que la pression atmosphérique varie peu et est égale à la valeur moyenne de : $p_{\text{at}} = 1 \text{ bar}$.

9.7.5 PRESSION STATIQUE (p_{st}) D'UNE INSTALLATION DE CHAUFFAGE

La pression statique p_{st} d'une installation de chauffage central est la pression exercée par le poids de la colonne d'eau au-dessus du point de raccordement du vase d'expansion. Elle dépend de la hauteur statique h_{st} de l'installation, c'est-à-dire de la différence de hauteur entre le point de raccordement du vase et le point le plus élevé de l'installation (voir figure 69).



- | | | |
|------------------------|------------------------|---------------|
| 1. Vase d'expansion | 3. Chaudière | 5. Radiateurs |
| 2. Circulateur (pompe) | 4. Soupape de sécurité | |

Fig. 69 Hauteur statique h_{st} d'une installation de chauffage.

La pression statique p_{st} se calcule à l'aide de la formule suivante :

$$p_{st} = h_{st} \cdot 0,0981 \quad (\text{bars}) \quad (9.5)$$

h_{st} étant la hauteur statique de l'installation (en mètres).

NOTE 43

Selon la position du vase d'expansion, la pression statique peut parfois être très faible, par exemple lorsque la chaudière se situe en toiture (schéma inférieur de la figure 69, p. 173).

9.7.6 PRESSION DE GONFLAGE (p_0)

9.7.6.1 PRESSION DE GONFLAGE MINIMUM ($p_{0,\min}$)

Le calcul de la pression de gonflage est, lui aussi, très important, parce que cette pression doit être réglée individuellement sur chaque installation. Le calcul peut s'effectuer d'après la formule générale (9.6) explicitée ci-après, mais la valeur obtenue devra éventuellement être adaptée (augmentée) pour éviter la cavitation de la pompe (voir § 9.7.7.1) ou un phénomène d'ébullition dans la chaudière (voir § 9.7.7.2).

En théorie, la pression de gonflage p_0 doit être supérieure à la somme de la pression statique p_{st} et de la pression de vapeur saturante p_D . Cette dernière doit être ajoutée à la pression statique afin d'éviter d'éventuels phénomènes d'ébullition de l'eau dans l'installation.

La pression de vapeur saturante à adopter est donnée dans le tableau 42 en fonction de la température maximale de service θ_{\max} (voir § 9.5.1).

Tableau 42 Pression de vapeur saturante p_D de l'eau en fonction de la température maximale de service θ_{\max} .

θ_{\max} (°C)	100	105	110	115	120	125	130
p_D (bar)	0,01	0,21	0,43	0,69	0,99	1,32	1,70

La pression de gonflage minimum $p_{0,\min}$ à prendre en compte dans tous les cas est de 0,7 bar. En pratique, cette condition peut être respectée en ajoutant à la pression statique une valeur par défaut de 0,3 bar.

En conséquence, la pression de gonflage minimum peut être définie comme étant la valeur maximale de trois pressions, à savoir ($p_{st} + 0,3$), ($p_{st} + p_D$) et une pression forfaitaire de 0,7 bar, soit :

$$p_{0,\min} = \max (p_{st} + 0,3 ; p_{st} + p_D ; 0,7) \quad (\text{bars}) \quad (9.6)$$

où

$p_{0,\min}$ = la pression de gonflage minimum du vase d'expansion, en bars

p_{st} = la pression statique calculée selon le § 9.7.5, en bars

p_D = la pression de vapeur saturante, en bars, correspondant à la température maximale de service θ_{\max} (cf. tableau 42)

0,7 = la valeur minimale absolue de la pression de gonflage, en bars.

9.7.6.2 PRESSION DE GONFLAGE p_0 À RÉGLER

La pression de gonflage p_0 à régler doit être (légèrement) supérieure ou égale à la pression de gonflage minimale $p_{0,\min}$ calculée d'après la formule (9.6), soit :

$$p_0 \geq p_{0,\min} \quad (\text{bars}) \quad (9.7).$$

Les vases d'expansion disponibles dans le commerce et destinés aux installations de chauffage central domestiques sont généralement gonflés en usine à une pression de 0,5 bar, de 1 bar ou de 1,5 bar. La pression de gonflage doit donc être adaptée au moment du montage (en ajoutant de la pression ou en relâchant), afin de satisfaire à la condition exprimée par la formule (9.7).

EXEMPLE

Pour une différence de hauteur h_{st} de 5 mètres (figure 69, p. 173) mesurée entre le point le plus haut de l'installation et le vase d'expansion, la pression statique est égale à :

$$p_{st} = 5 \times 0,0981 = 0,49 \text{ bar.}$$

Pour une température maximale de service θ_{max} de 110 °C (quel que soit le régime de température de l'eau), la pression de vapeur saturante correspondante p_D est de 0,43 bar (tableau 42, p. 174).

La pression de gonflage à régler doit donc s'élever à :

$$p_0 \geq p_{0,min} = \max(p_{st} + 0,3 ; p_{st} + p_D ; 0,7) = \max(0,49 + 0,3 ; 0,49 + 0,43 ; 0,7) = 0,92 \text{ bar.}$$

Dans tous les cas, il est nécessaire de vérifier la valeur calculée de la pression de gonflage avant de monter le vase d'expansion dans l'installation.

9.7.7 CONDITIONS PARTICULIÈRES

9.7.7.1 COMMENT ÉVITER LA CAVITATION DE LA POMPE ?

Pour éviter la cavitation de la pompe, la pression du côté de l'aspiration doit être supérieure à la valeur NPSH spécifiée par le fabricant (p_{npsh}) (voir § 8.4.4).

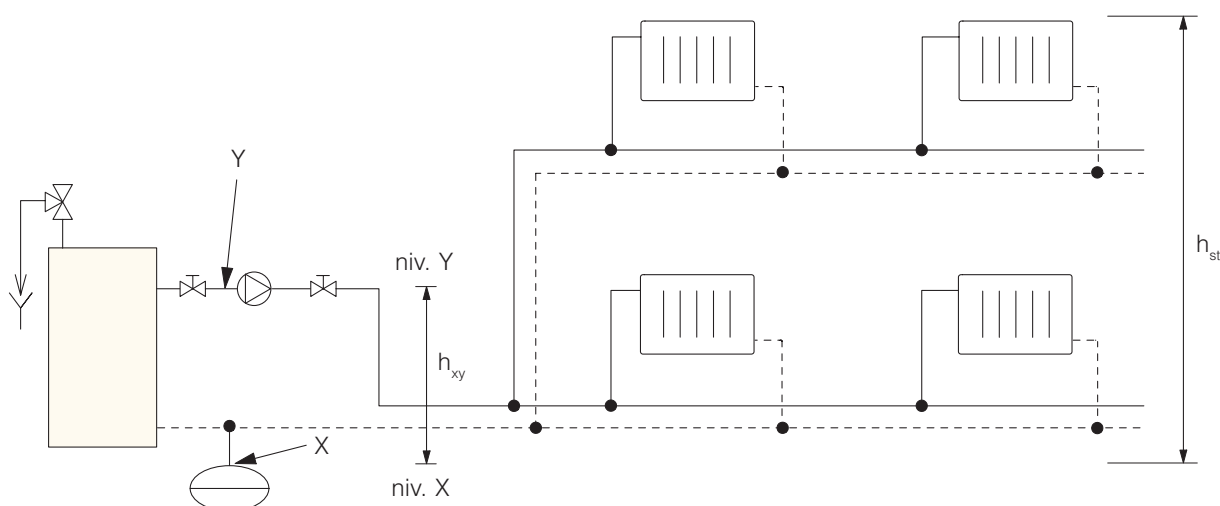


Fig. 70 Paramètres nécessaires au calcul de la pression de gonflage et permettant d'éviter la cavitation de la pompe.

La pression à l'aspiration de la pompe équivaut à la pression de gonflage p_0 du vase d'expansion, diminuée de la perte de charge totale Δp_{xy} de tous les tronçons et appareils situés entre le vase d'expansion (point de raccordement X) et l'aspiration de la pompe (point de raccordement Y), et diminuée de la pression statique $p_{st,xy}$ en cas de différence de hauteur h_{xy} entre le vase et la pompe.

La condition pour éviter la cavitation de la pompe s'exprime donc à l'aide de la formule suivante (figure 70) :

$$p_0 - (\Delta p_{xy} + p_{st,xy}) \geq p_{npsh} \quad (\text{bars}) \quad (9.8)$$

dans laquelle :

p_0 = la pression de gonflage, en bars, calculée (ou réglée) selon la formule (9.6)

Δp_{xy} = la perte de charge totale, en bars, calculée selon la formule (7.5) pour les tronçons et les appareils (chaudière, robinets, etc.) situés entre les points de raccordement X et Y

$p_{st,xy}$ = $h_{xy} \cdot 0,0981$, la pression statique, en bars, engendrée par la différence de hauteur h_{xy} (en m) entre le point de raccordement du vase d'expansion (X) et le côté aspiration de la pompe (Y); cette pression est positive lorsque X est plus bas que Y et négative dans le cas contraire

p_{npsh} = la valeur NPSH, en bars, spécifiée par le fabricant de la pompe.

NOTE 44

Pour les petites pompes (circulateurs utilisés dans les habitations), les fabricants n'indiquent pas de valeur NPSH, mais bien des valeurs directes de la pression de gonflage minimale à instaurer afin d'éviter la cavitation de la pompe. Cette valeur qui dépend de la température de l'eau peut être utilisée dans l'expression (9.8) pour remplacer la valeur NPSH (p_{npsH}).

NOTE 45

Si le vase d'expansion est placé à proximité de l'aspiration de la pompe et que la température de l'eau de retour est inférieure à 70 °C, aucune cavitation n'est à craindre, à condition que la pression de gonflage p_0 (voir § 9.7.6) et la pression initiale p_a (voir § 9.7.10.5) soient correctement réglées.

9.7.7.2 COMMENT ÉVITER LES PHÉNOMÈNES D'ÉBULLITION DANS LA CHAUDIÈRE ?

Les phénomènes locaux d'ébullition dans une chaudière peuvent être à l'origine de dégâts et de nuisances sonores. Ils peuvent se produire dans les chaudières dont la pression de fonctionnement p_{ch} descend sous la valeur minimale fixée par le fabricant.

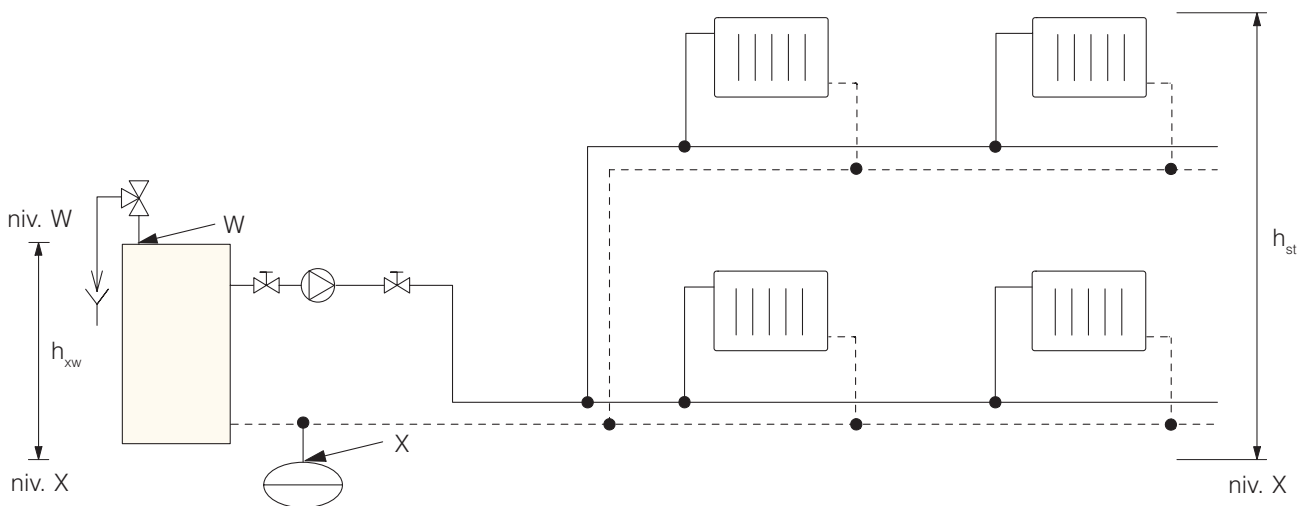


Fig. 71 Paramètres nécessaires au calcul de la pression de gonflage et permettant d'éviter une ébullition dans la chaudière.

La pression de la chaudière est égale à la pression de gonflage du vase d'expansion p_0 , diminuée de la perte de charge totale Δp_{xw} de tous les tronçons et appareils situés entre le vase (point de raccordement X) et le point de raccordement de la soupape de sécurité (point W), et diminuée de la pression statique $p_{st,xw}$ en cas de différence de hauteur entre le vase et la chaudière.

La condition à remplir pour que la pression de la chaudière ne soit pas trop faible peut donc s'exprimer à l'aide de la formule (figure 71) :

$$p_0 - (\Delta p_{xw} + p_{st,xw}) \geq p_{\text{ch}} \quad (\text{bars}) \quad (9.9)$$

dans laquelle :

- p_0 = la pression de gonflage, en bars, calculée (ou réglée) selon la formule (9.6)
- Δp_{xw} = la perte de charge totale, en bars, calculée selon la formule (7.5) pour les tronçons et les appareils (chaudière, vannes, etc.) situés entre les points de raccordement X et W
- $p_{st,xw} = h_{xw} \cdot 0,0981$, la pression statique engendrée par la différence de hauteur h_{xw} entre le point de raccordement du vase d'expansion (X) et le point de raccordement de la soupape de sécurité (W); cette pression est positive lorsque X est plus bas que W et négative dans le cas contraire
- p_{ch} = la pression de fonctionnement minimale de la chaudière, en bars, fournie par le fabricant.

NOTE 46

Les conditions permettant d'éviter la cavitation de la pompe et les phénomènes d'ébullition doivent surtout être vérifiées dans les cas suivants :

- lorsque la hauteur statique h_{st} de l'installation est faible (bâtiments peu élevés) ou que la chaudière est installée dans un grenier ou sous un toit (schéma inférieur de la figure 69, p. 173); dans ce cas, la pression de gonflage p_0 est généralement basse
- lorsqu'il y a une grande différence de hauteur et/ou une grande distance entre le vase d'expansion et la pompe ou la chaudière; les pertes de charge totales entre les différents appareils (Δp_{xy} ou Δp_{xw}) peuvent dans ce cas être importantes.

Des explications plus détaillées (accompagnées d'exemples) concernant ces cas particuliers sont présentées dans la Note explicative n° 17 du SAPC (Service des applications physiques et des contrôles de la Régie des bâtiments) [R2].

9.7.8 PRESSION MAXIMALE ADMISSIBLE (p_m)

La pression maximale admissible p_m est la pression qui ne peut être dépassée au niveau du vase d'expansion sous peine d'actionner la soupape de sécurité de la chaudière. Comme la soupape de sécurité s'enclenche à la pression d'ouverture p_s , la pression maximale admissible ne peut donc excéder cette valeur.

Bien que la pression au niveau du vase d'expansion diffère habituellement peu de la pression au droit de la soupape de sécurité (le vase d'expansion étant en général proche de la chaudière, donc proche de la soupape de sécurité), il peut néanmoins y avoir une différence significative entre les deux si :

- la différence de hauteur h_{xw} entre le vase d'expansion et la soupape de sécurité est importante (figure 72A); dans ce cas, la différence de perte de pression statique qui en résulte doit être prise en compte
- la pompe est placée entre le vase d'expansion et la chaudière (figure 72B); dans ce cas, la pression de refoulement de la pompe doit être prise en compte.

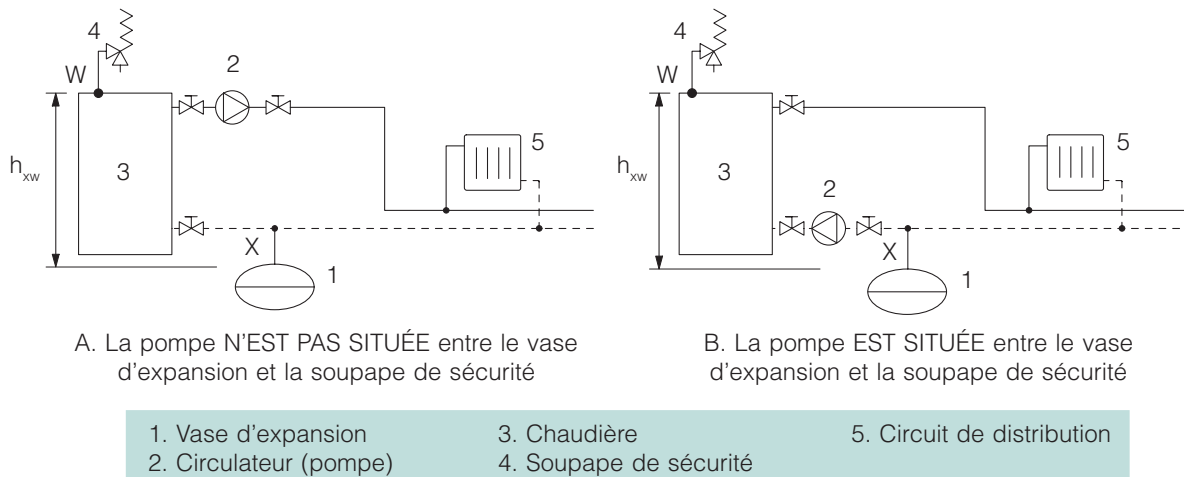


Fig. 72 Détermination de la pression maximale admissible.

L'écart entre les valeurs p_m et p_s ne peut cependant pas être trop faible, si l'on veut éviter des ouvertures intempestives de la soupape de sécurité. C'est pourquoi il est recommandé d'intégrer une marge de sécurité d'au moins 0,5 bar lors de la détermination de la valeur p_m . Il convient par ailleurs de tenir compte de la marge d'ouverture de la soupape de sécurité même; celle-ci correspond à l'écart entre la pression d'ouverture p_s et la pression de fermeture correspondante (généralement inférieure à p_s de 10 %).

On retiendra en définitive la plus grande des deux valeurs, comme le démontrent les expressions (9.10) et (9.11) ci-après.

La pression maximale admissible au niveau du vase d'expansion est déterminée par les expressions suivantes en fonction de l'emplacement de la pompe :

- si la pompe N'EST PAS SITUÉE entre le vase d'expansion et la soupape de sécurité (figure 72A, p. 177), on utilise la formule

$$p_m = p_s + p_{st,xw} - \max [0,1.p_s ; 0,5] \quad (\text{bars}) \quad (9.10)$$

- si la pompe EST SITUÉE entre le vase d'expansion et la soupape de sécurité (figure 72B, p. 177), on applique la formule

$$p_m = p_s + p_{st,xw} - \Delta p_p - \max [0,1.p_s ; 0,5] \quad (\text{bars}) \quad (9.11).$$

Dans ces formules, on a :

p_m = la pression maximale admissible du vase d'expansion, en bars

p_s = la pression d'ouverture de la soupape de sécurité, en bars

$p_{st,xw}$ = $h_{xw} \cdot 0,0981$, la pression statique, en bars, due à la différence de hauteur h_{xw} (figure 72, p. 177) entre le point de raccordement du vase d'expansion (X) et la soupape de sécurité (W); cette pression sera positive si X est plus bas que W et négative dans le cas contraire

Δp_p = la pression de refoulement de la pompe, en bars (figure 72B, p. 177).

9.7.9 VOLUME D'AIR MINIMUM ($V_{exp,min}$)

La détermination du volume d'air total du vase d'expansion repose sur la loi de *Boyle* selon laquelle, pour une quantité de gaz donnée, le produit de la pression (absolue) du gaz et du volume du gaz à température constante demeure inchangé, donc :

$$p \cdot V = \text{constante} \quad (9.12).$$

Lorsque cette loi est appliquée aux pressions et aux volumes de gaz des trois situations représentées à la figure 68 (p. 171), on peut alors écrire que :

$$(p \cdot V)_{\text{pression de gonflage}} = (p \cdot V)_{\text{pression initiale}} = (p \cdot V)_{\text{pression finale}}$$

ou, lorsqu'on utilise les valeurs réelles :

$$(p_0 + p_{at}) \cdot V_{exp} = (p_a + p_{at}) \cdot (V_{exp} - V_{WR}) = (p_e + p_{at}) \cdot (V_{exp} - V_n) \quad (9.13)$$

ou encore (avec $p_{at} = 1$ bar) :

$$(p_0 + 1) \cdot V_{exp} = (p_a + 1) \cdot (V_{exp} - V_{WR}) = (p_e + 1) \cdot (V_{exp} - V_n) \quad (9.14).$$

Le premier et le dernier terme de l'expression (9.14) permettent de calculer le volume d'air minimal $V_{exp,min}$ du vase d'expansion de la manière suivante :

$$(p_0 + 1) \cdot V_{exp,min} = (p_m + 1) \cdot (V_{exp,min} - V_{n,min}) \quad (9.15)$$

d'où :

$$V_{exp,min} = \frac{(p_m + 1)}{(p_m + 1) - (p_0 + 1)} \cdot V_{n,min} = \frac{(p_m + 1)}{(p_m - p_0)} \cdot (V_e + V_{WR,min}) \quad (l) \quad (9.16).$$

EXEMPLE

D'après la formule (9.16), le volume d'air minimal est égal à :

$$V_{exp,min} = \frac{(p_m + 1)}{(p_m + 1) - (p_0 + 1)} \cdot (V_e + V_{WR,min}) = \frac{(2,5 + 1)}{(2,5 - 1)} \cdot (10,30 + 3) = 31 \text{ litres.}$$

9.7.10 CHOIX DU VASE D'EXPANSION ET CALCUL DES PRESSIONS ET VOLUMES RÉELS

9.7.10.1 VOLUME D'AIR TOTAL (V_{exp}) DU VASE D'EXPANSION RÉEL

La figure 73 (p. 179) illustre schématiquement les différentes situations de pression et de volume qui ont été calculées pour le vase d'expansion théorique sous pression de gonflage, sous pression initiale et sous pression finale, et qui doivent être satisfaites lors du choix du vase à installer.

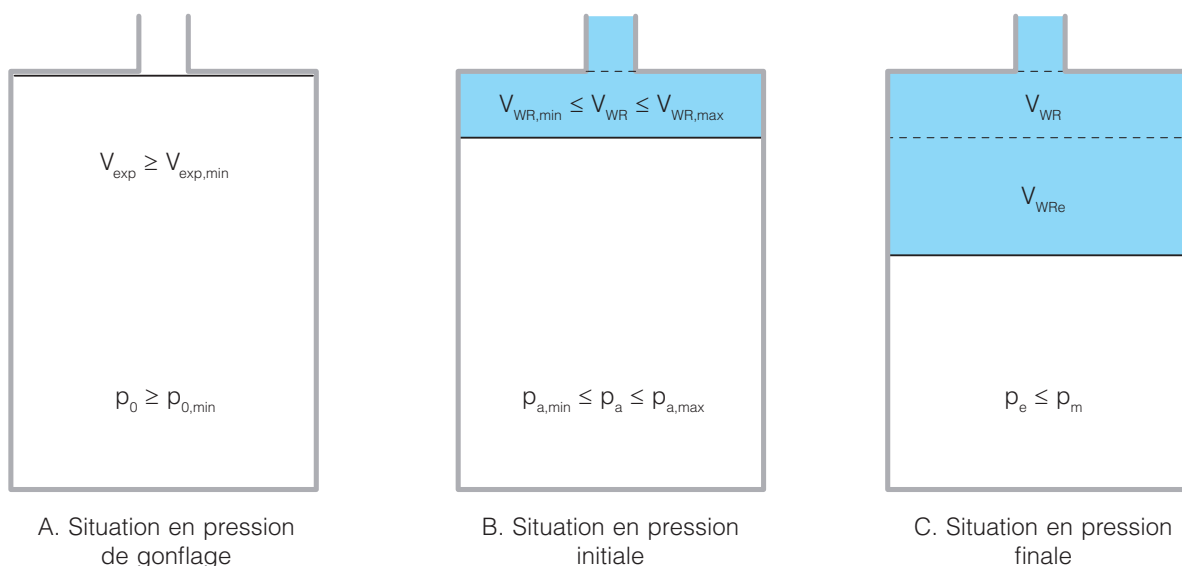


Fig. 73 Conditions de pression et de volume du vase d'expansion réel à installer.

Le volume d'air minimal $V_{exp,min}$ calculé d'après la formule (9.16) permet de choisir un vase d'expansion du commerce.

Le vase choisi doit avoir un volume d'air total réel V_{exp} équivalant au moins au volume calculé de $V_{exp,min}$, soit :

$$V_{exp} \geq V_{exp,min} \quad (I) \quad (9.17).$$

EXEMPLE

Pour un volume d'air minimal calculé $V_{exp,min}$ de 31 litres, on peut opter, selon la formule (9.17), pour un vase d'expansion d'une contenance d'air réelle V_{exp} de 35 litres.

Dans les paragraphes qui suivent, les pressions et les volumes sont recalculés en tenant compte des paramètres du vase d'expansion réellement choisi.

9.7.10.2 PRESSION INITIALE MINIMUM ($p_{a,min}$)

Afin de disposer d'une réserve d'eau suffisante ($\geq V_{WR,min}$) dans le vase d'expansion quand l'installation est refroidie, on détermine la pression initiale minimale ($p_{a,min}$).

Celle-ci peut être déduite du premier et du second terme de l'expression (9.14), d'après :

$$p_{a,min} = \frac{V_{exp} \cdot (p_0 + 1)}{V_{exp} - V_{WR,min}} - 1 \quad (\text{bars}) \quad (9.18).$$

Dans ces conditions, le volume de réserve d'eau réel V_{WR} est égal au volume minimal $V_{WR,min}$.

9.7.10.3 VOLUME DE RÉSERVE D'EAU MAXIMUM ($V_{WR,max}$)

Le volume de réserve maximum $V_{WR,max}$ doit être déterminé de manière à ce que la pression finale p_e ne dépasse pas la pression maximale admissible p_m (voir § 9.7.10.6).

Le volume de réserve d'eau maximum $V_{WR,max}$ est calculé comme suit sur la base de l'expression (9.14) :

$$V_{WR,max} = \left[\frac{(p_m + 1) - (p_0 + 1)}{(p_m + 1)} \cdot V_{exp} \right] - V_e \quad (9.19).$$

Pour des raisons de sécurité, il est éventuellement possible de constituer une réserve plus importante en choisissant un vase d'expansion surdimensionné ($V_{exp} \gg V_{exp,min}$).

9.7.10.4 PRESSION INITIALE MAXIMALE ($p_{a,max}$)

Comme précisé au § 9.7.10.2, la pression initiale maximale $p_{a,max}$ nécessaire pour constituer la réserve d'eau maximum peut également être établie comme suit :

$$p_{a,max} = \frac{V_{exp} \cdot (p_0 + 1)}{V_{exp} - V_{WR,max}} - 1 \quad (\text{bars}) \quad (9.20).$$

En combinant cette expression à la formule (9.19), on obtient :

$$p_{a,max} = \frac{(p_m + 1)}{1 + \frac{V_e \cdot (p_m + 1)}{V_{exp} \cdot (p_0 + 1)}} - 1 \quad (\text{bars}) \quad (9.21).$$

9.7.10.5 PRESSION INITIALE RÉELLE À RÉGLER (p_a)

La pression initiale réelle p_a à régler doit se situer entre les pressions initiales minimale et maximale déterminées précédemment, soit :

$$p_{a,min} \leq p_a \leq p_{a,max} \quad (\text{bars}) \quad (9.23).$$

EXEMPLE

En supposant que le vase d'expansion choisi ait un volume d'air réel V_{exp} de 35 litres, la pression initiale minimale $p_{a,min}$ nécessaire pour disposer d'une réserve d'eau minimum $V_{WR,min}$ est, selon la formule (9.20), égale à :

$$p_{a,min} = \frac{35 \cdot (1 + 1)}{35 - 3} - 1 = 1,19 \text{ bar.}$$

D'après la formule (9.19), le volume de réserve d'eau maximum $V_{WR,max}$ s'élève, quant à lui, à :

$$V_{WR,max} = \left[\frac{(2,5 + 1) - (1 + 1)}{(2,5 + 1)} \cdot 35 \right] - 10,30 = 4,7 \text{ litres.}$$

Selon la formule (9.20), la pression initiale maximum correspondant à ce volume équivaut à :

$$p_{a,max} = \frac{35 \cdot (1 + 1)}{35 - 4,7} - 1 = 1,31 \text{ bar.}$$

Une pression initiale p_a réglée à 1,2 bar conviendra donc parfaitement, puisque, d'après la formule (9.22), on a : $p_{a,min} = 1,19 \text{ bar} \leq p_a = 1,2 \text{ bar} \leq p_{a,max} = 1,31 \text{ bar}$.

9.7.10.6 VOLUME DE RÉSERVE D'EAU RÉEL (V_{WR}) ET PRESSION FINALE RÉELLE (p_e)

La réserve d'eau réelle V_{WR} qui restera dans le vase d'expansion peut à présent être calculée comme suit :

$$V_{WR} = V_{exp} \cdot \frac{(p_a + 1) - (p_0 + 1)}{(p_a + 1)} \quad (\text{litres}) \quad (9.23).$$

La pression finale p_e régnant dans le vase quand l'installation est entièrement réchauffée (état correspondant à la température maximale de service) est finalement calculée sur la base de l'expression ci-après :

$$p_e = \frac{(p_0 + 1) \cdot V_{exp}}{V_{exp} - V_e - V_{WR}} - 1 \quad (\text{bars}) \quad (9.24).$$

La valeur de p_e ainsi obtenue doit être inférieure à la pression maximale admissible p_m .

EXEMPLE

D'après la formule (9.23), la réserve d'eau réelle s'élève à :

$$V_{WR} = 35 \cdot \frac{(1,2+1) - (1+1)}{(1,2+1)} = 3,18 \text{ litres.}$$

La pression finale sera, d'après la formule (9.24), de :

$$p_e = \frac{(1+1) \cdot 35}{35 - 10,30 - 3,18} - 1 = 2,25 \text{ bars} \leq 2,5 \text{ bars } (p_m).$$

9.7.11 TABLEAU DE CALCUL DES VASES D'EXPANSION À PRESSION VARIABLE

Le dimensionnement du vase d'expansion à pression variable peut s'effectuer à l'aide d'un tableau pratique (tableau 43) qui reprend les différentes étapes de la méthode de calcul. Les valeurs qui y sont mentionnées correspondent à celles de l'exemple présenté précédemment.

TABLEAU DE CALCUL DU VASE D'EXPANSION FERME A PRESSION VARIABLE			
Données relatives à l'installation			
1	Température limite de dépassement	θ_{max}	110 °C
2	Coefficient d'expansion (remplissage à 10°C)	e	5,15 %
3	Pression de vapeur saturante	p_D	0,43 bar
4	Contenance en eau de l'installation	V_{sys}	200 l
5	Hauteur statique	h_{st}	5,0 m
6	Différence de hauteur entre le vase et la soupape de sécurité	h_{xw}	0,0 m
7	Pression pompe (si elle est entre le vase et la chaudière, sinon = 0)	Δp_p	0,0 bar
8	Pression de tarage de la soupape de sécurité	p_s	3,0 bar
Calculs intermédiaires			
9	Volume d'expansion de l'eau	$V_e = e \times V_{sys} / 100$	10,30 l
10	Volume de réserve d'eau minimal	$V_{WR,min} = \max [V_{sys} \times 0,005; 3]$	3,00 l
11	Volume d'eau net minimal	$V_{n,min} = V_e + V_{WR,min}$	13,30 l
12	Pression maximale admissible	$p_m = p_s + p_{st,xw} - \Delta p_p - \max [0,5; 0,1 p_s]$	2,50 bar
13	Pression statique	$p_{st} = h_{st} \times 0,0981$	0,49 bar
Choix du vase d'expansion			
14	Pression de gonflage minimale	$p_{0,min} = \max [0,7; p_{st} + 0,3; p_{st} + p_D]$	0,9 bar
15	Pression de gonflage à régler	$p_0 (\geq p_{0,min})$	1,0 bar ①
16	Volume d'air total minimal	$V_{exp,min} = (p_m + 1) / (p_m - p_0) \times V_{n,min}$	31 l
17	Volume d'air total réel	$V_{exp} \geq V_{exp,min}$	35 l
18	Volume de réserve d'eau minimal	$V_{WR,min}$	3,0 l
19	Pression initiale minimale	$p_{a,min} = (V_{exp} \times (p_0 + 1) / (V_{exp} - V_{WR,min})) - 1$	1,2 bar
20	Volume de réserve d'eau maximal	$V_{WR,max} = (p_m - p_0) / (p_m + 1) \times V_{exp} - V_e$	4,7 l
21	Pression initiale maximale	$p_{a,max} = (V_{exp} \times (p_0 + 1) / (V_{exp} - V_{WR,max})) - 1$	1,3 bar
22	Pression initiale à régler	$p_a (p_{a,min} \leq p_a \leq p_{a,max})$ entre 1.2 et 1.3	1,2 bar
23	Volume de réserve d'eau réel	$V_{WR} = V_{exp} \times (p_a - p_0) / (p_a + 1)$	3,2 l
24	Pression finale	$p_e = ((p_0 + 1) \times V_{exp} / (V_{exp} - V_e - V_{WR})) - 1$	2,3 bar
① La pression de gonflage doit éventuellement être accrue pour tenir compte de la pression de fonctionnement minimale requise de la chaudière et/ou d'une valeur minimale recommandée par le fabricant de la pompe			

Tableau 43
Calcul du vase d'expansion fermé à pression variable.

L'annexe H (p. 245) propose le même tableau, complété par des directives permettant d'introduire et d'interpréter correctement les données. Ce tableau peut être téléchargé gratuitement sur le site Internet du CSTC (www.cstc.be).

9.8 DIMENSIONNEMENT DES VASES D'EXPANSION À PRESSION CONSTANTE

9.8.1 DOMAINE D'APPLICATION

Dans les grandes installations (volume d'expansion V_e supérieur à 100 litres et hauteur statique h_{st} de plus de 25 mètres, par exemple), un vase d'expansion à pression variable aurait un volume d'air total V_{exp} tel que ce choix ne pourrait plus se justifier économiquement ou poserait des problèmes d'encombrement.

Dans ce cas, on optera pour un vase à pression constante et à volume d'air variable (vase dit automatique).

Le critère principal déterminant le choix entre un vase à pression variable ou à pression constante est donc lié au volume d'expansion V_e . La Régie des bâtiments définit ce critère comme suit pour les édifices publics [R2] :

- si le volume d'expansion V_e reste inférieur à 100 litres, on choisit un vase à pression variable
- si le volume d'expansion V_e est supérieur à 1000 litres, on opte pour un vase à pression constante
- si le volume d'expansion V_e est compris entre 100 et 1000 litres, le choix du vase d'expansion dépendra de son facteur de pression F_p (également appelé rendement volumique), c'est-à-dire du rapport entre le volume d'eau net minimum $V_{n,min}$ (calculé selon le § 9.7.3) et le volume d'air minimum $V_{exp,min}$ (calculé selon le § 9.7.9), soit :

$$F_p = \frac{V_{n,min}}{V_{exp,min}} \quad (-) \quad (9.25).$$

En pratique, le facteur de pression peut également se calculer à l'aide des deux premiers termes de la formule (9.16) présentée au § 9.7.9, soit :

$$F_p = \frac{(p_m + 1) - (p_0 + 1)}{p_m + 1} \quad (-) \quad (9.26)$$

où :

p_m = la pression finale maximale admissible, en bars, calculée d'après l'expression (9.10) ou (9.11) discutée au § 9.7.8

p_0 = la pression de gonflage, en bars, calculée selon l'expression (9.7) discutée au § 9.7.6.2.

La valeur F_p ainsi obtenue (située en dessous ou au-dessus de la droite à la figure 74) peut aider à faire un choix entre un vase d'expansion à pression variable ou à pression constante.

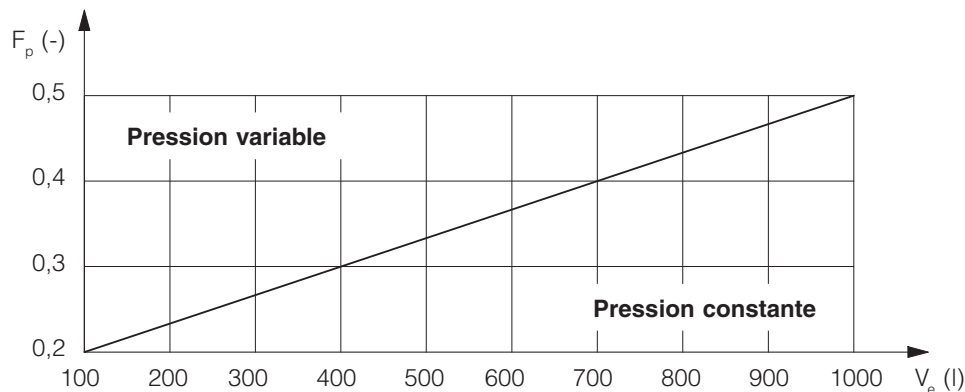


Fig. 74 Valeurs de référence pour le choix du système d'expansion en fonction du volume d'expansion V_e et du facteur de pression F_p .

La procédure de calcul pour le dimensionnement du vase d'expansion à pression constante est illustrée par un exemple au § 9.8.3 et est reprise sous forme de tableau au § 9.8.6.

9.8.2 TYPES DE VASES D'EXPANSION À PRESSION CONSTANTE

Il existe deux types de vases d'expansion à pression constante :

- les vases à compresseur
- les vases à pompe.

9.8.2.1 FONCTIONNEMENT DU VASE D'EXPANSION À COMPRESSEUR

Les vases d'expansion à compresseur (figure 75) sont réglés de manière à ce que le compresseur ajoute de la pression lors du refroidissement (contraction) de l'eau et, à l'inverse, libère de la pression via une soupape de surpression lors du réchauffement (expansion). La quantité d'air dans le vase s'adapte donc automatiquement aux variations de volume de l'eau, de telle sorte que la pression y reste plus ou moins constante.

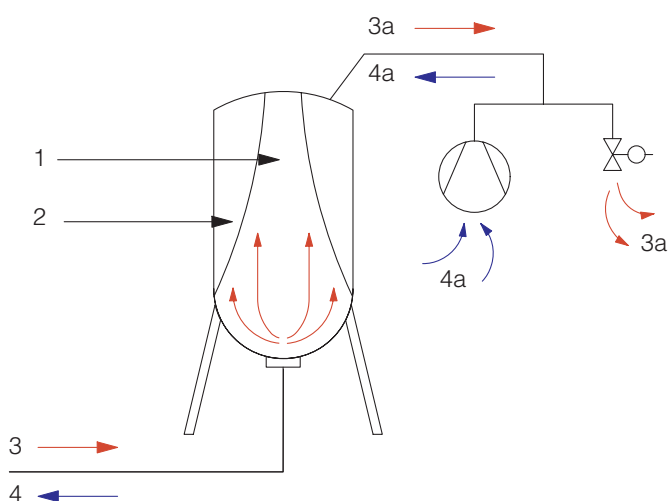


Fig. 75 Principe de fonctionnement du vase d'expansion à compresseur.

1. Eau sous pression d'installation
2. Air sous pression d'installation
3. Réchauffement (expansion) de l'eau
- 3a. Libération de la pression via la soupape de surpression
4. Refroidissement (contraction) de l'eau
- 4a. Ajout de pression via le compresseur

9.8.2.2 FONCTIONNEMENT DU VASE D'EXPANSION À POMPE

Dans le cas du vase d'expansion à pompe (figure 76), le volume d'eau et la pression de l'installation augmenteront lorsque l'eau monte en température et le volume d'expansion pénétrera dans le vase grâce à une vanne de réglage (électromagnétique ou mécanique).

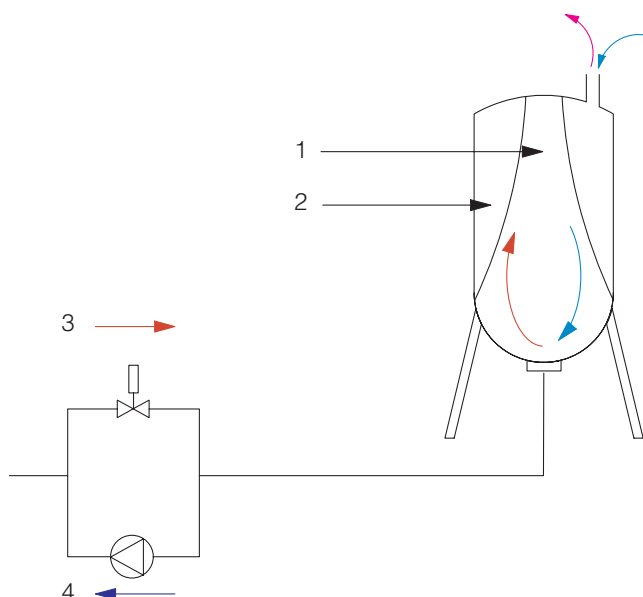


Fig. 76 Principe de fonctionnement du vase d'expansion à pompe.

1. Eau sous pression atmosphérique
2. Air sous pression atmosphérique
3. L'eau pénètre dans le vase par une vanne de réglage lors du réchauffement (expansion); la pression du vase est régulée par dégazage
4. L'eau est pompée dans l'installation lors du refroidissement (contraction); la pression du vase est régulée par aspiration de l'air

Inversement, lorsque l'eau se refroidira, la pression de l'installation baissera et la pompe pourra renvoyer l'eau dans l'installation. Les compensations de pression et de volume successives s'opèrent donc automatiquement, assurant une pression constante dans l'installation.

Comme l'eau est incompressible et que la pression de l'installation peut varier rapidement, il est recommandé d'utiliser le vase d'expansion à pompe en combinaison avec un vase à pression variable.

9.8.3 CALCUL DES VOLUMES D'EAU ET D'AIR DU VASE D'EXPANSION À PRESSION CONSTANTE (AVEC COMPRESSEUR)

Le volume d'eau net minimal $V_{n,min}$ se calcule de la même manière que pour le vase d'expansion à pression variable (voir § 9.7.3); il est donc égal à la somme du volume minimum de la réserve d'eau et du volume d'expansion de l'eau (voir figure 77) :

$$V_{n,min} = V_{WR,min} + V_e \quad (I) \quad (9.27)$$

dans cette formule :

$V_{WR,min}$ = le volume minimum de la réserve d'eau en litres, déterminé d'après le § 9.7.2

V_e = le volume d'expansion en litres, déterminé d'après le § 9.5.2.

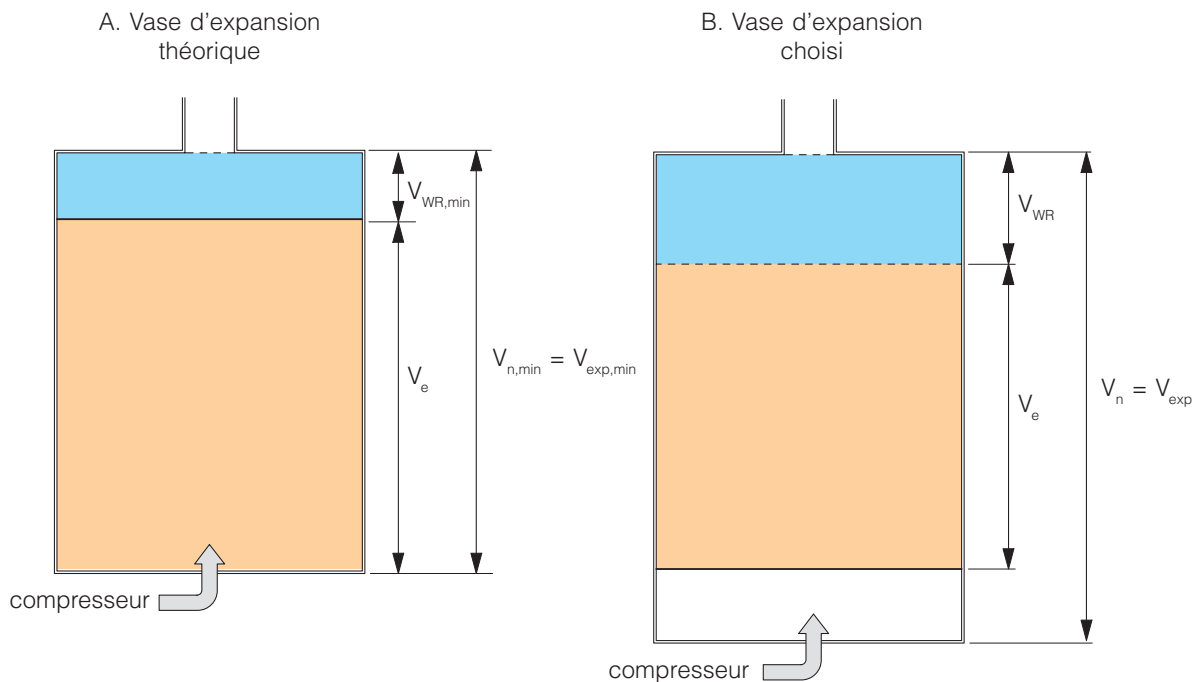


Fig. 77 Vase d'expansion à pression constante (avec compresseur).

Dans un vase d'expansion à pression constante, le volume d'air minimum $V_{exp,min}$ est égal au volume d'eau net :

$$V_{exp,min} = V_{n,min} \quad (I) \quad (9.28).$$

Selon l'offre du marché, on choisira un vase d'expansion dont le volume d'air total réel V_{exp} est au moins égal au volume d'air minimum calculé, donc :

$$V_{exp} \geq V_{exp,min} \quad (I) \quad (9.29).$$

Le volume d'eau utile V_n que le vase d'expansion peut réellement contenir est égal au volume d'air total réel, donc :

$$V_n = V_{exp} \quad (I) \quad (9.30).$$

Enfin, on obtient le volume de réserve d'eau réel V_{WR} à partir de :

$$V_{WR} = V_{exp} - V_e \quad (I) \quad (9.31).$$

EXEMPLE

Supposons une installation d'une capacité totale en eau V_{sys} de 5000 litres.

Pour une température maximale de service θ_{max} de 110 °C, le volume d'expansion s'élève selon la formule (9.1) à :

$$V_e = V_{\text{sys}} \cdot e/100 = 5000 \cdot 0,0515 = 257,5 \text{ litres.}$$

Le volume minimum de la réserve d'eau calculé avec la formule (9.3) sera donc égal à :

$$V_{\text{WR,min}} = \max [V_{\text{sys}} \cdot 0,005 ; 3] = \max [5000 \cdot 0,005 ; 3] = \max [25 ; 3] = 25 \text{ litres.}$$

On peut dès lors dire que le volume d'eau net et le volume d'air théorique total s'élèveront à :

$$V_{\text{exp,min}} = V_{\text{n,min}} = V_e + V_{\text{WR,min}} = 257,5 + 25 = 282,5 \text{ litres.}$$

Le volume d'air total V_{exp} du vase d'expansion choisi équivaldra, quant à lui, au volume d'eau utile V_n :

$$V_{\text{exp}} = 300 \text{ litres.}$$

Enfin, d'après l'expression (9.31), le volume de réserve d'eau réel dans le vase sera de :

$$V_{\text{WR}} = V_{\text{exp}} - V_e = 300 - 257,5 = 42,5 \text{ litres.}$$

9.8.4 PRESSION RÉGLÉE DANS LE VASE D'EXPANSION (p_{reg})

Les notions de pression de gonflage, de pression initiale et de pression finale ne s'appliquent pas au vase d'expansion à pression constante; elles sont remplacées par le concept unique de pression réglée (p_{reg}), c'est-à-dire une pression constante à laquelle le système d'expansion est réglé.

Si la pression régnant dans l'installation diminue – par exemple, lorsque l'eau refroidit –, le compresseur (ou la pompe) se mettra en marche pour maintenir constante la pression réglée dans le vase d'expansion.

A l'inverse, si l'eau de l'installation se réchauffe, la soupape de surpression laissera s'échapper de l'air dans le même but.

La pression p_{reg} réglée dans le vase d'expansion est calculée au moyen de l'expression suivante :

$$p_{\text{reg}} = p_{\text{st}} + p_{\text{D}} + 0,5 \quad (\text{bars}) \quad (9.32)$$

dans laquelle

p_{st} = la pression statique de l'installation, en bars, calculée selon le § 9.7.5

p_{D} = la pression de vapeur saturante de l'eau, en bars, correspondant à la température maximale de service mentionnée au tableau 42 (p. 174) (voir § 9.7.6.1).

Les cas particuliers décrits aux §§ 9.7.7 et 9.7.8 sont également d'application.

NOTE 47

Dans les installations équipées d'un vase d'expansion à pression constante, il y a lieu de s'assurer que la pression réglée p_{reg} ne dépasse pas la pression de tarage de la soupape de sécurité p_s , sinon cette soupape s'ouvre inutilement.

La pression de tarage de la soupape de sécurité doit donc être fixée en fonction de la pression réglée p_{reg} et des caractéristiques techniques du vase d'expansion.

En pratique, elle est déterminée en augmentant la pression réglée p_{reg} de :

- 0,4 à 0,5 bar pour tenir compte du différentiel de pression dans le vase (différence entre la pression réglée et la pression d'échappement)
- et de 0,5 bar pour conserver une marge de sécurité.

EXEMPLE

Pour une différence de hauteur statique h_{st} de 30 m, la pression statique p_{st} vaut $30 \cdot 0,0981 = 2,94$ bars.

Pour une température maximale de service θ_{max} de 110 °C, la pression de vapeur saturante p_D est égale à 0,43 bar.

La pression réglée s'élève donc à :

$$p_{reg} = p_{st} + p_D + 0,5 = 2,94 + 0,43 + 0,5 = 3,87 \text{ bars.}$$

La pression de tarage de la soupape de sécurité se vérifie comme suit :

$$p_s = 3,87 + 0,5 + 0,5 = 4,87 \text{ bars (contrôle : } p_s > p_{reg} \Rightarrow \text{OK).}$$

9.8.5 CALCUL DE LA CAPACITÉ DU COMPRESSEUR (q_{com})

Pour dimensionner correctement le compresseur, il faut déterminer sa capacité (débit d'air comprimé). La contraction du volume d'eau lors d'un refroidissement consécutif à une interruption soudaine du chauffage doit en effet être compensée par un appoint d'air rapide en provenance du compresseur.

Le débit d'air comprimé maximum q_{com} à fournir par le compresseur est calculé à l'aide de la formule :

$$q_{com} = q_c \cdot \Delta\Phi \quad (\text{l/h}) \quad (9.33)$$

dans laquelle

q_{com} = le débit d'air comprimé du compresseur, en l/h

q_c = le débit de contraction de l'eau, en l/h.kW

$\Delta\Phi$ = la variation de la charge, en kW.

Le débit de contraction q_c de l'eau est mentionné au tableau 44 en fonction de la température moyenne de l'eau θ_{mean} circulant dans l'installation (en régime et à pleine charge).

Tableau 44 Débit de contraction q_c en fonction de la température moyenne de l'eau θ_{mean} .

θ_{mean} (°C)	50	60	70	80	90	100
q_c (l/h.kW)	0,39	0,45	0,51	0,57	0,63	0,69

Dans des cas extrêmes, la variation de charge serait égale à la puissance totale installée, ce qui semble assez peu réaliste. On admet donc par défaut une variation de charge $\Delta\Phi$ égale à la moitié de la puissance totale installée, soit :

$$\Delta\Phi = \frac{\Phi_{SU}}{2} \quad (\text{kW}) \quad (9.34)$$

Φ_{SU} étant la puissance totale installée déterminée selon le § 5.3.

EXEMPLE

La pression réglée p_{reg} s'élève à 3,87 bars.

La puissance installée Φ_{SU} est de 500 kW et la température moyenne de l'eau θ_{mean} de 70 °C.

Le débit de contraction q_c vaut donc 0,51 l/h.kW (cf. tableau 44).

La variation de charge $\Delta\Phi$ se calcule dès lors comme suit : $\Delta\Phi = 500 : 2 = 250$ kW.

Par conséquent, le compresseur devra avoir une capacité q_{com} égale à :

$$q_{com} = q_c \cdot \Delta\Phi = 0,51 \cdot 250 = 127,5 \text{ l/h.}$$

Le compresseur pourra ainsi fournir un débit d'air comprimé de 127,5 l/h à une pression réglée de 3,87 bars.

9.8.6 TABLEAU DE CALCUL DES VASES D'EXPANSION À PRESSION CONSTANTE

Le dimensionnement du vase d'expansion à pression constante peut s'effectuer à l'aide du tableau 45 qui reprend les différentes étapes de la méthode de calcul. Les valeurs qui y sont mentionnées correspondent à celles de l'exemple présenté précédemment.

L'annexe H (p. 245) propose le même tableau, complété par des directives permettant d'introduire et d'interpréter correctement les données. Ce tableau peut également être téléchargé sur le site Internet du CSTC (www.cstc.be).

TABLEAU DE CALCUL DU VASE D'EXPANSION FERME A PRESSION CONSTANTE				
Données relatives à l'installation				
1	Température limite de dépassement	θ_{max}	110	°C
2	Coefficient d'expansion (remplissage à 10°C)	e	5,15	%
3	Pression de vapeur saturante	p_D	0,43	bar
4	Contenance en eau de l'installation	V_{sys}	5000	l
5	Hauteur statique	h_{st}	30,0	m
6	Pression de tarage de la soupape de sécurité	p_s	4,9	bar
Calcul théorique du vase d'expansion				
7	Volume d'expansion de l'eau	$V_e = e \times V_{sys} / 100$	258	l
8	Volume de réserve d'eau minimal	$V_{WR,min} = \max [V_{sys} \times 0,005; 3]$	25	l
9	Volume d'eau net minimal	$V_{n,min} = V_e + V_{WR,min}$	283	l
Choix du vase d'expansion				
10	Volume d'air total réel	$V_{exp} \geq V_{exp,min}$	300	l
11	Volume de réserve d'eau réel	$V_{WR} = V_{exp} - V_e$	43	l
Pression réglée dans le vase d'expansion				
12	Pression statique	$p_{st} = h_{st} \times 0,0981$	2,9	bar
13	Pression réglée	$p_{reg} = p_{st} + p_D + 0,5$	3,9	bar ①
Détermination de la capacité du compresseur				
14	Puissance totale installée	Φ_{SU}	500	kW
15	Température d'eau moyenne	θ_{mean}	70	°C
16	Débit de contraction	q_c	0,51	l/(h.kW)
17	Capacité du compresseur	$q_{com} = q_c \times \Phi_{SU} / 2$	128	l/h
① La pression à régler doit éventuellement être accrue pour tenir compte de la pression de fonctionnement minimale requise de la chaudière et/ou d'une valeur minimale recommandée par le fabricant de la pompe				

Tableau 45
Calcul du vase d'expansion fermé à pression constante.

10 RÉGULATION DE L'INSTALLATION DE CHAUFFAGE

10.1	Introduction	191
10.2	Classement des systèmes de régulation	191
10.2.1	Modes de régulation et de commande	191
10.2.2	Recommandations relatives au mode de régulation.....	192
10.2.3	Recommandations relatives au mode de commande.....	192
10.3	Régulation de la température intérieure	193
10.3.1	Installation de chauffage équipée de radiateurs ou de convecteurs.....	193
10.3.1.1	Régulation par thermostat d'ambiance.....	193
10.3.1.2	Régulation par vannes thermostatiques	194
10.3.2	Installation de chauffage par le sol combinée ou non à des radiateurs ou des convecteurs	195
10.4	Nécessité d'adapter la puissance de chauffe.....	195
10.4.1	Evolution de la puissance de chauffe nécessaire	195
10.4.2	Taux de charge et rendement utile de la chaudière	196
10.4.3	Réglage de la puissance de la chaudière.....	198
10.5	Régulation de la température de l'eau de la chaudière	198
10.5.1	Principe de la régulation climatique avec courbes de chauffe.....	198
10.5.2	Réglage des courbes de chauffe.....	199
10.5.3	Adaptation des courbes de chauffe	200
10.6	Choix, régulation et commande des débits d'eau	202
10.6.1	Equilibrage des débits dans un réseau de tuyauteries	202
10.6.1.1	Principe	202
10.6.1.2	Conséquences du déséquilibre des circuits.....	203
10.6.1.3	Comment réaliser l'équilibrage en pratique ?.....	204
10.6.2	Régulation du débit au moyen d'une pompe à vitesse variable	205
10.6.3	Répartition, mélange et étranglement des débits d'eau.....	206
10.7	Séparation hydraulique entre le circuit primaire et les circuits secondaires	207
10.7.1	Circuit primaire	207
10.7.1.1	Débit d'eau du circuit primaire	207
10.7.1.2	Chaudières à débit d'eau minimum imposé	208
10.7.1.3	Chaudières sans débit d'eau imposé.....	208
10.7.2	Bouteilles casse-pression (bouteilles de découplage hydraulique)	209
10.7.2.1	Objectif	209
10.7.2.2	Comment éviter les mélanges inopportuns ?.....	210
10.7.2.3	Dimensionnement de la bouteille casse-pression	211
10.8	Schémas hydrauliques	213



10 RÉGULATION DE L'INSTALLATION DE CHAUFFAGE

10.1 INTRODUCTION

Le système de régulation d'une installation de chauffage doit permettre d'assurer et de maintenir, dans les locaux chauffés du bâtiment, les températures de confort spécifiées au cahier des charges, compte tenu des variations du climat extérieur, des apports de chaleur internes et des gains solaires. Le système de régulation doit également préserver le bâtiment et ses installations du gel durant les périodes d'inoccupation et/ou d'absence de chauffage. Le système doit en outre tenir compte de l'utilisation prévue du bâtiment et garantir l'efficacité énergétique de l'installation de chauffage, sachant qu'il convient d'éviter de chauffer inutilement ou exagérément les locaux.

Les textes ci-après explicitent les principales possibilités de régulation, leurs objectifs, leur mode de fonctionnement, les mesures recommandées et leur importance (impact sur le confort, la consommation d'énergie, le rendement de production et le rendement du système).

Les aspects suivants seront plus particulièrement mis en évidence :

- classement des systèmes en fonction de leur mode de régulation et de commande
- régulation de la température intérieure par thermostat d'ambiance et/ou vannes thermostatiques
- régulation de la puissance de chauffe et influence du taux de charge sur le rendement de la chaudière
- régulation climatique de la température de l'eau et courbe de chauffe
- régulation et commande des débits d'eau par une pompe à vitesse variable ou par commutation hydraulique des circuits secondaires (mélange, distribution, étranglement)
- séparation hydraulique entre circuits primaire et secondaire à l'aide d'une bouteille casse-pression
- exemples de schémas hydrauliques avec systèmes de régulation recommandés.

10.2 CLASSEMENT DES SYSTÈMES DE RÉGULATION

10.2.1 MODES DE RÉGULATION ET DE COMMANDE

Les variations de la température intérieure d'un local chauffé sont influencées notamment par les conditions extérieures (température, vent, ensoleillement, etc.), par le temps de réaction du bâtiment (masse thermique) et du système de chauffage ainsi que par la technique de régulation adoptée (stratégie de régulation).

Les systèmes de régulation se distinguent notamment par leur mode de réglage et de commande (niveau de performance) :

- mode de réglage :
 - central (C) : régulation de la chaleur fournie au bâtiment par un système central
 - zonal (Z) : régulation de la chaleur fournie aux espaces chauffés appartenant à une seule et même zone
 - local (L) : régulation de la chaleur fournie à un espace chauffé
- mode de commande (niveau de performance) :
 - commande manuelle (M) : l'émission calorifique est régulée par un appareil actionné manuellement (par exemple, un robinet de radiateur standard, une vanne d'étranglement ou un commutateur)

- commande automatique (A) : l'émission calorifique est régulée automatiquement (sans fonction programmée) par un système ou un appareil adapté (par exemple, une vanne thermostatique, thermostat d'ambiance)
- commande programmée (T) : l'émission calorifique est réduite ou interrompue pendant des périodes prédéterminées (programmées) (par exemple, pendant la nuit)
- commande optimisée (O) : l'émission calorifique est réduite ou interrompue pendant les périodes programmées, mais le démarrage du chauffage est optimisé pour réaliser des économies d'énergie en fonction d'un certain nombre de critères (par exemple, régulation en fonction du climat extérieur).

Le tableau 46 peut être utilisé par le donneur d'ordre pour spécifier le mode de régulation souhaité en fonction des paramètres susmentionnés.

Tableau 46 Choix d'un système de régulation.

Mode de régulation	Mode de commande (niveau de performance)			
	Commande manuelle (M)	Commande automatique (A)	Commande programmée (T)	Commande optimisée (O)
Central (C)				
Zonal (Z)				
Local (L)				

10.2.2 RECOMMANDATIONS RELATIVES AU MODE DE RÉGULATION

Les recommandations ci-après s'appliquent en fonction du mode de régulation adopté :

- régulation centralisée :
 - la régulation de la température de l'eau de départ peut être centralisée au niveau de la production de chaleur (par exemple, via l'aquastat de la chaudière) et/ou s'opérer en mélangeant de l'eau de retour à l'eau de départ (vanne mélangeuse à trois voies)
 - la régulation du débit d'eau peut s'effectuer au moyen d'une vanne d'étranglement ou d'une pompe à vitesse variable
- régulation zonale :
 - ce système se justifie lorsqu'on souhaite réaliser des économies d'énergie en adaptant la régulation du chauffage dans les zones à usage différencié et/ou mesurer la consommation d'énergie et contrôler la température dans chaque zone
 - le système de régulation zonal peut également se révéler intéressant lorsque les corps de chauffe d'une même zone doivent fonctionner dans des conditions identiques (même horaire d'utilisation, besoins de chaleur comparables, etc.)
- régulation locale :
 - pour satisfaire au confort intérieur individuel, les corps de chauffe de chaque local sont pourvus d'un système de régulation propre (robinet de radiateur, par exemple) à commande manuelle ou automatique (vanne thermostatique)
 - le système de régulation doit être accessible directement par l'utilisateur afin qu'il puisse l'actionner et obtenir, dans certaines limites, la température intérieure qu'il souhaite; le système peut être individuel ou commander un groupe d'appareils.

10.2.3 RECOMMANDATIONS RELATIVES AU MODE DE COMMANDE

Les recommandations suivantes sont applicables en fonction du type de commande :

- une régulation du chauffage dans le temps est nécessaire pour diminuer les coûts de fonctionnement et réaliser des économies d'énergie; cette régulation peut influencer soit la température de l'eau soit le débit ou les deux paramètres à la fois
- la régulation dans le temps doit s'opérer en fonction de l'utilisation du bâtiment (bâtiment résidentiel, bureaux, école, etc.) et de ses caractéristiques (niveau d'isolation, inertie thermique, etc.)
- les capteurs qui relèvent la température intérieure d'un espace chauffé sont placés à un endroit représentatif, permettant de mesurer et de commander les conditions préconisées lors de la conception et

excluant d'éventuelles perturbations (effet du rayonnement solaire, rideaux, radiateurs, etc.)

- les capteurs qui mesurent la température d'une zone (ou d'un bâtiment) sont placés à un endroit représentatif de la zone (ou du bâtiment) dans son ensemble
- les capteurs de température extérieure sont disposés sur une façade de la zone desservie par le circuit de chauffage auquel est relié le capteur; si le circuit de chauffage couvre plusieurs façades, on choisira celle dont l'orientation est la plus défavorable. Les capteurs sont placés en bordure de toiture, mais pas au-dessus des fenêtres ou des grilles de ventilation; ils doivent être à l'écart des sources de chaleur (cheminées, évacuation de fumée en façade) et à l'abri du soleil.

10.3 RÉGULATION DE LA TEMPÉRATURE INTÉRIEURE

10.3.1 INSTALLATION DE CHAUFFAGE ÉQUIPÉE DE RADIATEURS OU DE CONVECTEURS

10.3.1.1 RÉGULATION PAR THERMOSTAT D'AMBIANCE

Dans les maisons unifamiliales, la température intérieure est souvent réglée au moyen d'un thermostat d'ambiance qui est placé dans un local représentatif (le plus souvent la salle de séjour) et qui commande la chaudière (brûleur) et/ou le circulateur.

Le circulateur est mis en marche de préférence par un relais de temporisation, qui permet d'exploiter utilement la chaleur résiduelle de la chaudière (ce principe ne s'applique cependant pas aux chaudières standard). Un exemple de ce mode de régulation est illustré par le schéma hydraulique n° 1 (p. 215) (voir § 10.8).

En présence d'une chaudière à condensation, il est recommandé de prévoir une régulation climatique (avec sonde extérieure et courbe de chauffe), qui module la température de l'eau en fonction de la température extérieure (voir schéma hydraulique n° 2, sans sonde intérieure, p. 216). La température de l'eau peut éventuellement être corrigée par une sonde intérieure placée dans un local de référence, comme le montre le schéma hydraulique n° 3 (p. 217).

Si la chaudière assure également la production de l'eau chaude sanitaire, elle sera commandée par une régulation spécifique et qui donne généralement priorité au chauffage de l'eau sanitaire par rapport à celui des locaux.

Dans le cas de grandes installations de chauffage composées de plusieurs circuits desservant, par exemple, chacun une zone différente du bâtiment, les circuits peuvent être commandés par leur propre thermostat d'ambiance, qui est placé dans un local représentatif du circuit et qui commande une pompe distincte ou une vanne de zone.

On distingue deux types de thermostats d'ambiance :

- les thermostats du type marche/arrêt
- les thermostats à modulation selon le principe de la régulation chronoproportionnelle.

Sur les thermostats d'ambiance traditionnels du type marche/arrêt (dotés d'un bimétal et d'une résistance d'anticipation), la mise en fonction et la mise hors fonction s'accompagnent d'importantes variations de température autour de la valeur de consigne (voir figure 78, p. 194), qui peuvent donner lieu à une consommation d'énergie accrue. Ces variations sont en effet perçues par l'utilisateur comme inconfortables et l'incitent à augmenter la température de consigne. Or, une hausse de la température de consigne de 1 °C est susceptible d'augmenter la consommation d'énergie de 5 à 7 % (du fait de l'accroissement des déperditions calorifiques).

Les thermostats d'ambiance actuels ne présentent pas cet inconvénient et offrent un large éventail de fonctions facilitant leur utilisation, telles qu'une plage de fonctionnement programmable qui régule le chauffage automatiquement pendant les périodes de présence et d'absence (possibilités de combinaison pour le jour, la nuit, la semaine, le week-end et les vacances). Certains thermostats sont en outre pourvus d'une fonction d'économie d'énergie qui permet d'abaisser la température ambiante de 1 à 2 degrés pendant des absences plus courtes non programmées.

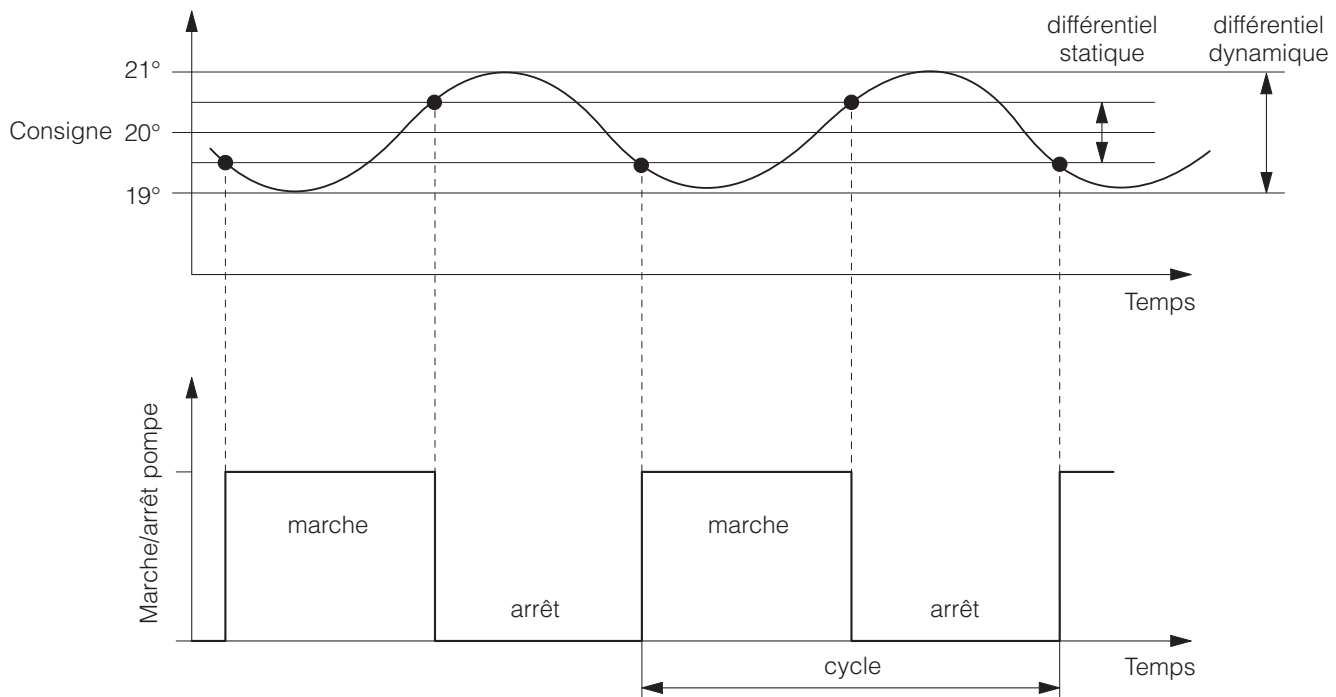


Fig. 78 Variations de température générées par un simple thermostat d'ambiance du type marche/arrêt.

Les thermostats d'ambiance modulants, quant à eux, anticipent l'atteinte de la température de consigne en arrêtant le brûleur plus rapidement. Ils n'ont toutefois d'utilité que si la chaudière est équipée d'un brûleur modulant, capable d'adapter sa puissance aux besoins de chauffage réels. Dans ce cas, ils permettent de réaliser des économies d'énergie grâce à leur effet favorable sur le rendement de la chaudière, tout en offrant un meilleur confort thermique (voir § 10.5).

On peut en conclure que, plus il y a de différence entre la température de consigne et la température mesurée, plus le brûleur fonctionnera longtemps. Le fait de limiter l'écart de température entre la valeur de consigne et la valeur mesurée de 0,2 à 1 °C favorisera non seulement le confort thermique, mais permettra aussi de réaliser des économies d'énergie.

10.3.1.2 RÉGULATION PAR VANNES THERMOSTATIQUES

Pour pouvoir réguler la température intérieure de manière différenciée dans chaque local à chauffer, il est recommandé d'équiper tous les radiateurs (ou convecteurs) d'une vanne thermostatique.

Auparavant, on ne plaçait pas de vannes thermostatiques sur les radiateurs (convecteurs) du local dans lequel se trouvait le thermostat d'ambiance, car elles pouvaient en perturber le fonctionnement. Aujourd'hui, ces radiateurs sont, eux aussi, équipés d'une vanne thermostatique, à condition que le thermostat d'ambiance en régime normal (diurne) soit toujours en demande de chaleur (réglé sur 30 °C ou en position automatique, par exemple), de façon à prévenir l'arrêt périodique du chauffage dans les autres pièces.

Outre la régulation individuelle de la température de consigne ou de la température souhaitée dans chaque pièce, les vannes thermostatiques ont pour fonction de limiter la surchauffe éventuelle due aux gains de chaleur soudains (rayonnement solaire ou autres sources de chaleur, par exemple) en réduisant ou en arrêtant l'émission calorifique des radiateurs.

A noter que l'utilisation de vannes thermostatiques est insuffisante si elle constitue le seul moyen de régulation dans un local, parce qu'elle nuit à la fois au rendement d'émission (température d'eau non régulée) et au confort (fonctionnement non optimal des vannes thermostatiques).

Par ailleurs, les vannes thermostatiques ne mesurent pas la température ambiante à un endroit représentatif du local (trop près du radiateur, trop bas ou trop près d'un mur extérieur), elles fonctionnent de manière

proportionnelle (d'où un écart entre la température souhaitée et la valeur mesurée) et n'ont pas de fonction temporelle. Il est néanmoins possible d'utiliser des vannes thermostatiques avec un bulbe à distance qui peut être installé à un endroit plus représentatif.

NOTE 48

La technologie des vannes thermostatiques électroniques pourvues de microserruoteurs et d'une commande sans fil connaît un succès croissant. Elle permet d'utiliser les radiateurs comme appareils de chauffage individuels et de les commander à partir d'un panneau de régulation central.

10.3.2 INSTALLATION DE CHAUFFAGE PAR LE SOL COMBINÉE OU NON À DES RADIATEURS OU DES CONVECTEURS

L'association de systèmes de chauffage fonctionnant à haute et basse températures (par exemple, chauffage par le sol et radiateurs) exige toujours de réguler la température de l'eau en fonction de la température extérieure par le biais d'une sonde extérieure. Celle-ci est combinée à un *by-pass*, à une régulation modulante par vanne mélangeuse (schéma hydraulique n° 4, p. 218) et éventuellement à un échangeur de chaleur (schéma hydraulique n° 5, p. 219) ou à une bouteille casse-pression (schéma hydraulique n° 6, p. 220). Lorsque la chaudière assure également la production de l'eau chaude sanitaire, le circuit du boiler est directement alimenté par l'eau de la chaudière (avec ou sans priorité) et les circuits de chauffage par le sol sont équipés d'une vanne mélangeuse à trois voies (schémas hydrauliques n° 4 et n° 6).

Pour parer aux problèmes d'inertie thermique des circuits de chauffage par le sol, on choisit parfois de combiner le chauffage par le sol et les radiateurs dans une même zone ou un même local. C'est par exemple le cas pour les salles de bains dans lesquelles on souhaite une montée en température rapide ou pour les salles de séjour orientées au sud dans lesquelles les gains solaires peuvent être considérables. Dans ce dernier cas, le problème de la surchauffe peut être résolu partiellement en installant un système d'émission calorifique présentant une plus faible inertie thermique (radiateurs, convecteurs).

On peut également compter sur le caractère autorégulant du chauffage par le sol, en ce sens que l'émission de chaleur diminue d'autant plus que la différence entre la température du sol et celle de l'ambiance est réduite. Rappelons cependant que certaines mesures architecturales (protection solaire extérieure, par exemple) peuvent se révéler plus efficaces et moins coûteuses pour prévenir une surchauffe éventuelle.

Sur ces installations mixtes, le circuit de radiateurs (ou de convecteurs) sera régulé de manière glissante (avec ou sans vanne mélangeuse), à la même température que celle de la chaudière, en fonction de la température extérieure au moyen d'une sonde extérieure. Quant au circuit de chauffage par le sol, il sera régulé par une vanne mélangeuse motorisée qui module ou interrompt la circulation de l'eau. Les deux circuits seront régulés en fonction de leur propre courbe de chauffe (voir § 10.5.1).

10.4 NÉCESSITÉ D'ADAPTER LA PUISSANCE DE CHAUFFE

10.4.1 EVOLUTION DE LA PUISSANCE DE CHAUFFE NÉCESSAIRE

Les installations de chauffage sont dimensionnées sur la base du calcul des déperditions calorifiques. Celui-ci est réalisé en tenant compte de l'écart de température maximal qui se produit en moyenne une fois par an entre l'environnement intérieur et l'environnement extérieur du bâtiment (cf. norme NBN B 62-003) [B2]. La puissance maximale calculée n'est donc en principe jamais sollicitée durant plus de 5 % de la saison de chauffe; pour les 95 % restants, la puissance de chauffe réellement nécessaire varie en fonction de la température extérieure.

La figure 79 (p. 196) représente l'évolution de la puissance de chauffe nécessaire (taux de charge de la chaudière en % sur l'axe de droite) en fonction de la température extérieure moyenne journalière (θ_e en °C,

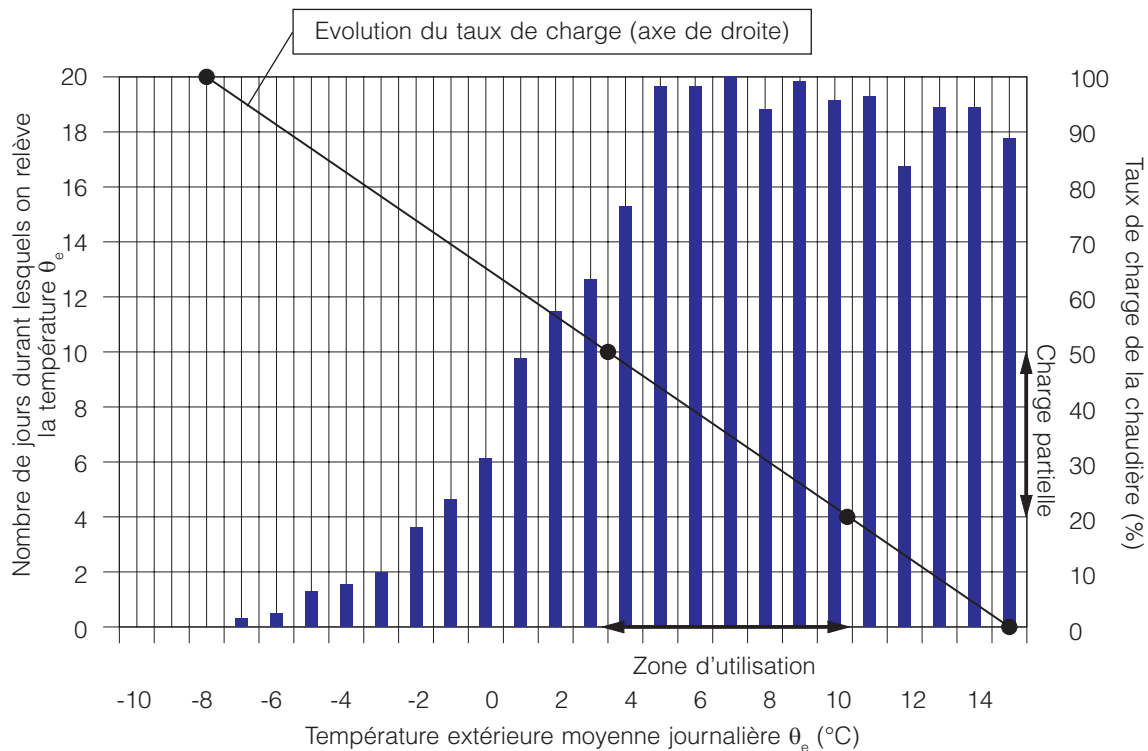


Fig. 79 Evolution de la puissance nécessaire pendant la saison de chauffe en fonction de la température extérieure (année de référence type pour la station météorologique d'Uccle).

en abscisse). Pour simplifier, cette relation peut être présentée comme une droite qui relie les points compris entre -8 °C (taux de charge de 100 %) et +15 °C (plus besoin de chauffage). Les valeurs indiquées pour la température extérieure moyenne journalière sont celles de l'année de référence type (TRY) à la station météorologique d'Uccle. Les barres verticales montrent le nombre de jours de la saison de chauffe pour lesquels on a enregistré la température extérieure concernée (ordonnée de gauche).

10.4.2 TAUX DE CHARGE ET RENDEMENT UTILE DE LA CHAUDIÈRE

Dans la pratique, une chaudière, même parfaitement dimensionnée, fonctionne rarement à la puissance maximale, puisque les températures extérieures moyennes journalières les plus basses pour lesquelles elle est conçue se produisent rarement.

La chaudière est généralement la plus sollicitée en période hivernale et en mi-saison, lorsque la température extérieure moyenne journalière se situe entre 2 et 10 °C, une fourchette qui correspond à la zone d'utilisation représentée à la figure 79. Cette zone d'utilisation équivaut à un taux de charge de la chaudière de 20 à 50 % (fonctionnement à charge partielle à la figure 79) et couvre 56 % de la saison de chauffe (tableau 47).

Tableau 47 Taux de charge de la chaudière à différentes périodes de la saison de chauffe.

Température extérieure θ_e durant les différentes périodes de la saison de chauffe (°C)	Nombre de jours durant lesquels cette température se produit sur la période considérée	Durée théorique de la période par rapport à la saison de chauffe totale (%)	Taux de charge de la chaudière (%)
$\theta_e < 2$	30	11	50 à 100 %
$2 \leq \theta_e \leq 10$	157	56	20 à 50 %
$10 < \theta_e \leq 15$	92	33	0 à 20 %
Totaux	279	100	–

NOTE 49

La valeur de 279 jours indiquée au tableau 47 (p. 196) représente le nombre total de jours pendant lesquels la température extérieure est inférieure à 15 °C, mais ne correspond pas à la durée totale de la saison de chauffe. Celle-ci est en effet plus courte, étant donné que les gains solaires et les apports de chaleur internes dus à l'occupation (degrés-jours équivalents) font baisser les besoins énergétiques des bâtiments.

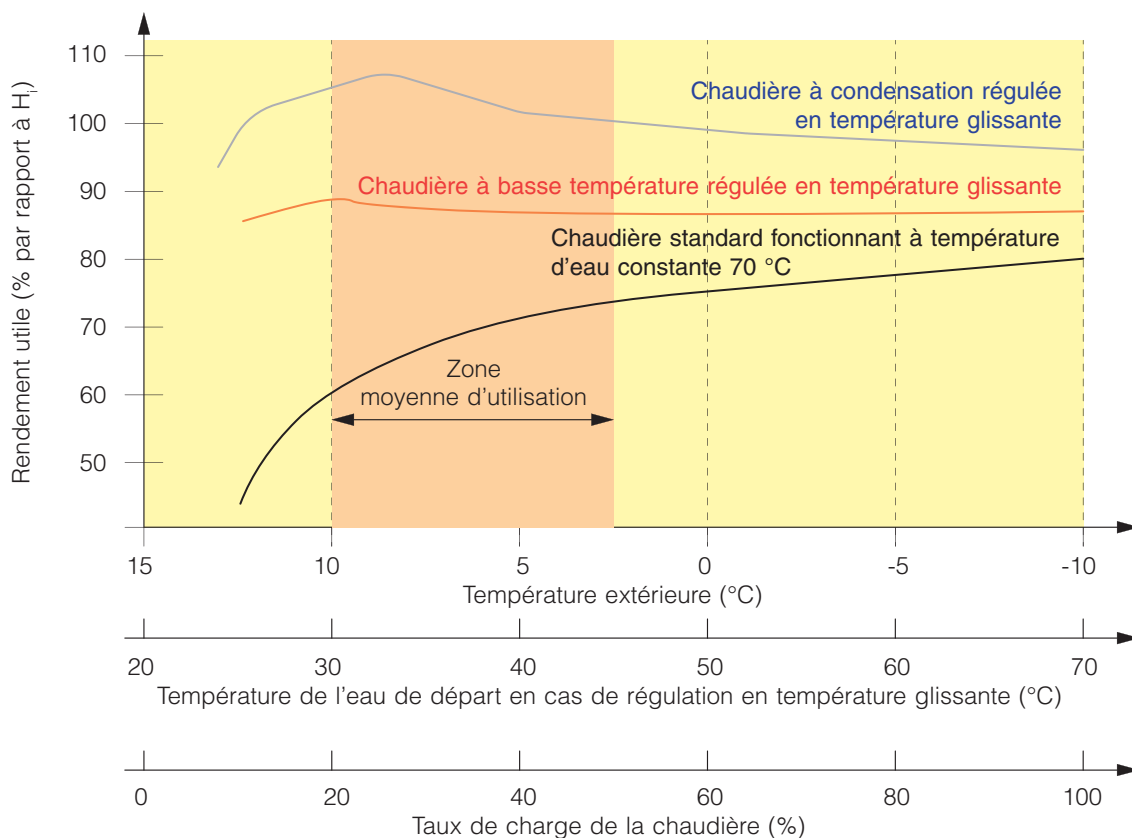


Fig. 80 Rendement utile des chaudières en fonction de leur taux de charge.

L'effet du taux de charge sur le rendement utile de la chaudière est illustré à la figure 80 : l'évolution du rendement, exprimée en % par rapport au pouvoir calorifique H_i du combustible, est représentée en fonction du taux de charge (en %) de trois types de chaudières (standard, basse température et à condensation) correctement dimensionnées pour une température de l'eau d'entrée de 70 °C.

On considère que la puissance nominale de la chaudière correspond à un taux de charge de 100 % et que la zone moyenne d'utilisation à charge partielle (entre 20 et 50 % de la puissance nominale) correspond approximativement aux mêmes températures extérieures que celles de la figure 79 (p. 196) (entre 2 et 10 °C).

Il en ressort que, pour une chaudière standard à température d'eau constante, le rendement baisse sensiblement dans la zone d'utilisation moyenne, tandis qu'il est relativement stable pour les chaudières à basse température et à condensation, à condition qu'elles soient régulées en température glissante en fonction de la température extérieure. Pour les chaudières à condensation, on note même une légère hausse du rendement; dans la zone moyenne d'utilisation, la basse température de l'eau de retour de l'installation permet en effet aux gaz de combustion de se condenser (récupération de la chaleur latente).

Pour tous les types de chaudières, on note toutefois une baisse prononcée du rendement lorsque le taux de charge descend sous les 20 %, c'est-à-dire durant les périodes où la température extérieure moyenne journalière dépasse 10 °C.

10.4.3 RÉGLAGE DE LA PUISSANCE DE LA CHAUDIÈRE

Il apparaît à la lumière de ce qui précède que des économies d'énergie considérables peuvent être réalisées au niveau de la production de chaleur si le taux de charge de la chaudière reste suffisamment élevé pendant toute la saison de chauffe. Pour ce faire, il convient, par exemple, d'adapter la puissance de chauffe aux besoins de chaleur.

Dans le cas des chaudières standard, la puissance calorifique fournie ne peut être adaptée à la demande qu'au moyen d'un thermostat d'ambiance qui commande la marche ou l'arrêt du brûleur et/ou de la pompe. Il en résulte cependant une importante consommation d'énergie, dans la mesure où l'eau est chauffée en permanence à une température élevée (minimum 70 °C), induisant de fortes pertes d'énergie (pertes à l'arrêt).

Pour les chaudières à condensation, la régulation en température glissante (voir § 10.5.1) est indispensable, puisqu'elle doit garantir une température d'eau de retour la plus basse possible, afin de pouvoir condenser un maximum de vapeur d'eau des gaz de combustion pendant toute la durée de la saison de chauffe.

NOTE 50

Ce principe de condensation peut aisément être assuré lorsque la chaudière est correctement dimensionnée et raccordée à une installation de chauffage à basse température dont l'eau de retour est en permanence en dessous du point de rosée des gaz de combustion (voir § 3.4.2). Il est toutefois prouvé que ce processus peut également être garanti, dans certaines conditions, pendant 80 % de la saison de chauffe, lorsque la chaudière est raccordée à une installation de chauffage existante fonctionnant à haute température (cf. NIT 235) [C1].

Enfin, dans les grandes installations (puissance supérieure à 100 kW), la production de chaleur peut être maximisée en plaçant plusieurs chaudières en cascade (voir § 5.4) et/ou en modulant la puissance du brûleur afin d'optimiser le rendement utile de la chaudière. Si l'on souhaite appliquer cette dernière mesure, on pourra avoir recours à un brûleur à deux ou trois allures ou à un brûleur modulant dont la plage de régulation représente au moins 50 % de la puissance. Des exigences PEB spécifiques pour la modulation de puissance des brûleurs sont d'application depuis 2011 en Région de Bruxelles-Capitale (voir § 3.3.6); des dispositions semblables sont également prévues dans les autres Régions.

10.5 RÉGULATION DE LA TEMPÉRATURE DE L'EAU DE LA CHAUDIÈRE

10.5.1 PRINCIPE DE LA RÉGULATION CLIMATIQUE AVEC COURBES DE CHAUFFE

En pratique, la régulation climatique est réalisée au moyen d'une "courbe de chauffe"; celle-ci établit la relation entre la température extérieure mesurée par une sonde extérieure et la température de consigne de l'eau de départ, compte tenu des caractéristiques du bâtiment et du système d'émission calorifique. Pour faciliter le choix, les fabricants de systèmes de régulation proposent, pour leurs appareils, un fuseau de courbes (voir figure 81, p. 199) caractérisées chacune par un indice (dénommé "pente") calculé à l'aide de l'expression suivante :

$$\text{indice (pente)} = \frac{\Delta\theta_{w,i}}{\Delta\theta_e} \quad (-) \quad (10.1)$$

dans laquelle :

$\Delta\theta_{w,i}$ = la différence, en °C, entre la température maximale de l'eau de départ (définie à la conception) du circuit de chauffage à réguler et la température minimale admise lorsque le chauffage n'est plus nécessaire

$\Delta\theta_e$ = la différence, en °C, entre la température extérieure maximale pour laquelle le chauffage n'est plus nécessaire et la température extérieure minimale prise en compte à la conception (température extérieure de base de la région où se situe le bâtiment, déterminée d'après la norme NBN B 62-003) [B2].

Les coordonnées à l'origine du fuseau de courbes sont fonction de la température minimale de l'eau de départ ($\theta_{w,i}$) et de la température extérieure maximale (θ_e) admises pour des situations où le chauffage n'est plus nécessaire. Habituellement, ces deux températures sont équivalentes (en général, 20 °C). La figure 81 montre également, sur un axe oblique séparé, la température ambiante souhaitée (θ_a). Celle-ci est souvent pré-réglée par le fabricant du système de régulation à une valeur de 20 °C. Pour les autres températures intérieures (ralenti nocturne, par exemple), le faisceau de courbes doit être décalé selon cet axe oblique vers la température souhaitée.

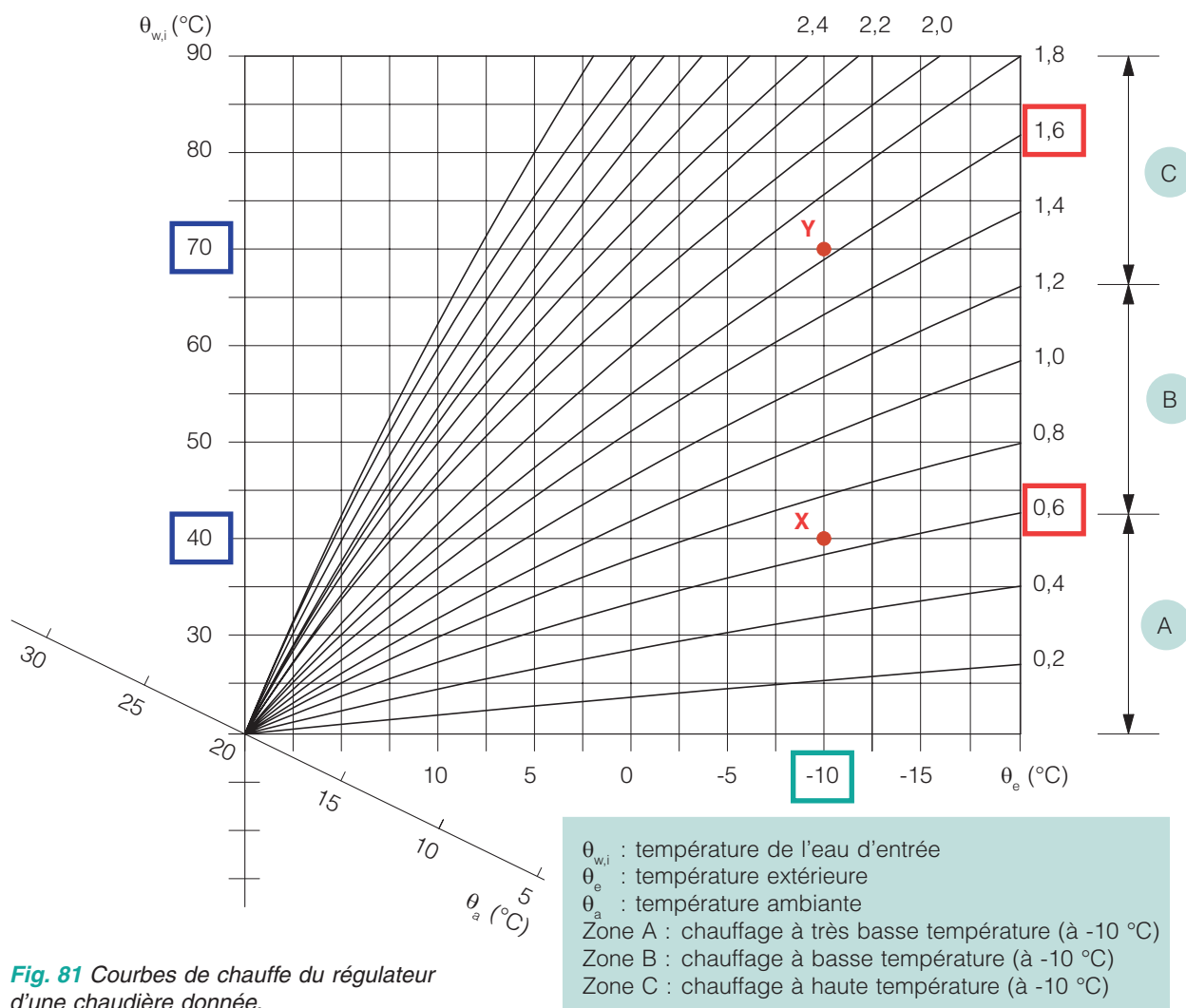


Fig. 81 Courbes de chauffe du régulateur d'une chaudière donnée.

NOTE 51

L'expression (10.1) est une relation purement linéaire entre la variation de la température de l'eau de départ et la variation de la température extérieure. En réalité, il s'agit d'une approximation, parce que l'émission calorifique des corps de chauffe n'évolue pas de manière linéaire en fonction de la température de l'eau (qui varie elle-même avec la température extérieure), mais bien suivant une fonction exponentielle (voir notamment les formules du § 6.3). Les courbes de chauffe illustrées ne sont donc pas des droites, puisqu'elles sont affectées d'une légère courbure. Par conséquent, le résultat de l'expression (10.1) doit être considéré comme la pente moyenne de chaque courbe de chauffe.

10.5.2 RÉGLAGE DES COURBES DE CHAUFFE

Le réglage des courbes de chauffe doit être effectué avec soin, sur la base des directives émises par le fabricant du système, mais aussi en fonction du type d'installation et de ses possibilités de régulation et compte tenu des souhaits des utilisateurs.

Pour faciliter le choix, la figure 81 (p. 199) comporte trois zones correspondant aux cas suivants (pour une température extérieure de -10 °C) :

- zone A : chauffage à très basse température, eau de départ jusqu'à 40 °C
- zone B : chauffage à basse température, eau de départ jusqu'à 55 °C
- zone C : chauffage à haute température, eau de départ à plus de 55 °C .

Si l'installation est équipée de systèmes de chauffage fonctionnant à des températures différentes (par exemple, des radiateurs à haute température et un chauffage par le sol à basse température), deux courbes de chauffe devront être programmées : sur le graphique de la figure 81 (p. 199), celles-ci passeront, par exemple, par les points représentant la température maximale de l'eau de départ $\theta_{w,i}$ des deux systèmes de chauffage (pour une température extérieure de base θ_e de -10 °C) :

- pour le système à haute température fonctionnant avec des radiateurs dimensionnés pour un régime $70/50\text{ °C}$, il convient de sélectionner la courbe correspondant à l'indice $1,6$ [$\Delta\theta_{w,i}/\Delta\theta_e = (70 - 20) / (20 - (-10)) = 1,6$] et passant par le point Y; cette courbe indique que la température de l'eau de départ augmente ou diminue en moyenne de $1,6\text{ °C}$ si la température extérieure baisse ou augmente de 1 °C
- pour le système de chauffage par le sol à basse température dimensionné pour un régime de $40/32\text{ °C}$, il convient de sélectionner la courbe correspondant à l'indice $0,6$ [$\Delta\theta_{w,i}/\Delta\theta_e = (40 - 20) / (20 - (-10)) = 0,6$] et passant par le point X.

Dans le cas de systèmes de chauffage fonctionnant à des températures différentes, le régulateur commandera la chaudière en fonction du système fonctionnant à la température la plus élevée (par exemple, le circuit de radiateurs à haute température). La température de l'eau de l'autre système (chauffage par le sol à basse température, par exemple) sera alors réglée en fonction de la température extérieure en utilisant, par exemple, une vanne mélangeuse à trois voies. Si le circuit de radiateurs à haute température passe à un régime réduit (comme dans le cas d'un ralenti nocturne), le régulateur commandera automatiquement le chauffage par le sol à basse température, pour autant que la chaudière se prête à une régulation à la demande.

10.5.3 ADAPTATION DES COURBES DE CHAUFFE

En cas de mauvais réglage de la courbe de chauffe, il arrive fréquemment que les occupants se plaignent de températures trop élevées ou trop basses et ce, aussi bien en mi-saison que pendant la saison froide. Le tableau 48 (p. 201) présente quatre cas typiques d'inconfort qui peuvent être résolus par une adaptation de la courbe de chauffe.

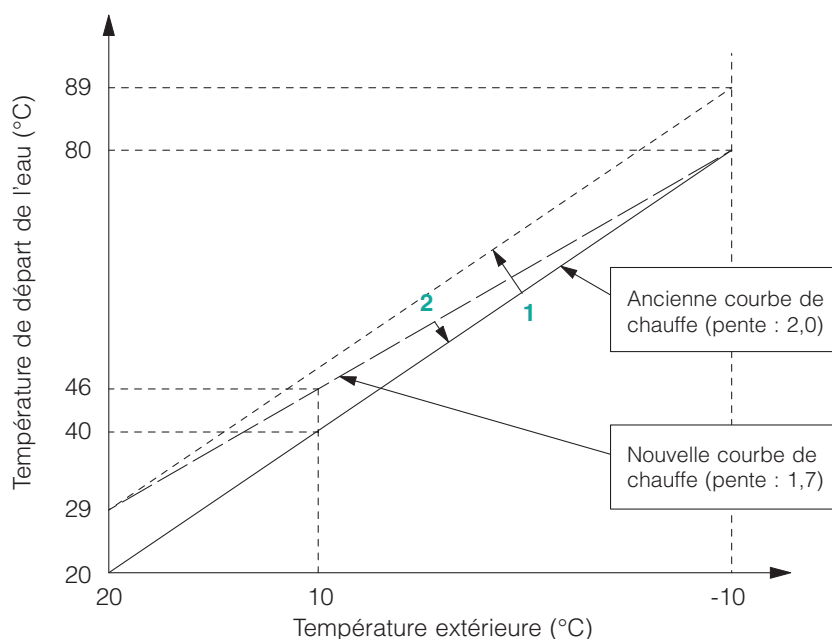
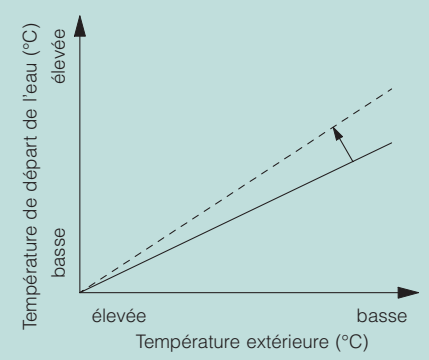
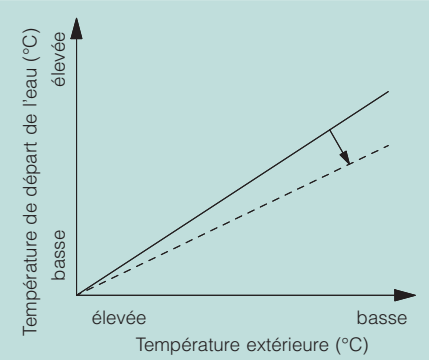
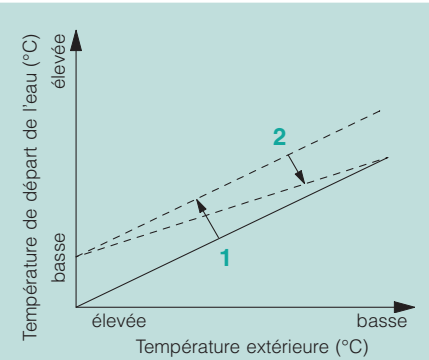
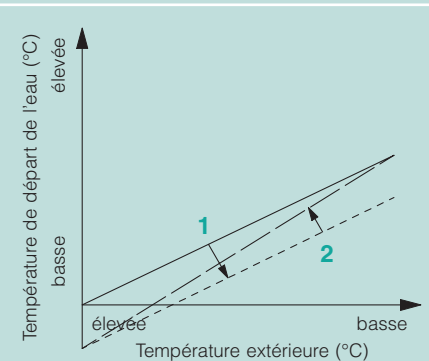


Fig. 82 Exemple d'adaptation de la courbe de chauffe (cas 3 du tableau 48).

Tableau 48 Adaptation de la courbe de chauffe en vue de prévenir les problèmes d'inconfort.

Problème d'inconfort		Adaptation possible de la courbe de chauffe	
Cas 1	La température des locaux est trop basse pendant la saison froide et suffisante en mi-saison.		Régler la courbe de chauffe existante (ligne continue) sur la pente juste au-dessus (ligne discontinue). Si la température ambiante s'avère toujours insuffisante au bout de 48 heures, répéter l'opération.
Cas 2	La température des locaux est trop élevée pendant la saison froide et suffisante en mi-saison.		Régler la courbe de chauffe existante (ligne continue) sur la pente juste en dessous (ligne discontinue). Si la température ambiante s'avère toujours trop élevée au bout de 48 heures, répéter l'opération.
Cas 3	La température des locaux est suffisante pendant la saison froide, mais trop basse en mi-saison (voir aussi l'exemple de la figure 82).		Etape 1 : déplacer la courbe de chauffe existante (ligne continue) parallèlement vers la pente juste au-dessus. Etape 2 : régler ensuite la pente de cette courbe sur la valeur immédiatement inférieure. Si la température ambiante est toujours trop basse après 48 heures, répéter les deux opérations.
Cas 4	La température des locaux est suffisante pendant la saison froide, mais trop élevée en mi-saison.		Etape 1 : déplacer la courbe de chauffe existante (ligne continue) parallèlement vers la pente juste en dessous. Etape 2 : régler ensuite la pente de cette courbe sur la valeur immédiatement supérieure. Si la température ambiante est toujours trop élevée après 48 heures, répéter les deux opérations.

La figure 82 (p. 200) montre un exemple d'adaptation de la courbe de chauffe appliquée au cas 3 du tableau 48. En supposant que la température de confort soit trop basse en mi-saison uniquement, on peut décider d'augmenter la température de l'eau pour cette période en déplaçant parallèlement la courbe de chauffe (étape 1 – augmentation de 9 °C) et en maintenant la température de l'eau pendant la saison froide par abaissement de la pente (étape 2 – maintien de l'eau à 80 °C pour une température extérieure de -10 °C).

Les calculs suivants peuvent être utiles à cet égard :

- la courbe de chauffe réglée initialement est déterminée par les points de coordonnées (20, 20) et (-10, 80), soit un indice ou une pente de 2,0 [$\Delta\theta_{w,i}/\Delta\theta_e = (80 - 20) / (20 - (-10)) = 2,0$]
- après avoir augmenté la température de l'eau de 9 °C (étape 1) et donc abaissé la pente (étape 2), on trouve une nouvelle courbe de chauffe définie par les points de coordonnées (20, 29) et (-10, 80), soit un indice ou une pente de 1,7 [$\Delta\theta_{w,i}/\Delta\theta_e = (80 - 29) / (20 - (-10)) = 1,7$]
- pour connaître la nouvelle température d'eau (X) qui sera utilisée en mi-saison (à une température extérieure de 10 °C), on peut recourir aux calculs suivants :
 - pour l'ancienne courbe de chauffe (pente de 2), on a : $\Delta\theta_{w,i}/\Delta\theta_e = (80 - X) / (10 - (-10)) = 2$, d'où $X = 40$ °C
 - pour la nouvelle courbe de chauffe (pente de 1,7), on a : $\Delta\theta_{w,i}/\Delta\theta_e = (80 - X) / (10 - (-10)) = 1,7$, d'où $X = 46$ °C.

L'augmentation de la température de l'eau de 40 à 46 °C doit en principe suffire à résoudre le problème d'inconfort ressenti en mi-saison, à défaut de quoi il conviendra de répéter l'opération.

10.6 CHOIX, RÉGULATION ET COMMANDE DES DÉBITS D'EAU

10.6.1 EQUILIBRAGE DES DÉBITS DANS UN RÉSEAU DE TUYAUTERIES

10.6.1.1 PRINCIPE

Dans une installation bitube, tous les corps de chauffe sont branchés en parallèle, de sorte que la température de l'eau de départ est identique à chaque radiateur (même s'il peut y avoir un certain retard au démarrage).

Etant donné que les corps de chauffe sont généralement sélectionnés pour un certain régime, dans lequel température de départ et température de retour sont supposées identiques à chaque radiateur, le débit par radiateur doit être adapté à la puissance. Un ajustement hydraulique (ou équilibrage) sera dès lors nécessaire.

L'intérêt d'équilibrer les débits d'eau est sous-estimé par de nombreux installateurs et concepteurs, alors que cette opération est essentielle pour assurer le confort thermique souhaité. L'équilibrage vise en effet une répartition correcte des débits nominaux sur l'ensemble des corps de chauffe, de façon à pouvoir garantir l'émission de chaleur nécessaire. Pour ce faire, il convient de calculer correctement les diamètres et, si nécessaire, d'ajuster les pertes de charge d'équilibrage à l'aide de vannes de réglage (voir § 10.6.1.3).

Le but de l'opération consiste à mettre tous les circuits de radiateurs du réseau en équilibre (en créant la même perte de charge totale pour tous les radiateurs), de telle sorte qu'ils soient traversés par le débit d'eau nominal calculé lors du dimensionnement.

Le principe de l'équilibrage est illustré à la figure 83 (p. 203) pour une installation bitube classique comportant quatre circuits de radiateurs. On obtiendra une répartition correcte du débit, telle que représentée dans la configuration du haut (tous les radiateurs chauffés uniformément), si la perte de charge cumulée Δp_{tot} calculée d'après la formule (8.9) est la même pour tous les circuits, c'est-à-dire si :

$$\Delta p_{tot,R1} = \Delta p_{tot,R2} = \Delta p_{tot,R3} = \Delta p_{tot,R4} \quad (\text{Pa}) \quad (10.2).$$

Si les circuits de radiateurs concernés ne sont pas équilibrés, leurs pertes de charge totales ne seront pas égales (déséquilibre), les débits d'eau ne seront pas répartis comme souhaité et les radiateurs ne seront pas chauffés de façon homogène. Cette situation est représentée à la figure 83 (p. 203) par la configuration du bas, où les pertes de charge des radiateurs sont plus élevées à la fin du circuit de chauffage, c'est-à-dire où :

$$\Delta p_{tot,R1} < \Delta p_{tot,R2} < \Delta p_{tot,R3} < \Delta p_{tot,R4} \quad (\text{Pa}) \quad (10.3).$$

Dans cette situation, les radiateurs R1 et R2 chaufferont correctement, tandis que le réchauffement des radiateurs R3 et R4 sera plus difficile.

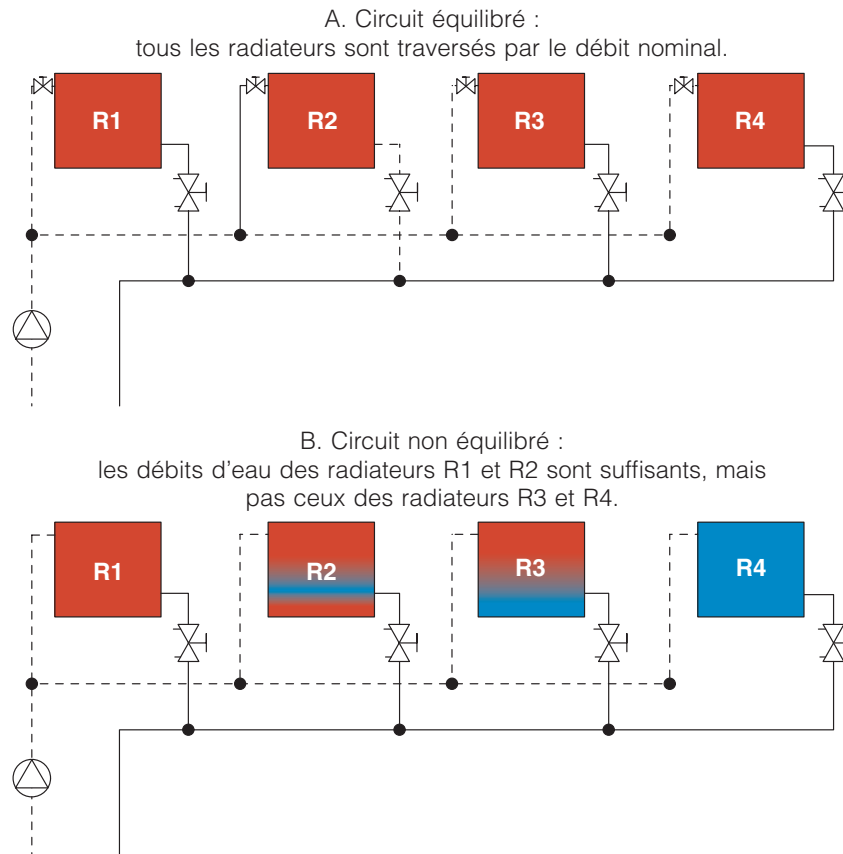


Fig. 83 Equilibrage des circuits de radiateurs.

Le déséquilibre qui subsiste, même après un calcul correct, peut être corrigé dans une certaine mesure par un équilibrage. Pour ce faire, on instaure, au moyen d'une vanne de réglage, dans les circuits de radiateurs ayant les pertes de charge totales les plus faibles (R1, R2 et R3) une perte supplémentaire (Δp_{reg}) qui équivaut à la différence de perte entre le circuit de radiateurs ayant la perte la plus élevée (R4) et le circuit concerné. Par exemple, dans le circuit de radiateur R1, la perte d'équilibrage ($\Delta p_{reg,R1}$) à instaurer s'élèvera à :

$$\Delta p_{reg,R1} = \Delta p_{tot,R4} - \Delta p_{tot,R1} \quad (\text{Pa}) \quad (10.4).$$

10.6.1.2 CONSÉQUENCES DU DÉSÉQUILIBRE DES CIRCUITS

Lorsque l'installation n'est pas correctement équilibrée, certains corps de chauffe peuvent être traversés par un débit d'eau supérieur à la valeur nominale calculée, alors que d'autres auront un débit insuffisant. Cette situation n'est pas sans poser de problème.

Un débit d'eau excessif n'a pas grand impact sur la puissance calorifique d'un radiateur; la figure 84 (p. 204) montre, par exemple, qu'un doublement du débit (point B) n'augmente l'émission calorifique que de 8 %.

A l'inverse, un débit d'eau trop faible aura un effet négatif plus sensible sur l'émission calorifique et sur le confort. Si une diminution du débit de 50 % réduit l'émission calorifique d'environ 10 % (point C), une baisse plus significative, par exemple, jusqu'à 20 % de la valeur nominale (point D à la figure 84) aura des conséquences nettement plus marquées sur l'émission calorifique, celle-ci ne s'élevant plus en l'occurrence qu'à 65 % de la puissance nominale.

Ce phénomène s'explique par le fait qu'un déficit de débit augmente le temps de séjour de l'eau dans le radiateur, d'où une diminution de la température de l'eau de retour et, par conséquent, de la puissance calorifique. Il est clair qu'en de telles circonstances, le radiateur risque de ne plus pouvoir garantir le confort thermique souhaité.

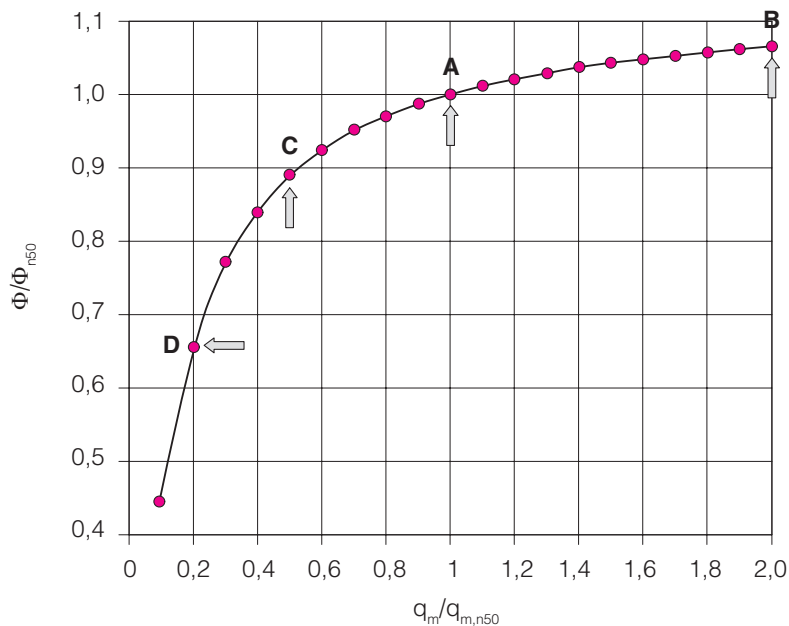


Fig. 84
Effet du débit d'eau sur l'émission calorifique d'un corps de chauffe.

10.6.1.3 COMMENT RÉALISER L'ÉQUILIBRAGE EN PRATIQUE ?

La création d'une perte de charge supplémentaire s'opère différemment selon l'endroit de l'installation où la pression doit être équilibrée.

Pour les conduites qui font partie du raccordement de radiateur, l'équilibrage peut se faire :

- soit au niveau du réglage intégré au robinet situé à l'entrée du radiateur
- soit au niveau du raccord de réglage à la sortie du radiateur.

Quelle que soit la solution choisie, le principe du réglage reste le même.

Pour les autres conduites (sans corps de chauffe), l'équilibrage peut être effectué à l'aide d'une vanne de réglage que l'on place, par exemple, au pied d'une colonne.

EXEMPLE

Dans l'exemple présenté au § 7.3.5.5 (figure 28, p. 99), les pertes de charge totales calculées pour les deux circuits de radiateurs sont égales à :

- $\Delta p_{\text{tot,R1}} = 10782 \text{ Pa}$
- $\Delta p_{\text{tot,R2}} = 3019 \text{ Pa}$.

La perte à instaurer pour l'équilibrage du circuit R2 (perte de charge la plus faible) équivaut donc, selon la formule (10.4), à :

$$\Delta p_{\text{reg,R2}} = \Delta p_{\text{tot,R1}} - \Delta p_{\text{tot,R2}} = 10782 - 3019 = 7763 \text{ Pa}.$$

Cette perte peut être créée en ajustant le pré réglage du robinet de radiateur de manière proportionnelle à l'aide du diagramme de la figure 85 (p. 205).

La position d'ajustement du pré réglage est déduite des caractéristiques du robinet DN10 (3/8") représentées à la figure 85. Pour le débit calculé du radiateur R2, à savoir 77,3 kg/h ou 79,5 l/h (cf. § 7.3.5.5), la perte de charge supplémentaire s'élève à 7763 Pa.

Cette perte supplémentaire doit s'ajouter à la perte du robinet complètement ouvert (droite N), à savoir 2100 Pa (point A à la figure 85). La perte totale à instaurer s'élève donc à (7763 + 2100) = 9863 Pa (point Z à la figure 85).

La droite la plus proche du point Z est la droite 4 : le pré réglage du robinet doit donc être placé en position 4.

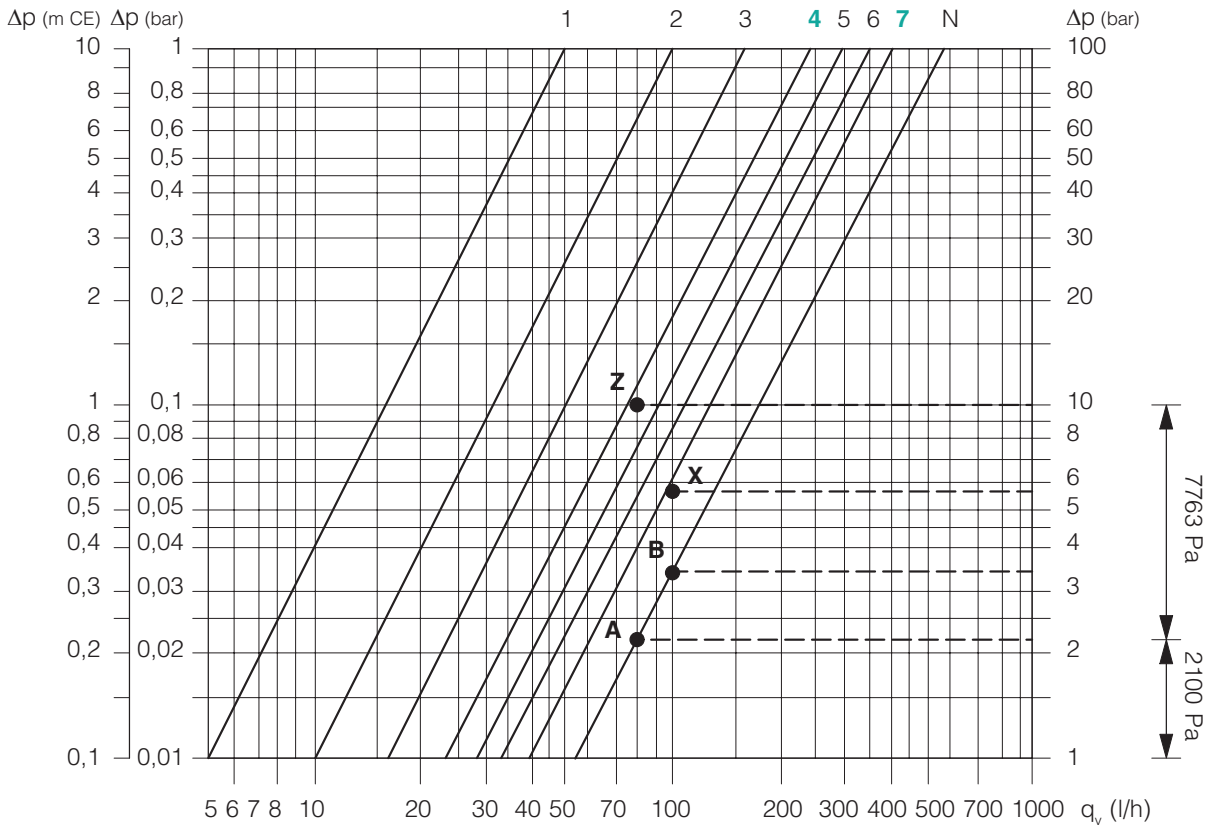


Fig. 85 Perte d'équilibrage à instaurer au niveau du raccordement de radiateur.

Ajoutons enfin qu'on pourra se dispenser de placer une vanne de réglage sur un circuit alimentant plusieurs corps de chauffe (voir figure 86), en instaurant une perte d'équilibrage équivalente sur tous les raccordements de radiateurs. Cette méthode, qui permettra une économie de coût, est envisageable à condition qu'on puisse créer la perte d'équilibrage via le régulateur intégré au robinet de radiateur ou via le raccord de réglage.

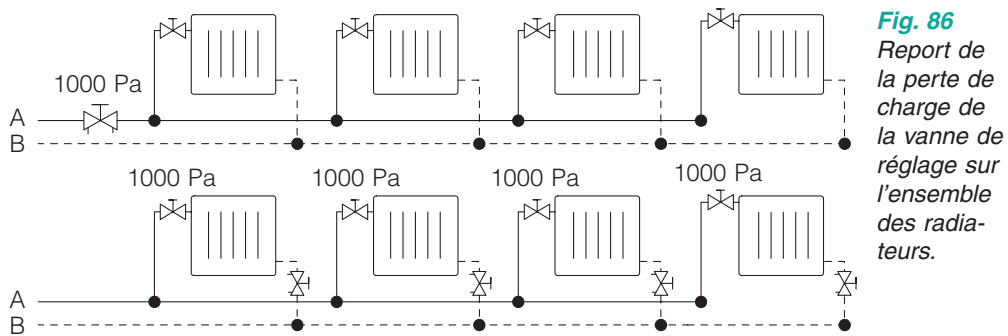


Fig. 86 Report de la perte de charge de la vanne de réglage sur l'ensemble des radiateurs.

NOTE 52

Lorsque des dispositifs de réglage sont placés sur des branchements ne nécessitant pas de perte d'équilibrage, le pré-réglage de ces appareils doit être entièrement ouvert.

10.6.2 RÉGULATION DU DÉBIT AU MOYEN D'UNE POMPE À VITESSE VARIABLE

Pour régler correctement le débit d'eau calculé lors de la conception de l'installation, il y a lieu de sélectionner une pompe dont le point de fonctionnement est proche du point de fonctionnement théorique de l'installation (et, de préférence, juste au-dessus de celui-ci). Dans le cas d'une pompe à plusieurs vitesses,

il convient de choisir la vitesse de rotation la plus adaptée, puis d'effectuer éventuellement un réglage par étranglement afin de rapprocher encore davantage le point de fonctionnement réel du point de fonctionnement théorique (voir § 8.7).

Un système de régulation du débit en fonction de la charge permettra cependant de réaliser des économies d'énergie considérables, notamment en installant une pompe à vitesse variable (cf. 8.8) qui consomme beaucoup moins d'énergie à charge réduite qu'une pompe à plusieurs vitesses. Quand on sait que le circulateur représente, dans certains cas, jusqu'à 20 % du coût énergétique d'une installation, l'investissement peut certainement s'avérer rentable.

10.6.3 RÉPARTITION, MÉLANGE ET ÉTRANGLEMENT DES DÉBITS D'EAU

Lors de la conception de grandes installations, on prévoit souvent plusieurs circuits de chauffage (secondaires) destinés à desservir des parties du bâtiment remplissant la même fonction. Ces circuits sont raccordés à un collecteur (central) qui alimente chaque circuit de manière indépendante, en fonction des besoins des utilisateurs ou de l'occupation du bâtiment.

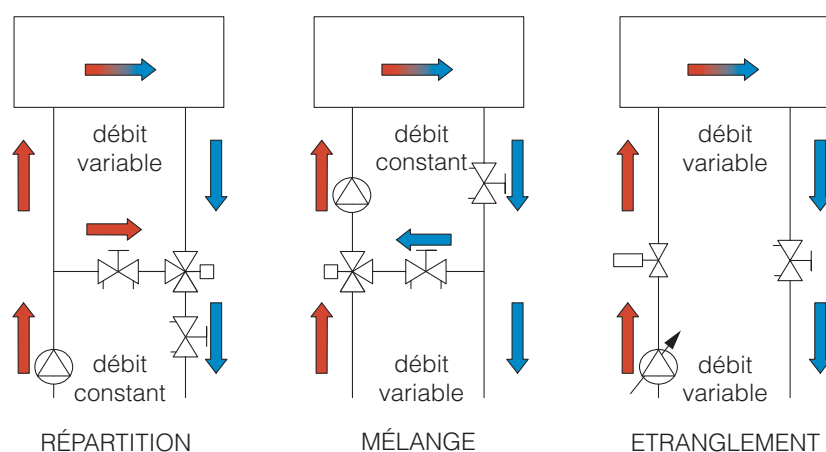


Fig. 87 Répartition, mélange et étranglement du débit d'eau dans un circuit secondaire.

S'il existe plusieurs possibilités pour raccorder un circuit de chauffage secondaire à un collecteur central, on distingue essentiellement trois branchements hydrauliques de base (figure 87) :

- le branchement de répartition, dans lequel une partie du débit d'eau chaude de départ irrigue directement les radiateurs, l'autre étant dirigée vers une vanne à trois voies via un *by-pass*, où elle est mélangée à l'eau refroidie revenant des radiateurs; le débit d'eau alimentant le circuit de radiateur est variable, tandis que celui qui vient du collecteur et y retourne reste constant. Ce système a pour inconvénient de réchauffer l'eau en provenance des radiateurs avec l'eau chaude du départ via le *by-pass*
- le branchement de mélange, dans lequel une pompe délivre un débit constant à travers le circuit de radiateur. Une vanne mélangeuse permet un recyclage, vers le circuit, de l'eau refroidie revenant des radiateurs selon un rapport réglable; elle peut ainsi assurer une régulation supplémentaire de la température de l'eau. Le grand avantage de ce branchement tient au fait que l'eau provenant des radiateurs retourne directement à la chaudière (débit variable) à la température la plus basse possible, ce qui est favorable au rendement du générateur et indispensable dans le cas des chaudières à condensation
- le branchement d'étranglement, dans lequel qu'il n'y a ni répartition ni mélange d'eau; en revanche, le débit (variable) est directement réglé, en fonction des besoins, par une vanne d'étranglement ou une pompe à vitesse variable. Ce type de branchement renvoie également l'eau de retour refroidie directement à la chaudière, mais exige un débit variable sur l'ensemble de l'installation.

On peut conclure de ce qui précède que le branchement de mélange, vu son effet favorable sur le rendement de la chaudière, est le raccordement le plus adéquat. Dans ce cas, toutefois, le flux retournant à la chaudière est variable, ce qui peut s'avérer important pour son volume d'eau et les exigences de débit qui y sont éventuellement associées.

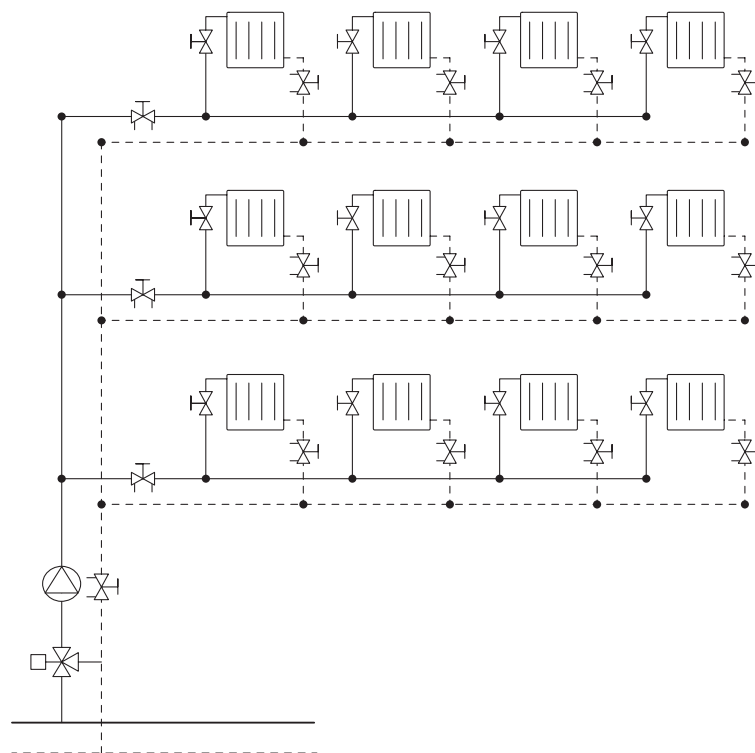


Fig. 88 Exemple de circuit de chauffage secondaire avec branchement de mélange.

La figure 88 donne un exemple de raccordement de ce type, où la régulation est assurée par une pompe, une vanne à trois voies et une vanne de réglage.

Dans le cas des chaudières à condensation, le débit des circuits secondaires doit être réglé de manière telle que l'eau de retour soit la plus froide possible. Ce mode de régulation influence favorablement le rendement de production et est indispensable pour permettre une condensation optimale des gaz de combustion.

10.7 SÉPARATION HYDRAULIQUE ENTRE LE CIRCUIT PRIMAIRE ET LES CIRCUITS SECONDAIRES

10.7.1 CIRCUIT PRIMAIRE

10.7.1.1 DÉBIT D'EAU DU CIRCUIT PRIMAIRE

Dans certains cas, notamment lorsqu'on doit régler une chaudière requérant un débit minimum, il est conseillé de séparer le débit qui s'écoule dans le circuit primaire (circuit de la chaudière) et celui des circuits secondaires.

Selon la nature de la chaudière, son type et son mode de régulation, un volume d'eau minimum est nécessaire pour assurer son refroidissement, sous peine de surchauffe locale et de dégâts internes. Le débit d'eau minimum est fixé par le fabricant et constitue un point important de la conception du circuit primaire. Souvent, on privilégie un circuit primaire alimenté séparément par une pompe (primaire) et distinct des circuits secondaires.

La séparation hydraulique des circuits primaire et secondaires peut s'opérer par le biais d'une conduite d'équilibrage ou d'une bouteille casse-pression (également appelée 'bouteille de découplage hydraulique'). Celle-ci permet, d'une part, d'éviter une interaction indésirable entre les débits des circuits concernés et, d'autre part, de réguler ces débits plus facilement de manière autonome (voir § 10.7.2).

10.7.1.2 CHAUDIÈRES À DÉBIT D'EAU MINIMUM IMPOSÉ

Les chaudières à faible capacité d'eau sont sensibles aux brusques variations de température et exigent d'être irriguées en permanence (à un débit suffisant) pendant leur fonctionnement, afin d'éviter toute surchauffe locale et de garder le contrôle de la température de l'eau. L'installation d'un circuit primaire muni d'une pompe séparée est dès lors indispensable pour assurer la circulation d'eau dans la ou les chaudières.

Cette exigence ne s'applique cependant pas aux chaudières de petite puissance (maisons, appartements, etc.) pour lesquelles il convient de se conformer aux instructions du fabricant. En ce qui concerne les appareils de grande puissance, on peut se baser, à titre d'exemple, sur le schéma de principe de la figure 89, où le circuit primaire de la chaudière (avec pompe séparée) et les circuits de chauffage secondaires sont découplés par une conduite d'équilibrage (ou une bouteille casse-pression). Cette configuration est traitée en détail au § 10.7.2.

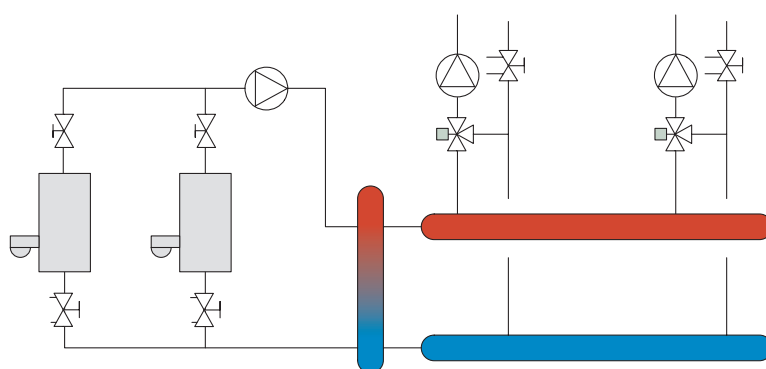


Fig. 89 Chaudières à débit minimum imposé et bouteille casse-pression (bouteille de découplage hydraulique).

Un autre schéma de principe applicable est illustré à la figure 90. L'installation n'est pas équipée de bouteille casse-pression, mais le débit d'eau minimum est néanmoins assuré par une pompe primaire, via un *by-pass*, et une vanne de réglage qui relie les deux collecteurs (alimentant les circuits secondaires). Le débit d'eau primaire doit dans ce cas être suffisant pour alimenter les circuits secondaires.

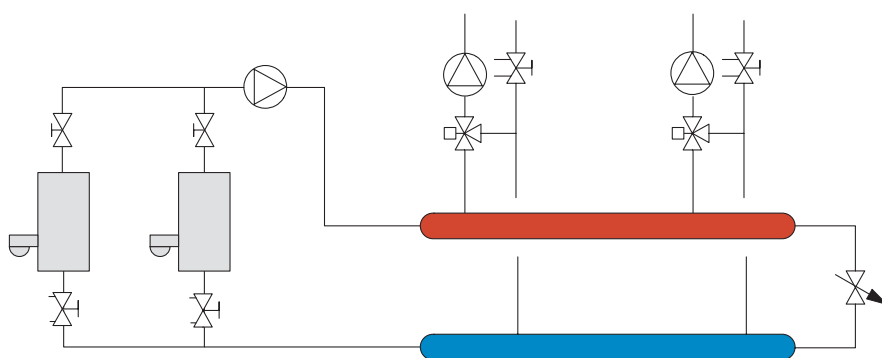


Fig. 90 Chaudières à débit d'eau minimum imposé et collecteurs en court-circuit.

10.7.1.3 CHAUDIÈRES SANS DÉBIT D'EAU IMPOSÉ

Les chaudières de grande capacité d'eau et à pertes de charge réduites sont peu sensibles à la surchauffe locale. Elles ne nécessitent donc ni débit minimum, ni circuit primaire indépendant. La configuration de principe illustrée à la figure 91 (p. 209) peut leur être appliquée. Dans ce branchement, l'eau chaude de départ n'est pas mélangée directement avec l'eau refroidie en provenance des radiateurs (comme dans les chaudières à condensation), de sorte que le retour à la chaudière se fait toujours à la température la plus basse possible.

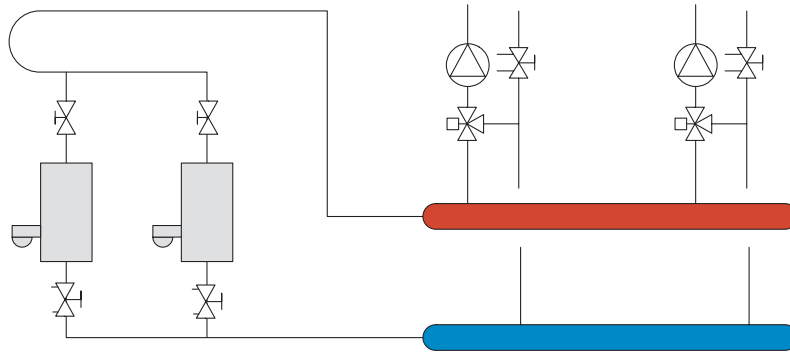


Fig. 91 Chaudières sans débit d'eau minimum imposé.

10.7.2 BOUTEILLES CASSE-PRESSION (BOUTEILLES DE DÉCOUPLAGE HYDRAULIQUE)

10.7.2.1 OBJECTIF

Les bouteilles casse-pression (ou bouteilles de découplage hydraulique) sont utilisées dans les grandes installations afin de scinder un circuit de chauffage primaire – dans lequel une pompe alimente une ou plusieurs chaudières (en parallèle) – et les circuits secondaires desservant les corps de chauffe par le biais d'une pompe (secondaire) dont le débit d'eau varie en fonction des besoins en chaleur et de la position des vannes mélangeuses. Pour éviter des interactions intempestives (transferts de pressions) entre les débits d'eau primaire et secondaires, il est recommandé de scinder les circuits en y interposant une bouteille casse-pression (figure 92).

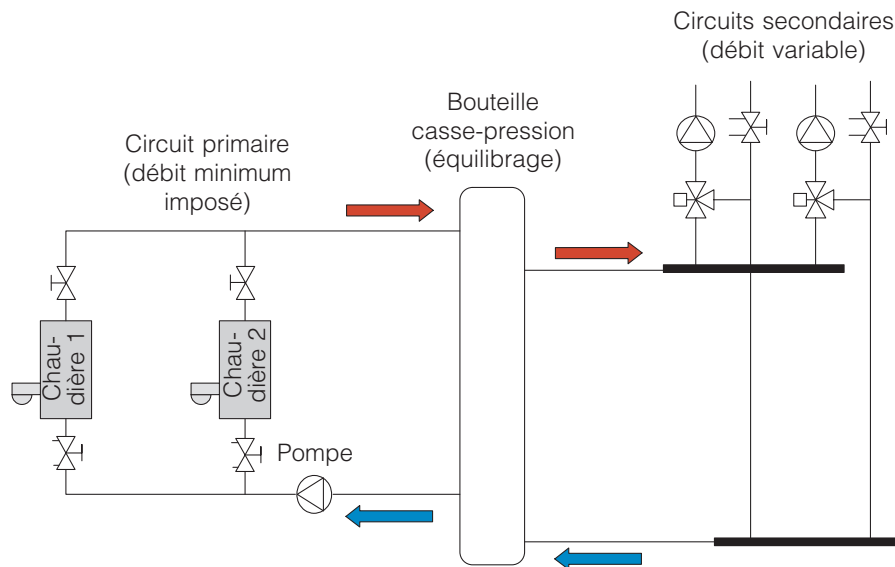


Fig. 92 Découplage hydraulique entre les circuits primaire et secondaires au moyen d'une bouteille casse-pression.

Le découplage hydraulique est obtenu en concevant la bouteille casse-pression de telle manière que la circulation d'eau y soit très faible (vitesse maximale de 0,1 m/s) dans les conditions de fonctionnement nominales (pleine charge) et que sa perte de pression soit quasi nulle. La bouteille fonctionnera dès lors comme un point neutre de l'installation, ce qui signifie qu'il n'y aura pas de transfert de charge entre les côtés primaire et secondaires de la bouteille.

Outre le découplage hydraulique, la bouteille a également pour fonction :

- de simplifier et de stabiliser le réglage des débits d'eau primaire et secondaires
- d'assurer un débit d'eau permanent dans le circuit primaire des chaudières à débit minimum imposé, afin de prévenir le risque de surchauffe, même s'il n'y a pas de demande de chaleur des circuits secondaires

- d'utiliser plus efficacement l'eau de retour à basse température en la dissociant de l'eau chaude de départ; cette règle pratique vaut aussi pour les petites installations composées de plusieurs circuits secondaires fonctionnant à des températures différentes (radiateurs et chauffage par le sol, par exemple)
- de prévenir toute interaction entre les circuits primaire et secondaires, susceptible d'entraver le fonctionnement des pompes, des vannes mélangeuses, des vannes de réglage, etc.

10.7.2.2 COMMENT ÉVITER LES MÉLANGES INOPPORTUNS ?

Lors de la conception de l'installation, il importe de déterminer le rapport adéquat entre les débits d'eau primaire et secondaires, afin d'éviter qu'un flux de chaleur ascendant ou descendant n'induisse un mélange intempestif dans la bouteille casse-pression. La figure 93 illustre trois situations dans lesquelles ce risque est susceptible de se produire :

- dans le schéma A, les débits totaux du circuit primaire et des circuits secondaires sont identiques (fonctionnement à pleine charge); il n'y a donc pas de mélange dans la bouteille casse-pression et la température de l'eau y est identique des deux côtés, d'où $\theta_{w1} = \theta_{w3}$ et $\theta_{w2} = \theta_{w4}$
- au schéma B, le débit est plus élevé dans le circuit secondaire que dans le circuit primaire (fonctionnement à charge partielle à débit primaire réduit); il en résulte un flux ascendant d'eau (froide) qui génère un mélange dans la partie supérieure de la bouteille (la température de l'eau de départ vers le circuit secondaire diminue : $\theta_{w3} < \theta_{w1}$)
- dans le schéma C, le débit du circuit primaire est plus élevé que celui du circuit secondaire (fonctionnement à charge partielle à débit secondaire réduit), ce qui donne naissance à un flux descendant d'eau (chaude) qui génère un mélange dans le bas de la bouteille (la température de l'eau de retour vers le circuit primaire ou vers la chaudière augmente : $\theta_{w2} > \theta_{w4}$).

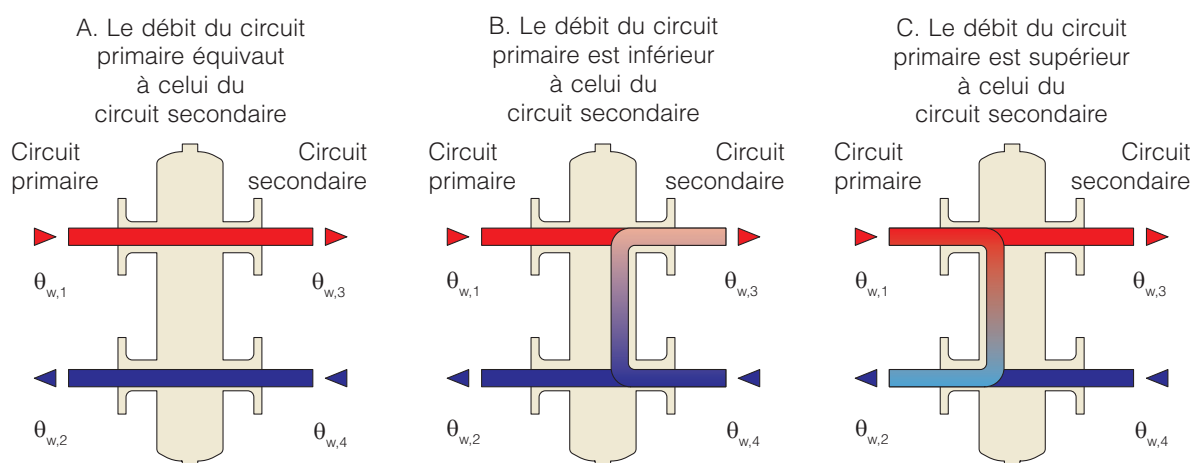


Fig. 93 Points de mélange potentiels dans une bouteille casse-pression.

La figure 94 (p. 211) est une représentation thermographique de la situation schématisée à la figure 93C. Cette situation engendre un retour d'eau vers la chaudière à une température élevée, ce qui est défavorable, par exemple, au rendement des chaudières à condensation. Celles-ci nécessitent en effet une température d'eau de retour la plus basse possible pour garantir une condensation maximale de la vapeur d'eau contenue dans les gaz de combustion.

Ceci tend à prouver que la détermination des débits d'eau lors de la conception de l'installation doit se faire dans le respect de certaines règles, si l'on souhaite régler correctement la chaudière en fonction de la charge. L'une de ces règles veut que le débit nominal total d'une chaudière ordinaire (qui ne fonctionne pas par condensation) du côté primaire de la bouteille casse-pression soit supérieur d'environ 10 % à la somme des débits secondaires (situation de la figure 93C).

Pour les chaudières à condensation, on applique la règle inverse : le débit secondaire total doit être supérieur d'environ 10 % au débit primaire (cas de la figure 93B). On évite ainsi la situation représentée à la figure 94 (p. 211) et on réduit considérablement le risque de voir un flux descendant d'eau de départ (chaude) se mélanger avec l'eau de retour (refroidie) au sein de la bouteille casse-pression.

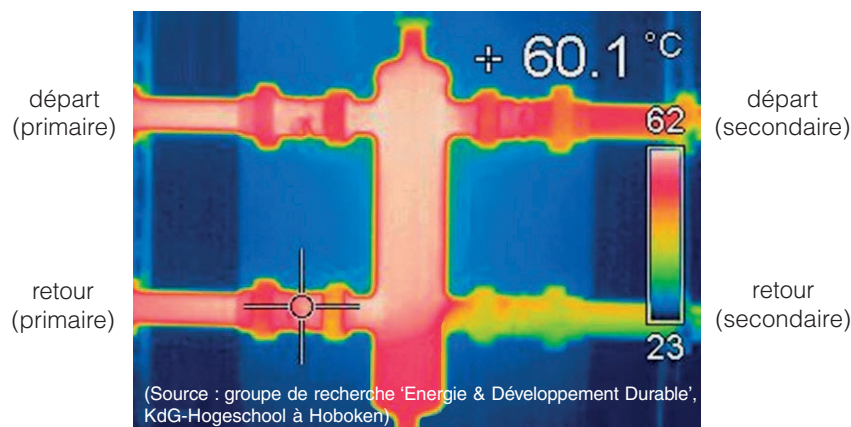


Fig. 94 Mélange 'parasite' dans une bouteille casse-pression en raison d'un débit d'eau primaire trop élevé.

10.7.2.3 DIMENSIONNEMENT DE LA BOUTEILLE CASSE-PRESSION

Pour déterminer les dimensions de la bouteille casse-pression, il convient de faire une distinction entre le diamètre proprement dit de la bouteille et celui de son raccordement primaire. A cet effet, on applique les directives suivantes :

- le diamètre de la bouteille doit être suffisamment large; il est déterminé en fonction de la puissance totale de la chaudière installée et des débits d'eau calculés pour le circuit primaire, de façon à ne pas dépasser une vitesse de $\pm 0,1$ m/s dans la bouteille
- le diamètre du raccordement au circuit primaire est calculé sur la base du débit d'eau primaire, compte tenu d'une vitesse d'eau maximale de ± 1 m/s.

Le tableau 49 donne le diamètre nominal de la bouteille casse-pression et de son raccord au circuit primaire (conduites en acier) pour plusieurs gammes de puissances de chaudière et les débits totaux correspondants du circuit primaire, compte tenu d'une vitesse d'eau maximale calculée pour la puissance supérieure de la gamme donnée.

Tableau 49 Détermination du diamètre d'une bouteille casse-pression et de son raccord au circuit primaire.

Puissance de la chaudière Φ_{tot} (kW) (¹)	Débit d'eau q_m (kg/h) (²)	Bouteille casse-pression ($v \approx 0,1$ m/s)			Circuit primaire ($v \approx 1$ m/s)			$D_{i,e}/D_{i,p}$ (-) (⁸)
		DN (³)	$D_{i,e}$ (mm) (⁴)	v_{max} (m/s) (⁷)	DN (⁵)	$D_{i,p}$ (mm) (⁶)	v_{max} (m/s) (⁷)	
≤ 30	≤ 1289	DN65	70,3	0,09	DN20	21,6	1,00	3,3
$30 < \Phi_{\text{tot}} \leq 45$	$1289 < q_m \leq 1933$	DN80	82,5	0,10	DN25	27,2	0,95	3,0
$45 < \Phi_{\text{tot}} \leq 80$	$1933 < q_m \leq 3437$	DN100	107,1	0,11	DN32	35,9	0,97	3,0
$80 < \Phi_{\text{tot}} \leq 120$	$3437 < q_m \leq 5155$	DN125	131,7	0,11	DN40	41,8	1,07	3,2
$120 < \Phi_{\text{tot}} \leq 175$	$5155 < q_m \leq 7518$	DN150	159,3	0,11	DN50	54,5	0,92	2,9
$175 < \Phi_{\text{tot}} \leq 300$	$7518 < q_m \leq 12888$	DN200	206,5	0,11	DN65	70,3	0,94	2,9
$300 < \Phi_{\text{tot}} \leq 450$	$12888 < q_m \leq 19332$	DN250	260,4	0,10	DN80	82,5	1,03	3,2
$450 < \Phi_{\text{tot}} \leq 600$	$19332 < q_m \leq 25776$	DN300	309,7	0,10	DN100	107,1	0,81	2,9

(¹) Φ_{tot} : puissance totale calculée de la chaudière.

(²) q_m : débit du circuit primaire calculé selon la formule (7.2) pour une eau à 70 °C et un écart de la température d'eau $\Delta\theta_w$ de 20 K.

(³) DN : diamètre nominal de la bouteille casse-pression compte tenu du débit et d'une vitesse d'eau imposée de 0,1 m/s.

(⁴) $D_{i,e}$: diamètre intérieur de la bouteille casse-pression correspondant au diamètre nominal choisi.

(⁵) DN : diamètre nominal du raccord au circuit primaire compte tenu du débit et de la vitesse d'eau imposée de 1 m/s.

(⁶) $D_{i,p}$: diamètre intérieur du raccord au circuit primaire correspondant au diamètre nominal choisi.

(⁷) v_{max} : vitesse maximale de l'eau, dans la bouteille casse-pression et dans le circuit primaire, correspondant à la puissance maximale donnée et compte tenu du diamètre nominal choisi.

(⁸) $D_{i,e}/D_{i,p}$: rapport entre le diamètre de la bouteille casse-pression et le diamètre du raccord.

Les débits et les vitesses d'eau correspondantes calculés d'après les formules (7.2) et (7.4) sont valables pour une température moyenne de l'eau de 70 °C et une différence de température d'eau de 20 K. En cas d'écart de température différents, il y a lieu d'utiliser d'autres débits d'eau et donc d'adapter les dimensions de la bouteille casse-pression ainsi que le diamètre du circuit primaire (de part et d'autre de la bouteille).

La dernière colonne du tableau 49 (p. 211) indique le rapport entre le diamètre de la bouteille casse-pression et celui du raccord au circuit primaire. Ce rapport, qui est égal à 3 en moyenne, constitue la base de la règle dite des 3D que l'on utilise en pratique pour dimensionner la bouteille et son raccord aux circuits primaire et secondaires. La règle des 3D est la suivante (voir figure 95) :

- le diamètre de la bouteille casse-pression (3D) équivaut à 3 fois le diamètre de son raccord (D) au circuit primaire
- la distance entre les raccords aux circuits, la partie haute de la bouteille casse-pression et sa partie basse équivaut à 3D
- la distance entre les raccords du côté primaire et les raccords du côté secondaire de la bouteille est égale à 6D
- si les raccords du côté primaire et secondaire de la bouteille sont décalés l'un par rapport à l'autre (cf. figure 95B), l'écart doit être égal à 3D.

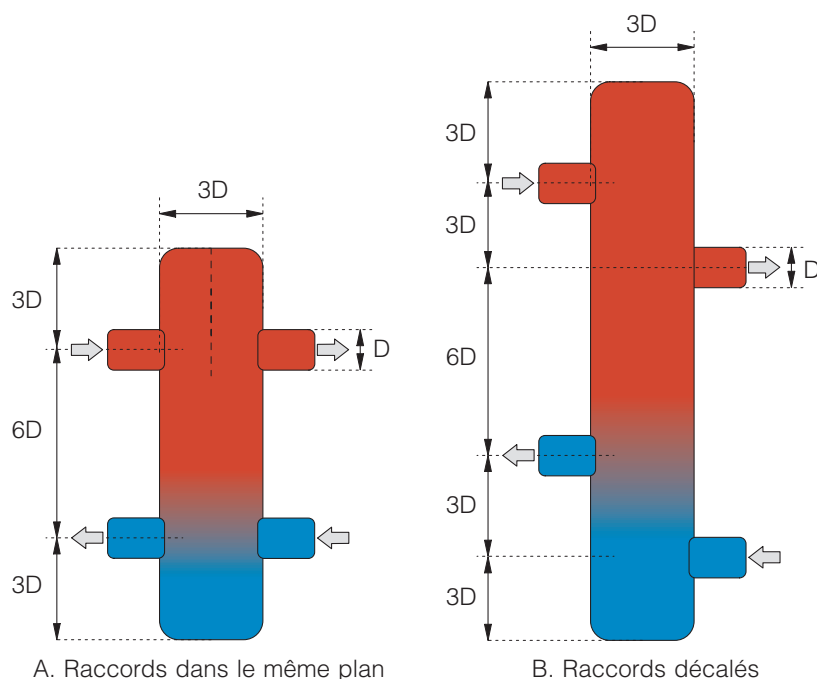


Fig. 95 Dimensionnement de la bouteille casse-pression d'après la règle des 3D.

Les raccords à la bouteille casse-pression sont réalisés de manière à exclure toute circulation naturelle, en disposant les points de raccordement chauds au-dessus des points de raccordement froids. Pour que la bouteille puisse assurer le découplage hydraulique du circuit primaire (de la chaudière) par rapport aux circuits secondaires et éviter un écoulement direct de l'eau depuis l'entrée côté primaire vers la sortie côté secondaire, il est recommandé de décaler les raccords de 3D, comme illustré à la figure 95B. Si les raccords se situent dans le même plan (figure 95A), on peut obtenir le même effet en y insérant une cloison perforée (ligne pointillée à la figure 95A).

NOTE 53

La faible vitesse de l'eau circulant dans la bouteille casse-pression permet à celle-ci de remplir deux fonctions supplémentaires : d'une part, un dégazage via un purgeur placé dans le haut de l'appareil et, d'autre part, la séparation des boues au moyen d'un collecteur et d'une évacuation disposés dans la partie basse. Le cas échéant, il est recommandé de placer la bouteille verticalement, de façon à ce que le dégazage et l'évacuation des boues puissent s'opérer de manière naturelle.

10.8 SCHÉMAS HYDRAULIQUES

Dans les schémas de principe qui suivent, nous nous sommes contentés de représenter les éléments qui nous paraissaient utiles pour expliquer le fonctionnement et le réglage de l'installation. Ils ne peuvent en aucune manière être utilisés tels quels lorsqu'il s'agit de concevoir ou de mettre en œuvre une installation réelle. Nous nous sommes par ailleurs limités à des schémas types que nous avons considérés comme représentatifs des situations envisagées, en évoquant chaque fois les avantages et les inconvénients les plus marquants du système. Il existe bien évidemment de nombreuses variantes qui permettent de tenir compte des critères de conception locaux ainsi que des exigences liées à l'installation et des recommandations du fabricant en matière de régulation.

Le tableau 50 permet d'identifier les différents schémas en fonction du type de bâtiment, des caractéristiques de la chaudière, du mode de régulation, du système d'émission de chaleur et du mode de production d'eau chaude.

Tableau 50 Champ d'application des schémas hydrauliques.

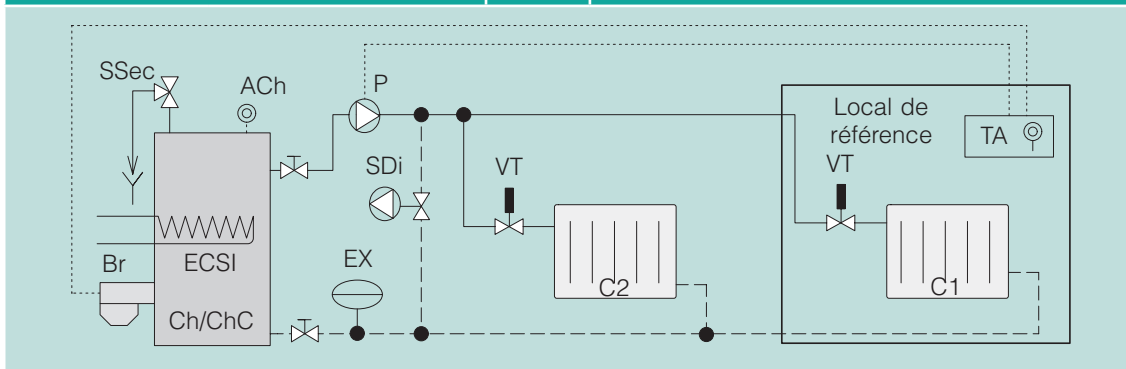
Type d'installation	Numéro du schéma								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Type de bâtiment									
Maison unifamiliale, appartement	X	X	X	X	X	X			
Immeuble collectif (résidentiel, bureaux)							X	X	X
Chaudière(s)									
Nombre	1	1	1	1	1	1	1	2	1
Nombre de raccords hydrauliques	2	2	2	2	2	2	2	2	3
Bouteille casse-pression						X		X	
Système de régulation									
Thermostat d'ambiance	X								
Vannes thermostatiques	X	X	X	X	X	X	X	X	X
Régulation asservie au climat		X	X	X	X	X	X	X	X
Sonde intérieure			X				X	X	
Système d'émission de chaleur et de production d'eau chaude									
Radiateurs	X	X	X	X	X	X	X	X	X
Chauffage au sol				X	X	X			X
Production d'eau chaude sanitaire instantanée	X	X	X		X				
Production d'eau chaude sanitaire par accumulation				X		X	X		X

Enfin, le lecteur trouvera au tableau 51 (p. 214) la signification des abréviations et des symboles utilisés dans les schémas hydrauliques.

Tableau 51 Abréviations et symboles utilisés dans les schémas hydrauliques.

Symbole	Abré- viation	Description	Symbole	Abré- viation	Description
	ACh	Aquastat de la chau- dière		PU	Soupape de surpres- sion, purgeur, robinet de vidange
	AR	Clapet antiretour		PVV	Pompe à vitesse variable
	BA	Ballon d'eau chaude		R	Régulateur
	BCP	Bouteille casse-pres- sion (bouteille de dé- couplage hydraulique)		RR	Robinet de radiateur (manuel)
	Br	Brûleur		SDi	Soupape de pression différentielle
	Ch	Chaudière ordinaire (ne fonctionnant pas par condensation)		SEAU	Sonde (température de l'eau)
	ChC	Chaudière à conden- sation		SEXT	Sonde (température extérieure)
	CO	Compresseur		SINT	Sonde (température intérieure)
	CR	Chauffage à radiateurs		SSec	Soupape de sécurité
	CS	Chauffage par le sol		TA	Thermostat d'am- biance
	DR	Dérivation (<i>by-pass</i>) avec vanne de réglage		VE	Vanne électromagné- tique
	Ech	Echangeur de chaleur		VM	Vanne mélangeuse à trois voies
	ECSI	Production d'eau chaude sanitaire ins- tantanée		VR	Vanne de réglage, soupape de réglage
	EX	Vase d'expansion		VT	Vanne thermostatique
	P	Pompe			

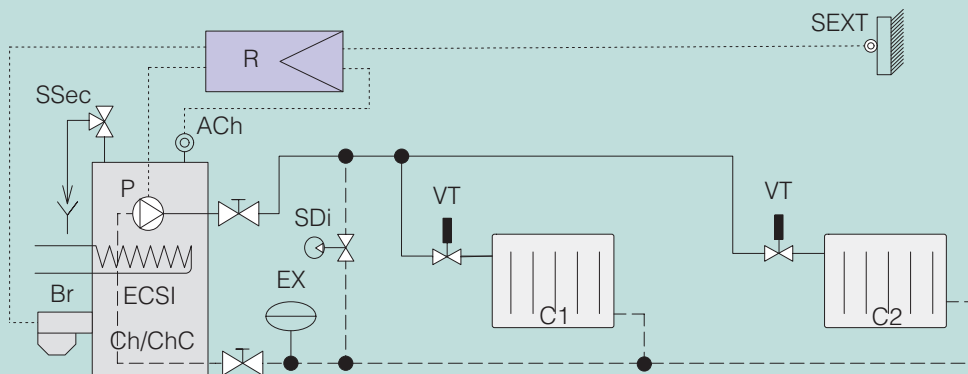
Schéma hydraulique	N° 1	Installation individuelle (maison unifamiliale)
--------------------	------	--



Chaudière	Chaudière (Ch/ChC) avec pompe externe ou intégrée (P), combinée à une production d'eau chaude sanitaire instantanée (ECSI).
Circuits	La chaudière est raccordée : <ul style="list-style-type: none"> • au circuit de chauffage C1 desservant le local de référence (en général, la salle de séjour) • au circuit de chauffage C2 desservant les autres locaux.
Régulation	<ul style="list-style-type: none"> • Tous les radiateurs sont équipés de vannes thermostatiques (VT). • La soupape de pression différentielle (SDi) située entre les circuits de départ et de retour (parfois intégrée à la chaudière) s'ouvre lorsque la pression différentielle prédéfinie est dépassée (par exemple, si la pompe tourne et que tous les robinets de radiateur sont fermés). • Le thermostat d'ambiance (TA) chronoproportionnel ou à modulation est muni d'une horloge programmable permettant l'abaissement de la température durant la nuit ou durant les périodes d'absence récurrentes. D'autres fonctions peuvent être présentes, telles que la protection contre le gel, la mise en route régulière de la pompe en été, etc. • Le brûleur (Br) est commandé ou modulé par le thermostat d'ambiance en fonction de la programmation et de la demande de chaleur dans le local de référence (écart entre la température ambiante et la consigne). • La mise en marche du brûleur est prioritaire en cas de puisage d'eau chaude. • La pompe (P) est commandée par le thermostat d'ambiance en fonction de la demande de chaleur du local de référence.

Remarques

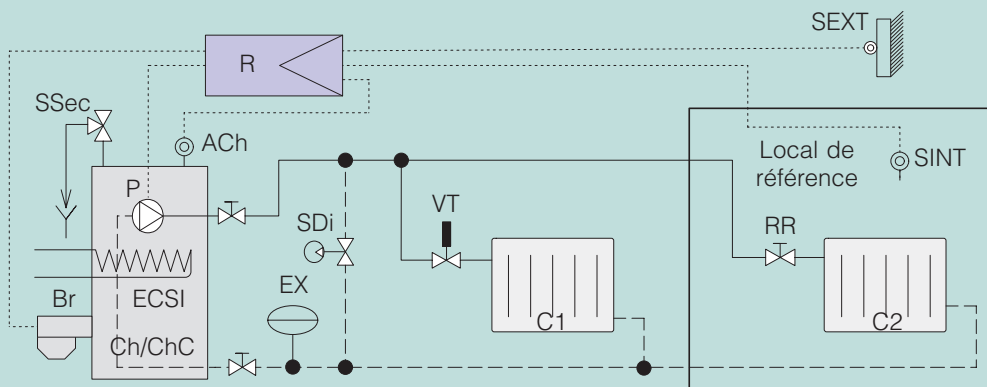
- Ce schéma est typique des installations simples telles que celles équipant les maisons unifamiliales.
- L'inconvénient d'une régulation par thermostat d'ambiance est l'absence de chauffage dans les locaux lorsqu'il n'y a pas de demande de chaleur dans le local de référence (par exemple, à cause d'une consigne de température trop basse ou du fait d'un rayonnement solaire soudain). Pour éviter des situations d'inconfort, le thermostat d'ambiance sera réglé sur une consigne suffisamment haute (toujours en demande de chaleur), les vannes thermostatiques assurant la postrégulation. Idéalement, l'aquastat de la chaudière (ACh) ne sera réglé ni trop bas (pour que la température ambiante souhaitée puisse être atteinte rapidement), ni trop haut (afin de limiter les pertes à l'arrêt).
- Ce type de régulation n'est pas adapté aux chaudières qui doivent être maintenues chaudes en permanence.



Chaudière	Chaudière (Ch/ChC) avec pompe intégrée (P), combinée à une production d'eau chaude sanitaire instantanée (ECSI).
Circuits	La chaudière dessert plusieurs circuits de chauffage (C1, C2, ...).
Régulation	<ul style="list-style-type: none"> • Tous les radiateurs sont équipés de vannes thermostatiques (VT). • La soupape de pression différentielle (SDi) située entre les circuits de départ et de retour (parfois intégrée à la chaudière) s'ouvre lorsque la pression différentielle prédéfinie est dépassée (par exemple, si la pompe tourne et que tous les robinets de radiateur sont fermés). • Le brûleur (Br) est commandé par le régulateur climatique (R) en fonction de la programmation et d'une courbe de chauffe qui règle la température de la chaudière (mesurée par l'aquastat ACh) en fonction de la température extérieure (mesurée par la sonde SEXT). • Le régulateur climatique est muni d'une horloge programmable permettant l'abaissement de la température durant la nuit ou durant les périodes d'absence récurrentes. D'autres fonctions peuvent être présentes, telles que la protection contre le gel, la mise en route régulière de la pompe en été, etc. • Le brûleur est prioritairement mis en marche par le régulateur en cas de puisage d'eau chaude. • La pompe (P) est commandée par le régulateur en fonction de la programmation et tourne en principe de manière continue pendant les périodes de chauffe.

Remarques

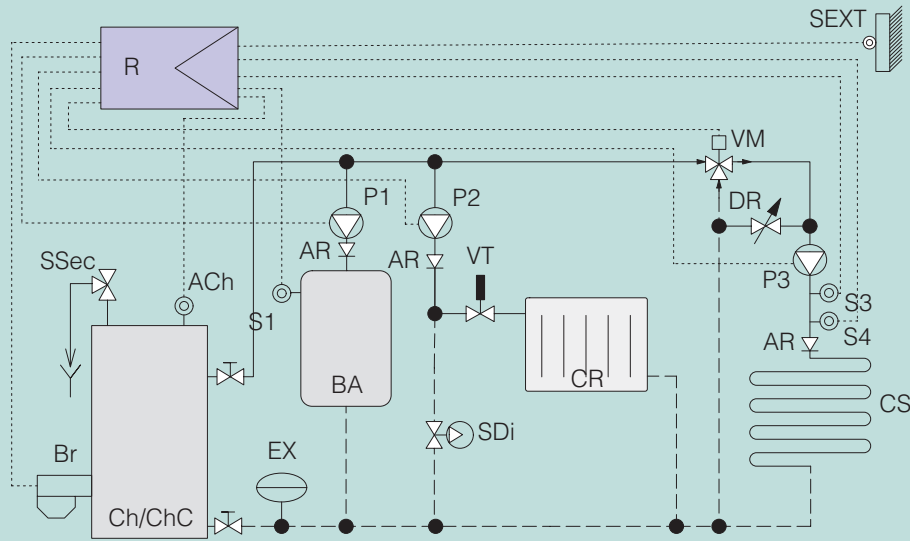
- Ce schéma est typique des installations simples telles que celles équipant les maisons unifamiliales où l'on souhaite une situation de confort dans toutes les pièces et pas uniquement dans le local de référence.
- Cette configuration permet de remédier à l'inconvénient du schéma n° 1 (absence de chauffage lorsqu'il n'y a pas de demande de chaleur dans le local de référence).
- La surchauffe due à l'émission calorifique des radiateurs est évitée par l'emploi de vannes thermostatiques (VT).



Chaudière	Chaudière (Ch/ChC) avec pompe intégrée (P), combinée à une production d'eau chaude sanitaire instantanée (ECSI).
Circuits	La chaudière est raccordée : <ul style="list-style-type: none"> • au circuit de chauffage C2 desservant le local de référence (en général, la salle de séjour) • au circuit de chauffage C1 desservant les autres locaux.
Régulation	<ul style="list-style-type: none"> • Les radiateurs du local de référence sont équipés de robinets manuels (RR); les autres radiateurs sont munis de vannes thermostatiques (VT). • La soupape de pression différentielle (SDi) située entre les circuits de départ et de retour (parfois intégrée à la chaudière) s'ouvre lorsque la pression différentielle prédéfinie est dépassée (par exemple, si la pompe tourne et que tous les robinets de radiateur sont fermés). • Le brûleur (Br) est commandé par le régulateur climatique (R) en fonction de la programmation et d'une courbe de chauffe qui règle la température de la chaudière (mesurée par l'aquastat ACh) en fonction de la température extérieure (mesurée par la sonde SEXT) et de la température du local de référence (mesurée par la sonde SINT). La température ambiante est ainsi régulée de manière plus précise et l'adaptation de la température de la chaudière permet des économies de chauffage. • Le régulateur climatique est muni d'une horloge programmable permettant l'abaissement de la température durant la nuit ou durant les périodes d'absence récurrentes. D'autres fonctions peuvent être présentes, telles que la protection contre le gel, la mise en route régulière de la pompe en été, etc. • Le brûleur est prioritairement mis en marche par le régulateur en cas de puisage d'eau chaude. • La pompe (P) est commandée par le régulateur en fonction de la programmation et tourne en principe de manière continue pendant les périodes de chauffe.

Remarques

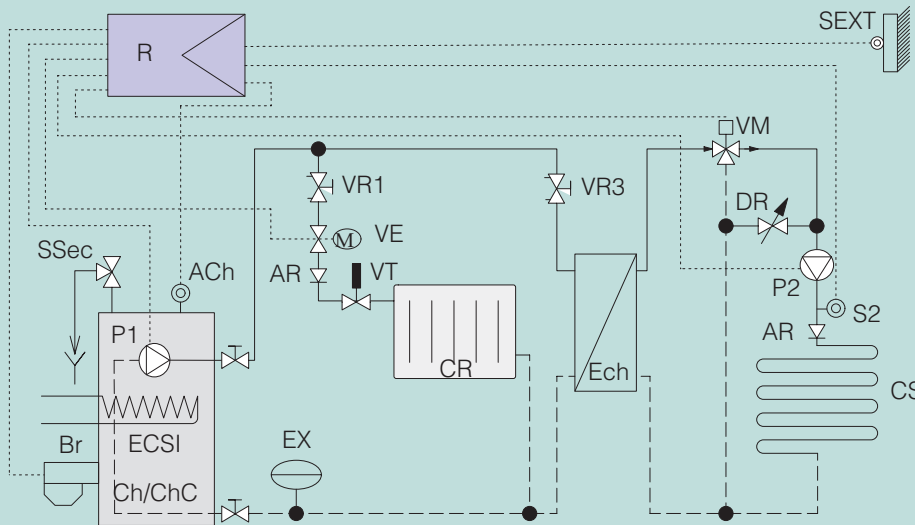
- Ce schéma est un compromis des deux précédents en ce qui concerne le confort thermique des locaux autres que celui où est située la sonde intérieure. Lorsque la demande de chaleur est moindre dans le local de référence, les autres locaux sont également moins chauffés en raison de l'adaptation de la température de l'eau.
- La sonde intérieure (SINT) permet de réduire la surchauffe due aux radiateurs dans le local de référence au même titre que les vannes thermostatiques (VT) dans les autres locaux.



Chaudière	Chaudière (Ch/ChC) avec production d'eau chaude sanitaire par accumulation (ballon de stockage BA).
Circuits	La chaudière est raccordée à : <ul style="list-style-type: none"> • un circuit de chauffage par le sol (CS) • un circuit de chauffage par radiateurs (CR) • un ballon d'eau chaude (BA). Tous les circuits sont munis d'un clapet antiretour (AR).
Régulation	<ul style="list-style-type: none"> • Le brûleur (Br) est commandé par le régulateur climatique (R) en fonction de la température d'eau nécessaire dans le circuit le plus chaud en service. A cet effet, il y a lieu de programmer dans la régulation (R) les courbes de chauffe des deux circuits de chauffage (CR et CS) ainsi que la température de consigne de l'eau chaude sanitaire (BA). • La pompe P3 du chauffage par le sol (CS) est commandée par le régulateur (R) en fonction de la programmation. La température de l'eau du système de chauffage par le sol (mesurée par la sonde S3) est déterminée par le régulateur sur la base de sa courbe de chauffe; elle est réglée par une vanne mélangeuse à trois voies (VM) associée à un <i>by-pass</i> avec vanne de réglage (DR). La sonde de sécurité S4 met la pompe P3 à l'arrêt lorsque la température de l'eau du système de chauffage par le sol dépasse la valeur maximale fixée. • La pompe P2 du circuit de chauffage par radiateurs CR est commandée par le régulateur en fonction de la programmation. Dans les locaux desservis par le circuit de chauffage CR, l'émission de chaleur des radiateurs est en outre régulée individuellement au moyen de vannes thermostatiques VT. La soupape de pression différentielle SDi située entre les circuits de départ et de retour s'ouvre lorsque la pression différentielle prédéfinie est dépassée (par exemple, si la pompe tourne et que tous les robinets de radiateur sont fermés). • La demande de chaleur pour la production d'eau chaude sanitaire (ballon de stockage BA) est signalée au régulateur par la sonde S1 et est prioritaire sur le chauffage des locaux; dans ce cas, le brûleur est sollicité en même temps que la pompe P1, tandis que les pompes P2 et P3 sont mises à l'arrêt. L'eau circule au travers du ballon de stockage jusqu'à ce que la température demandée (mesurée par la sonde S1) soit atteinte.

Remarques

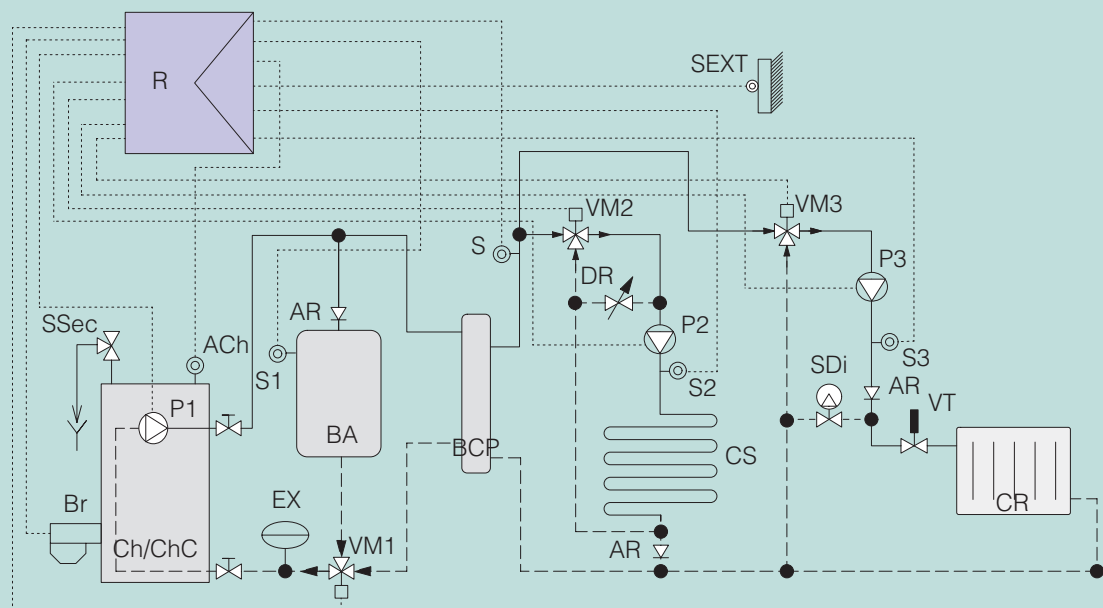
- Le risque de surchauffe (rayonnement solaire, par exemple) est manifeste dans le local équipé du chauffage par le sol. Pour y remédier, on peut envisager d'y installer une sonde qui adapterait la température d'alimentation déterminée par la courbe de chauffe. Une autre solution (plus coûteuse) serait d'assurer un chauffage minimum par le sol et de prévoir un circuit de radiateurs d'appoint équipés de vannes thermostatiques.
- Dans la zone desservie par le circuit de radiateurs, les vannes thermostatiques réduisent le risque de surchauffe induit par les radiateurs.



Chaudière	Chaudière murale (Ch/ChC) avec pompe (P1) le plus souvent intégrée, combinée à une production d'eau chaude sanitaire instantanée (ECSI).
Circuits	La chaudière est raccordée à : <ul style="list-style-type: none"> • un circuit de chauffage à radiateurs (CR) desservi par la pompe intégrée P1 et une vanne électromagnétique (VE) • un circuit de chauffage par le sol (CS) desservi par la pompe P2 et alimenté au travers d'un échangeur de chaleur (Ech). Tous les circuits sont munis d'un clapet antiretour (AR).
Régulation	<ul style="list-style-type: none"> • Le brûleur Br est commandé par le régulateur R en fonction de la température d'eau nécessaire dans le circuit le plus chaud en service. A cet effet, il y a lieu de programmer, dans la régulation, les courbes de chauffe des deux circuits de chauffage. • La pompe P2 du chauffage par le sol est commandée par le régulateur en fonction de la programmation. La température de l'eau du système de chauffage par le sol (mesurée par la sonde S2) est déterminée par le régulateur sur la base de sa courbe de chauffe; elle est réglée par une vanne mélangeuse à trois voies (VM) associée à un by-pass avec vanne de réglage (DR). • La pompe P1 est commandée par le régulateur selon la programmation choisie et dessert le circuit de radiateurs CR via l'échangeur de chaleur Ech. Une vanne électromagnétique (VE) régit le débit d'eau du circuit de radiateurs et est commandée par le régulateur selon la programmation choisie. Dans les locaux desservis par le circuit de radiateurs, l'émission des corps de chauffe est en outre réglée individuellement au moyen de vannes thermostatiques (VT). • Le brûleur est commandé prioritairement par le régulateur en cas de puisage d'eau chaude. Les pompes P1 et P2 peuvent éventuellement être mises à l'arrêt pendant les périodes de puisage.

Remarques

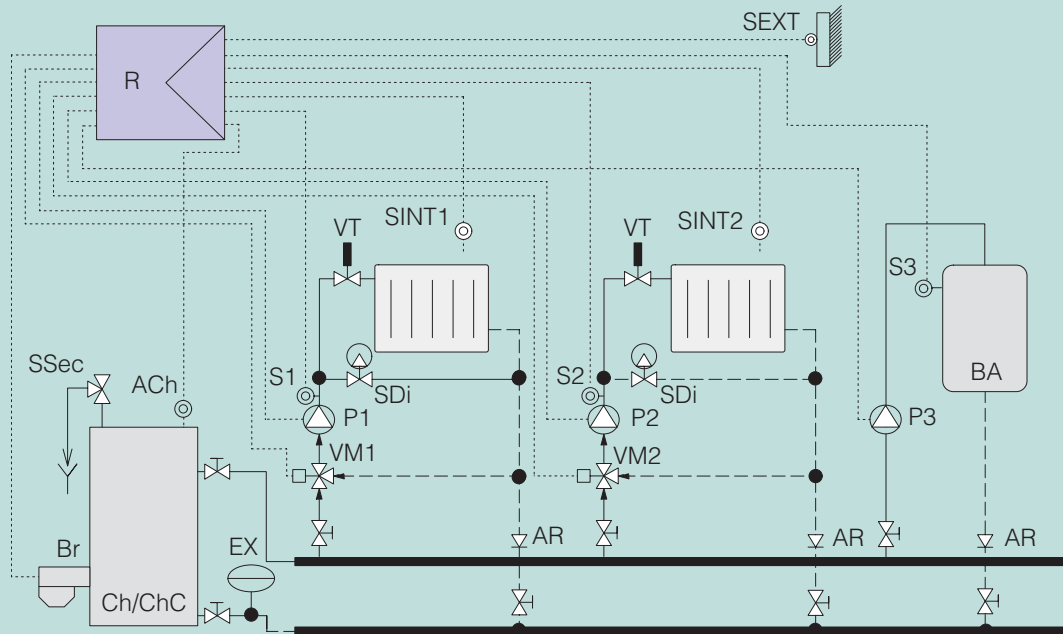
- Ce schéma se distingue essentiellement du précédent par la présence d'un échangeur de chaleur en acier inoxydable qui assure une séparation hydraulique entre le système de chauffage par le sol et le reste de l'installation. Cette précaution ne se justifie que si l'on craint une infiltration d'oxygène dans le système de chauffage par le sol, par exemple si celui-ci est équipé de tuyaux en matière synthétique non étanche à l'oxygène.
- Les vannes de réglage VR1 et VR3 assurent l'équilibre hydraulique du circuit de radiateurs et du circuit alimentant l'échangeur de chaleur.



Chaudière	Chaudière (Ch/ChC) avec pompe externe ou intégrée (P1) et débit d'eau minimum imposé.
Circuits	<ul style="list-style-type: none"> Le circuit primaire de la chaudière est équipé d'une pompe (P1), d'une bouteille casse-pression (BCP) et d'un ballon d'eau chaude (BA) disposés en parallèle. L'installation comporte deux circuits secondaires : <ul style="list-style-type: none"> - l'un pour le chauffage par le sol (CS) - l'autre pour les radiateurs (CR).
Régulation	<ul style="list-style-type: none"> La pompe P1 est commandée par le régulateur R en fonction de la programmation choisie et dessert à la fois le circuit primaire et le ballon d'eau chaude. Le brûleur Br est commandé par le régulateur en fonction de la température d'eau nécessaire dans le circuit le plus chaud en service. A cet effet, il y a lieu d'ajuster le régulateur à la courbe de chauffe des deux circuits. La demande de chaleur pour la production d'eau chaude sanitaire est signalée au régulateur par la sonde S1 et est prioritaire sur le chauffage des locaux via une commande de la vanne mélangeuse à trois voies VM1. L'eau circule au travers du ballon de stockage (BA) jusqu'à ce que la température demandée (mesurée par la sonde S1) soit atteinte. La pompe P2 du chauffage par le sol est commandée par le régulateur en fonction de la programmation choisie. La température d'eau du chauffage par le sol (mesurée par la sonde S2) est déterminée par le régulateur sur la base de sa courbe de chauffe; elle est réglée par une vanne mélangeuse à trois voies (VM2) associée à un <i>by-pass</i> avec vanne de réglage (DR). La pompe P3 du circuit de radiateurs est commandée par le régulateur selon la programmation choisie. La température d'eau de ce circuit (mesurée par la sonde S3) est déterminée par le régulateur sur la base de sa courbe de chauffe; elle est réglée par la vanne mélangeuse à trois voies VM3. La soupape de pression différentielle SDi placée entre les circuits de départ et de retour s'ouvre lorsque la pression différentielle prédéfinie est dépassée (par exemple, si la pompe tourne et que tous les robinets de radiateur sont fermés). Dans les locaux desservis par le circuit de radiateurs, l'émission des corps de chauffe est réglée individuellement au moyen de vannes thermostatiques (VT).

Remarque

Dans une chaudière à condensation à débit minimum imposé, pour éviter que l'eau de départ et l'eau de retour ne se mélangent au sein de la bouteille casse-pression (BCP), le débit nominal total des circuits de chauffage secondaires doit être supérieur d'environ 10 % à celui du circuit primaire, lorsque les vannes mélangeuses sont en position ouverte (cf. § 10.7.2.2). Un bon équilibrage hydraulique est à ce titre une nécessité absolue.

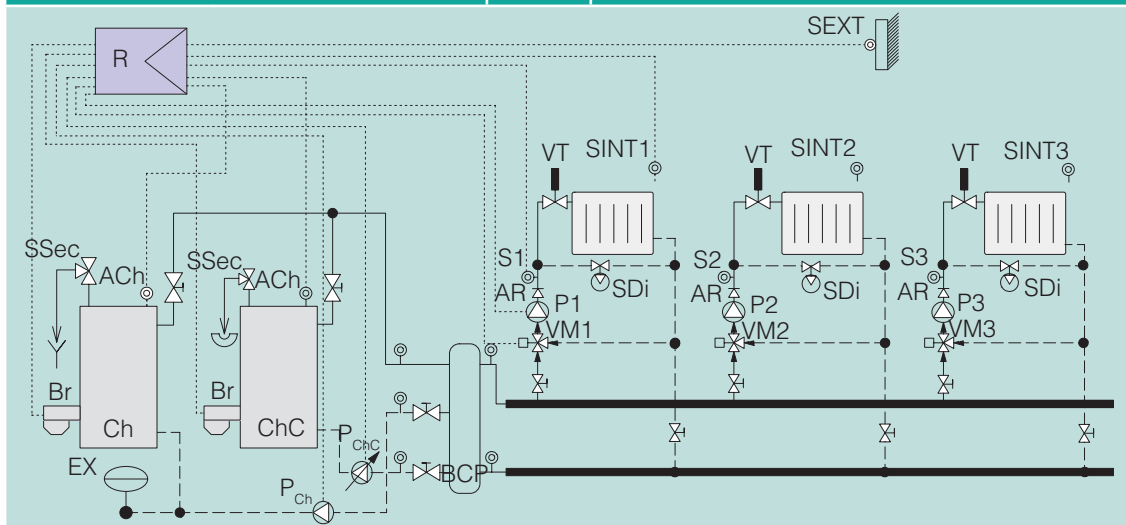


Chaudière	Chaudière (Ch/ChC) sans débit d'eau minimum imposé, raccordée à des circuits de chauffage régulés séparément.
Circuits	L'installation comporte au minimum deux circuits de chauffage fonctionnant à basse température et un circuit destiné à la production d'eau chaude sanitaire avec ballon de stockage (BA). Tous les circuits sont alimentés à partir d'un collecteur de distribution central.
Régulation	<ul style="list-style-type: none"> Le brûleur Br est modulé par le régulateur R en fonction de la température d'eau nécessaire dans le circuit le plus chaud en service. Les pompes P1 et P2 des circuits de chauffage sont commandées par le régulateur selon la programmation choisie. La température d'eau des circuits de chauffage (mesurée par les sondes S1 et S2) est déterminée par le régulateur R sur la base des courbes de chauffe, en fonction de la température extérieure (mesurée par la sonde SEXT) et de la température des locaux de référence (mesurée par les sondes SINT). Elle est régulée par des vannes mélangeuses à trois voies (VM1, VM2). Tous les radiateurs sont équipés de vannes thermostatiques (VT), à l'exception de ceux se trouvant dans les locaux de référence. La soupape de pression différentielle (SDi) située entre les circuits de départ et de retour s'ouvre lorsque la pression différentielle prédéfinie est dépassée (par exemple, si la pompe tourne et que tous les robinets de radiateur sont fermés). La demande de chaleur pour la production d'eau chaude sanitaire (ballon de stockage BA) est signalée au régulateur par la sonde S3 et est prioritaire sur le chauffage des locaux. Le cas échéant, la pompe P3 est mise en marche jusqu'à ce que la température du ballon (mesurée par la sonde S3) ait atteint la valeur de consigne.

Remarque

Ce schéma est typique des bâtiments collectifs dont les façades sont équipées, par exemple, d'un circuit de chauffage différent selon l'orientation (vents dominants, ensoleillement, etc.). Dans ce cas, on choisit, pour chaque façade, un local de référence dans lequel est placée une sonde et dont les radiateurs sont dépourvus de vannes thermostatiques.

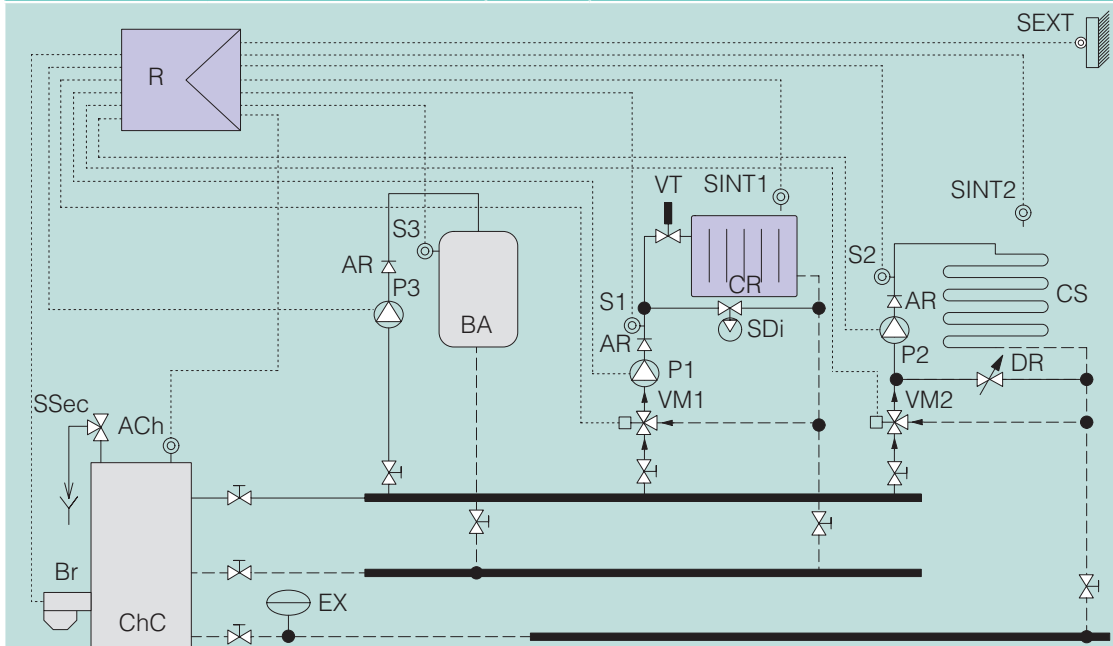
Schéma hydraulique	N° 8	Installation collective (appartements, bureaux)
--------------------	------	--



Chaudières	Chaudière à condensation (ChC) en cascade avec une ou plusieurs chaudières ordinaires (Ch). Un débit d'eau minimum est imposé pour toutes les chaudières.
Circuits	<ul style="list-style-type: none"> • Un circuit primaire de chaudières en cascade, reliées chacune à une pompe distincte (P_{ch} et P_{chC}). • Plusieurs circuits de chauffage secondaires (radiateurs) scindés du circuit primaire par une bouteille casse-pression (BCP).
Régulation	<ul style="list-style-type: none"> • La chaudière à condensation est l'appareil pilote de la cascade. • Les pompes P_{ch} et P_{chC} tournent en permanence afin de garantir les débits d'eau imposés dans les chaudières en service. • Les brûleurs Br des deux chaudières sont commandés par le régulateur R en fonction de la température d'eau nécessaire dans le circuit le plus chaud en service. • Les pompes P1, P2 et P3 des circuits de chauffage sont commandées par le régulateur selon la programmation choisie. • La température des circuits de chauffage (mesurée par les sondes S1, S2 et S3) est déterminée par le régulateur R sur la base des courbes de chauffe en fonction de la température extérieure (mesurée par la sonde SEXT) et de la température des locaux de référence (mesurée par les sondes SINT1, SINT2 et SINT3). Elle est régulée par les vannes mélangeuses à trois voies VM1, VM2 et VM3. Tous les radiateurs sont équipés de vannes thermostatiques (VT), à l'exception de ceux situés dans les locaux de référence. La soupape de pression différentielle SDi située entre les circuits de départ et de retour s'ouvre lorsque la pression différentielle prédéfinie est dépassée (par exemple, si la pompe tourne et que tous les robinets de radiateur sont fermés).

Remarques

- Le choix d'une chaudière traditionnelle placée en cascade avec une chaudière à condensation repose sur des considérations d'ordre économique. Une installation de chauffage fonctionnant à 50 % de sa puissance est susceptible de couvrir 90 % des besoins du bâtiment. En présence de deux chaudières à condensation, la première couvre 90 % des besoins et la seconde les 10 % restants. Leur rendement maximal étant supérieur de 10 % par rapport aux autres types d'appareils, la première chaudière générera une économie de 9 % et la seconde une économie de 1 % seulement. Le choix d'une chaudière ordinaire comme second générateur se justifiera aussi longtemps que le prix des chaudières à condensation demeurera nettement plus élevé. La tendance à plus ou moins brève échéance semble toutefois s'inverser (notamment du fait que la différence de prix s'estompe progressivement); de plus, la réglementation relative à la performance énergétique des systèmes de chauffage imposera à terme la technologie de la condensation.
- Lorsqu'une seule chaudière est en marche, l'eau de départ et l'eau de retour sont susceptibles de se mélanger dans la bouteille casse-pression (BCP) au cas où les circuits secondaires débitent moins que le circuit primaire (voir § 10.7.2.2). Toutefois, si l'on adapte la température de la chaudière en fonction de la demande, les vannes mélangeuses seront généralement grande ouvertes, si bien que le débit secondaire sera relativement élevé et que le risque de mélange avec l'eau de retour sera moindre.
- Dans la bouteille casse-pression, le retour vers la chaudière à condensation doit se situer sous le retour à la chaudière ordinaire.



Chaudière	Chaudière à condensation sans débit d'eau imposé, pourvue de deux raccords de retour et alimentant des circuits de chauffage à des régimes différents.
Circuits	Trois circuits fonctionnant à des températures différentes, par exemple : <ul style="list-style-type: none"> • un circuit de chauffage par le sol (CS) • un circuit de chauffage par radiateurs (CR) • un circuit destiné à la production d'eau chaude sanitaire avec ballon de stockage (BA).
Régulation	<ul style="list-style-type: none"> • Le brûleur Br est commandé par le régulateur R en fonction de la température d'eau nécessaire dans le circuit le plus chaud en service. • Les pompes P1 et P2 des circuits de chauffage CR et CS sont commandées par le régulateur selon la programmation choisie. • La température d'eau des circuits de chauffage (mesurée par les sondes S1 et S2) est déterminée par le régulateur R sur la base des courbes de chauffe, en fonction de la température extérieure (mesurée par la sonde SEXT) et de la température des locaux de référence (mesurée par les sondes SINT1 et SINT2). Elle est régulée par des vannes mélangeuses à trois voies (VM1, VM2). Dans le circuit de chauffage par le sol, cette régulation s'effectue en combinaison avec un <i>by-pass</i> muni d'une vanne de réglage (DR). • Tous les radiateurs sont équipés de vannes thermostatiques (VT), à l'exception de ceux situés dans les locaux de référence. La soupape de pression différentielle SDi située entre les circuits de départ et de retour s'ouvre lorsque la pression différentielle prédéfinie est dépassée (par exemple, si la pompe tourne et que tous les robinets de radiateur sont fermés). • La demande de chaleur pour la production d'eau chaude sanitaire (ballon de stockage BA) est signalée au régulateur par la sonde S3 et est prioritaire sur le chauffage des locaux. Le cas échéant, la pompe P3 se met en marche jusqu'à ce que la température du ballon (mesurée par la sonde S3) ait atteint la valeur de consigne.

Remarques

- Le raccord de retour vers la zone à condensation de la chaudière provient du circuit dont la température est la plus basse (en l'occurrence, le chauffage par le sol). Ce circuit est censé recueillir au minimum 20 % du débit nominal et demeurer en service la majeure partie du temps.
- Le second raccord de retour qui part vers l'autre partie de la chaudière est relié aux retours des deux circuits fonctionnant à plus haute température (radiateurs et production d'eau chaude sanitaire).

PERTES DE CHARGE LINÉAIRES ET VITESSE DE L'EAU DANS LES TUYAUTERIES

A.1 DÉTERMINATION DES PERTES DE CHARGE LINÉAIRES DANS LES TUYAUTERIES

Les pertes de charge linéaires des tuyauteries peuvent être calculées avec précision au moyen de procédures complexes relativement peu utilisées en pratique (voir § A.2).

Le plus souvent, on détermine les pertes de charge linéaires par unité de longueur (R en Pa/m) à l'aide de tableaux précalculés en fonction du diamètre des conduites (DN ou D_i en m, ou D_e x épaisseur de la paroi en mm), du débit (q_m en kg/h) et de la vitesse de l'eau (v en m/s).

Les tableaux A.3 à A.7 (pp. 227 à 231) donnent les pertes de charge linéaires des tubes en acier, de précision ou non, des conduites en cuivre et des conduites en matière synthétique.

Tous les tableaux ont été élaborés à l'aide de la formule de *Colebrook-White* (voir § A.2) pour une température moyenne de l'eau de 80 °C et les valeurs correspondantes de ρ , c et ν (voir tableau A.1, p. 226). Il est également tenu compte de la rugosité des tuyauteries (valeur ε) conformément au tableau A.2 (p. 226).

Le choix du diamètre des conduites s'opère d'après les critères du tableau 24 (circuit le plus défavorable, p. 102) ou du tableau 25 (autres circuits, p. 103), dans lesquels les valeurs maximales de v_{\max} (vitesse de l'eau) et R_{\max} (perte de charge par unité de longueur) sont données à titre indicatif pour le dimensionnement des circuits de chauffage. Les valeurs indiquées en rouge dans les tableaux A.3 à A.7 permettent de distinguer le circuit de chauffage le plus défavorable des autres circuits.

A.2 EXPLICATION DU CALCUL DES PERTES DE CHARGE LINÉAIRES

Les pertes de charge linéaires dans les conduites sont déterminées en suivant les étapes ci-après.

■ 1^{ère} ÉTAPE

On calcule d'abord le débit d'eau (q_m en kg/h) dans la conduite concernée à l'aide de l'expression générale :

$$q_m = \frac{\sum \Phi \cdot 3600}{c \cdot \Delta \theta}$$

dans laquelle :

$\sum \Phi$ = la puissance totale, en W, traversant la conduite (cf. § 7.3.2)

- c = la capacité thermique massique de l'eau, en J/kg.K (pour une température d'eau moyenne dans les conditions de conception; voir tableau A.1, p. 226)
- $\Delta\theta$ = la différence de température, en K, entre l'eau de départ et l'eau de retour, admise lors de la conception.

■ 2^e ÉTAPE

On détermine ensuite le coefficient de friction λ [-] de la conduite; ce coefficient dépend essentiellement de la rugosité ε du matériau (en m; voir tableau A.2, p. 226) et de la nature de l'écoulement (laminaire ou turbulent). Ce dernier paramètre est caractérisé par le nombre de *Reynolds* R_e [-], défini par la formule suivante :

$$R_e = \frac{v \cdot D_i}{\nu}$$

dans laquelle :

ν = la viscosité cinématique de l'eau, en m²/s (voir tableau A.1, p. 226)

D_i = le diamètre intérieur de la conduite, en m

v = la vitesse de l'eau en m/s, calculée à l'aide de la formule :

$$v = \frac{q_m \cdot 3,54 \cdot 10^{-4}}{\rho \cdot D_i^2}$$

où ρ est la masse volumique de l'eau en kg/m³ (tableau A.1, p. 226).

Le coefficient de friction λ se calcule comme suit :

- pour un écoulement laminaire ($R_e < 2200$, peu courant dans une installation de chauffage), on a :

$$\lambda = \frac{64}{R_e}$$

- pour un écoulement turbulent ($R_e > 3200$), on utilise la formule de *Colebrook-White*, soit :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \cdot \log \left[\frac{\varepsilon}{3,7 \cdot D_i} + \frac{2,51}{R_e \cdot \sqrt{\lambda}} \right] \quad (-).$$

Cette formule empirique doit être résolue de manière itérative, c'est-à-dire en faisant varier la valeur de λ jusqu'à ce que les deux termes soient égaux. Cette expression peut éventuellement être remplacée par une des formules suivantes (directement résolubles) :

- $\lambda = \frac{0,25}{\left[\log \left(\frac{\varepsilon}{3,7 \cdot D_i} + \frac{5,74}{R_e^{0,9}} \right) \right]^2} \quad (-)$ (formule de *Swamee-Jain*)

- $\lambda = \frac{1}{\left[1,14 - 2 \cdot \log \left(\frac{\varepsilon}{D_i} \right) \right]^2} \quad (-).$

NOTE 54

La valeur du coefficient de friction λ peut également être déterminée (avec moins de précision) à l'aide du diagramme de *Moody* (voir figure A.1, p. 226) en fonction du nombre de *Reynolds* R_e et de la rugosité relative du matériau (rapport ε/D_i).

■ 3^e ÉTAPE

On calcule la perte de charge linéaire par unité de longueur R (Pa/m) sur la base de la formule :

$$R = \frac{\lambda \cdot v^2 \cdot \rho}{2 \cdot D_i} \quad (\text{Pa/m}).$$

La perte de charge linéaire Δp_L est finalement calculée comme suit :

$$\Delta p_L = R \cdot L \quad (\text{Pa}).$$

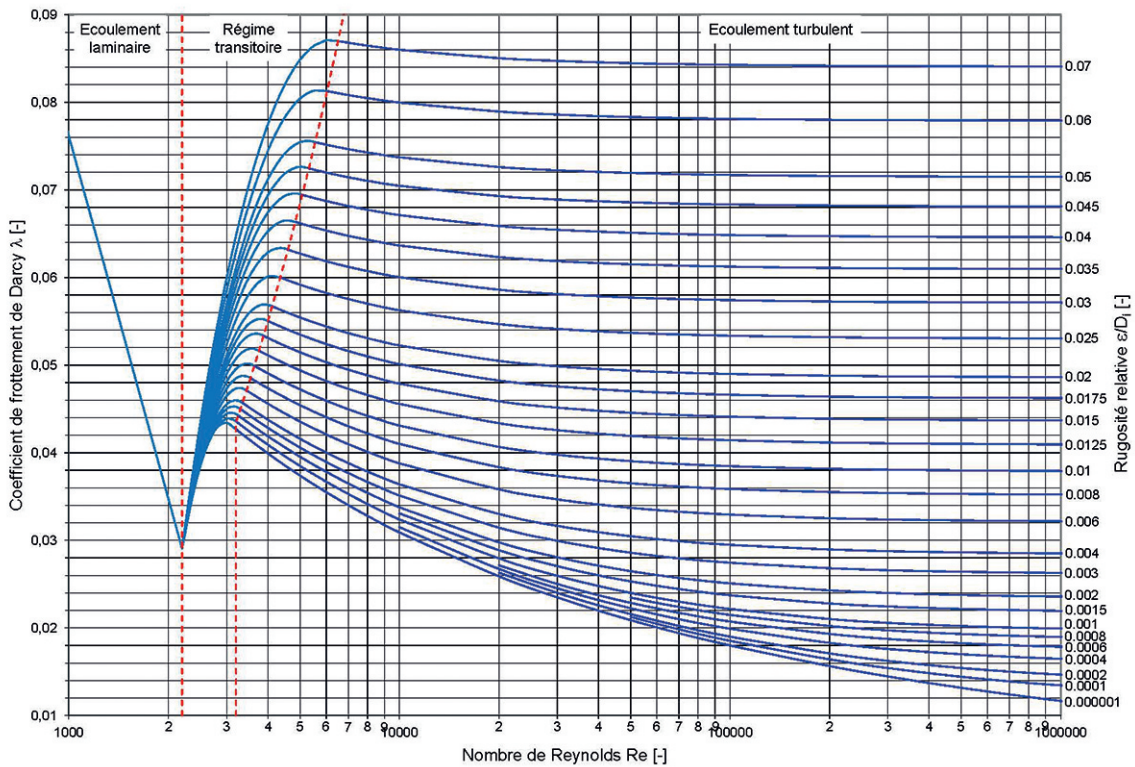


Fig. A.1 Coefficient de friction λ , en fonction du nombre de Reynolds et de la rugosité relative (diagramme de Moody).

Tableau A.1 Caractéristiques physiques de l'eau pour des températures comprises entre 0 °C et 150 °C [R1].

Température de l'eau (°C)	Masse volumique ρ (kg/m ³)	Capacité thermique massique c (J/kg.K)	Viscosité cinématique ν (10 ⁻⁶ m ² /s)	Pression de vapeur p (bars)
0	999,8	4217	1,792	0,00611
10	999,6	4193	1,308	0,01227
20	998,2	4182	1,004	0,02337
30	995,6	4178	0,801	0,04241
40	992,2	4179	0,654	0,07375
50	988,0	4181	0,554	0,12335
60	983,2	4185	0,475	0,1992
70	977,7	4190	0,414	0,3116
80	971,8	4196	0,365	0,4736
90	965,3	4205	0,326	0,7011
100	958,3	4215	0,294	1,0133
110	951,0	4229	0,268	1,4327
120	943,1	4245	0,246	1,9854
130	934,8	4263	0,228	2,7013
140	926,1	4285	0,212	3,614
150	916,9	4310	0,198	4,760

Tableau A.2 Rugosité des matériaux constitutifs des conduites de chauffage [R1].

Matériau	Tube en acier	Tube de précision en acier	Tube en cuivre	Tube en matière synthétique
Rugosité ϵ (m)	0,05.10 ⁻³	0,02.10 ⁻³	0,0015.10 ⁻³	0,007.10 ⁻³

Tableau A.3 Pertes de charge linéaires et vitesse d'eau dans les tubes en acier (DN10 à DN65) pour une eau à 80 °C. Tubes conformes à la norme de produit NBN EN 10255 [B17].

R (Pa/m)	DN10 - 3/8" D _i = 0,0125 m		DN15 - 1/2" D _i = 0,0160 m		DN20 - 3/4" D _i = 0,0216 m		DN25 - 1" D _i = 0,0272 m		DN32 - 5/4" D _i = 0,0359 m		DN40 - 6/4" D _i = 0,0418 m		DN50 - 2" D _i = 0,0545 m		DN65 - 2,5" D _i = 0,0703 m	
	q _m (kg/h)	v (m/s)	q _m (kg/h)	v (m/s)	q _m (kg/h)	v (m/s)	q _m (kg/h)	v (m/s)	q _m (kg/h)	v (m/s)	q _m (kg/h)	v (m/s)	q _m (kg/h)	v (m/s)	q _m (kg/h)	v (m/s)
1	9	0,02	17	0,02	40	0,03	75	0,04	160	0,05	243	0,05	501	0,06	966	0,07
2	14	0,03	25	0,04	58	0,05	110	0,05	233	0,07	352	0,07	724	0,09	1403	0,10
3	17	0,04	32	0,05	72	0,06	136	0,07	290	0,08	437	0,09	899	0,11	1746	0,13
4	20	0,05	37	0,05	84	0,07	159	0,08	339	0,10	510	0,11	1048	0,13	2038	0,15
5	22	0,05	42	0,06	95	0,07	180	0,09	382	0,11	575	0,12	1181	0,14	2299	0,17
6	25	0,06	46	0,07	105	0,08	198	0,10	421	0,12	634	0,13	1301	0,16	2536	0,19
7	27	0,06	50	0,07	115	0,09	215	0,11	458	0,13	689	0,14	1413	0,17	2755	0,20
8	29	0,07	54	0,08	123	0,10	232	0,11	492	0,14	740	0,15	1517	0,19	2961	0,22
9	31	0,07	58	0,08	131	0,10	247	0,12	524	0,15	789	0,16	1616	0,20	3155	0,23
10	33	0,08	61	0,09	139	0,11	261	0,13	555	0,16	835	0,17	1709	0,21	3339	0,25
11	34	0,08	65	0,09	146	0,11	275	0,14	584	0,17	878	0,18	1798	0,22	3515	0,26
12	36	0,08	68	0,10	154	0,12	288	0,14	612	0,17	920	0,19	1883	0,23	3684	0,27
13	38	0,09	71	0,10	160	0,13	301	0,15	639	0,18	961	0,20	1966	0,24	3846	0,28
14	39	0,09	74	0,10	167	0,13	313	0,15	665	0,19	1000	0,21	2045	0,25	4003	0,30
15	41	0,09	77	0,11	173	0,14	325	0,16	691	0,20	1037	0,22	2121	0,26	4154	0,31
16	42	0,10	79	0,11	180	0,14	337	0,17	715	0,20	1074	0,22	2196	0,27	4301	0,32
17	43	0,10	82	0,12	186	0,14	348	0,17	739	0,21	1110	0,23	2268	0,28	4444	0,33
18	45	0,10	85	0,12	191	0,15	359	0,18	762	0,22	1144	0,24	2338	0,29	4583	0,34
19	46	0,11	87	0,12	197	0,15	369	0,18	784	0,22	1178	0,25	2406	0,30	4718	0,35
20	47	0,11	90	0,13	203	0,16	380	0,19	806	0,23	1211	0,25	2473	0,30	4850	0,36
22	50	0,12	94	0,13	214	0,17	400	0,20	849	0,24	1274	0,27	2602	0,32	5106	0,38
24	52	0,12	99	0,14	224	0,17	419	0,21	890	0,25	1335	0,28	2726	0,33	5351	0,39
26	55	0,13	104	0,15	234	0,18	437	0,22	929	0,26	1394	0,29	2844	0,35	5587	0,41
28	57	0,13	108	0,15	244	0,19	455	0,22	967	0,27	1450	0,30	2959	0,36	5814	0,43
30	59	0,14	112	0,16	253	0,20	472	0,23	1003	0,28	1505	0,31	3070	0,38	6035	0,44
32	61	0,14	116	0,17	262	0,20	489	0,24	1039	0,29	1558	0,32	3178	0,39	6248	0,46
34	63	0,15	120	0,17	271	0,21	505	0,25	1073	0,30	1610	0,34	3282	0,40	6455	0,48
36	65	0,15	124	0,18	279	0,22	521	0,26	1107	0,31	1660	0,35	3383	0,42	6657	0,49
38	67	0,16	127	0,18	288	0,22	537	0,26	1140	0,32	1709	0,36	3482	0,43	6854	0,51
40	69	0,16	131	0,19	296	0,23	552	0,27	1172	0,33	1756	0,37	3579	0,44	7046	0,52
45	73	0,17	140	0,20	315	0,25	588	0,29	1248	0,35	1871	0,39	3811	0,47	7508	0,55
50	77	0,18	148	0,21	334	0,26	622	0,31	1321	0,37	1980	0,41	4031	0,49	7946	0,59
55	82	0,19	156	0,22	352	0,27	655	0,32	1391	0,39	2084	0,43	4241	0,52	8365	0,62
60	85	0,20	164	0,23	369	0,29	686	0,34	1458	0,41	2183	0,46	4443	0,54	8766	0,65
65	89	0,21	171	0,24	385	0,30	717	0,35	1522	0,43	2279	0,48	4637	0,57	9152	0,67
70	93	0,22	178	0,25	401	0,31	746	0,37	1584	0,45	2371	0,49	4823	0,59	9525	0,70
75	96	0,22	185	0,26	416	0,33	774	0,38	1644	0,46	2461	0,51	5004	0,61	9886	0,73
80	100	0,23	192	0,27	431	0,34	802	0,39	1702	0,48	2548	0,53	5179	0,64	10235	0,75
85	103	0,24	198	0,28	446	0,35	828	0,41	1759	0,50	2632	0,55	5350	0,66	10575	0,78
90	106	0,25	204	0,29	460	0,36	854	0,42	1814	0,51	2714	0,57	5515	0,68	10906	0,80
95	109	0,26	210	0,30	474	0,37	879	0,43	1868	0,53	2794	0,58	5676	0,70	11228	0,83
100	112	0,26	216	0,31	487	0,38	904	0,45	1920	0,54	2872	0,60	5834	0,72	11543	0,85
110	118	0,28	228	0,32	513	0,40	952	0,47	2021	0,57	3022	0,63	6138	0,75	12151	0,90
120	124	0,29	239	0,34	538	0,42	998	0,49	2118	0,60	3167	0,66	6430	0,79	12734	0,94
130	129	0,30	250	0,36	562	0,44	1042	0,51	2212	0,63	3306	0,69	6710	0,82	13295	0,98
140	135	0,31	260	0,37	585	0,46	1084	0,53	2302	0,65	3440	0,72	6980	0,86	13837	1,02
150	140	0,33	270	0,38	607	0,47	1125	0,55	2389	0,68	3570	0,74	7242	0,89	14361	1,06
160	145	0,34	280	0,40	629	0,49	1165	0,57	2474	0,70	3696	0,77	7496	0,92	14869	1,10
170	150	0,35	289	0,41	650	0,51	1204	0,59	2556	0,72	3818	0,80	7742	0,95	15362	1,13
180	154	0,36	299	0,43	671	0,52	1241	0,61	2636	0,75	3937	0,82	7981	0,98	15843	1,17
190	159	0,37	308	0,44	691	0,54	1278	0,63	2714	0,77	4053	0,85	8215	1,01	16311	1,20
200	163	0,38	316	0,45	710	0,55	1314	0,65	2790	0,79	4166	0,87	8443	1,04	16768	1,24
220	172	0,40	333	0,47	748	0,58	1383	0,68	2937	0,83	4384	0,91	8883	1,09	17651	1,30
240	180	0,42	350	0,50	784	0,61	1450	0,71	3078	0,87	4594	0,96	9305	1,14	18498	1,36
260	188	0,44	365	0,52	819	0,64	1514	0,75	3213	0,91	4796	1,00	9710	1,19	19313	1,42
280	196	0,46	380	0,54	853	0,67	1575	0,78	3344	0,95	4990	1,04	10102	1,24	20100	1,48
300	203	0,47	395	0,56	886	0,69	1635	0,81	3471	0,98	5178	1,08	10480	1,29	20861	1,54
325	212	0,49	413	0,59	925	0,72	1707	0,84	3624	1,02	5406	1,13	10937	1,34	21780	1,61
350	221	0,51	430	0,61	963	0,75	1777	0,88	3772	1,07	5625	1,17	11378	1,40	22667	1,67
375	229	0,53	446	0,64	1000	0,78	1844	0,91	3915	1,11	5837	1,22	11805	1,45	23526	1,73
400	237	0,55	462	0,66	1036	0,81	1910	0,94	4053	1,15	6043	1,26	12218	1,50	24358	1,80
425	245	0,57	478	0,68	1071	0,84	1973	0,97	4188	1,18	6243	1,30	12619	1,55	25166	1,86
450	252	0,59	493	0,70	1104	0,86	2035	1,00	4319	1,22	6437	1,34	13010	1,60	25953	1,91
475	260	0,61	508	0,72	1137	0,89	2095	1,03	4447	1,26	6627	1,38	13390	1,64	26720	1,97
500	267	0,62	523	0,74	1170	0,91	2154	1,06	4571	1,29	6812	1,42	13762	1,69	27469	2,03
550	281	0,66	551	0,78	1232	0,96	2267	1,12	4812	1,36	7169	1,49	14479	1,78	28916	2,13
600	295	0,69	577	0,82	1292	1,01	2376	1,17	5043	1,43	7512	1,57	15167	1,86	30304	2,23
650	308	0,72	603	0,86	1349	1,05	2481	1,22	5266	1,49	7842	1,64	15828	1,94	31639	2,33
700	320	0,75	628	0,89	1405	1,10	2582	1,27	5480	1,55	8160	1,70	16466	2,02	32928	2,43
750	332	0,77	652	0,93	1459	1,14	2680	1,32	5688	1,61	8468	1,77	17083	2,10	34175	2,52
800	344	0,80	676	0,96	1511	1,18	2775	1,37	5889	1,66	8766	1,83	17681	2,17	35384	2,61
850	355	0,83	699	0,99	1561	1,22	2867	1,41	6085	1,72	9056	1,89	18262	2,24	36558	2,70
900	366	0,85	721	1,03	1611	1,26	2957	1,46	6275	1,77	9338	1,95	18827	2,31	37701	2,78
950	377	0,88	743	1,06	1659	1,30	3045	1,50	6461	1,83	9613	2,00	19378	2,38	38816	2,86
1000	388	0,90	764	1,09	1706	1,33	3130	1,54	6642	1,88	9881	2,06	19916	2,44	39903	2,94
1100	408	0,95	805	1,15	1797	1,40	3295	1,62	6992	1,98	10400	2,17	20954	2,57	42005	3,10
1200	428	1,00	844	1,20	1884	1,47	3453	1,70	7328	2,07	10897					

Tableau A.4 Pertes de charge linéaires et débit d'eau dans les tubes en acier (DN80 à DN300) pour une eau à 80 °C. Tubes conformes à la norme de produit NBN EN 10255 [B17].

R (Pa/m)	DN80 - 3" D _i = 0,0825 m		DN100 - 4" D _i = 0,1071 m		DN125 - 5" D _i = 0,1317 m		DN150 - 6" D _i = 0,1593 m		DN200 D _i = 0,2065 m		DN250 D _i = 0,2604 m		DN300 D _i = 0,3097 m	
	q _m (kg/h)	v (m/s)	q _m (kg/h)	v (m/s)	q _m (kg/h)	v (m/s)	q _m (kg/h)	v (m/s)	q _m (kg/h)	v (m/s)	q _m (kg/h)	v (m/s)	q _m (kg/h)	v (m/s)
1	1498	0,08	2986	0,09	5191	0,11	8670	0,12	17206	0,15	33374	0,18	51431	0,20
2	2171	0,12	4331	0,14	7525	0,16	12544	0,18	24726	0,21	47857	0,26	73643	0,28
3	2697	0,14	5384	0,17	9351	0,20	15571	0,22	30568	0,26	59089	0,32	90850	0,35
4	3145	0,17	6283	0,20	10910	0,23	18151	0,26	35532	0,30	68624	0,37	105446	0,40
5	3544	0,19	7082	0,22	12296	0,26	20444	0,29	39932	0,34	77067	0,41	118364	0,45
6	3908	0,21	7810	0,25	13557	0,28	22530	0,32	43928	0,38	84731	0,46	130085	0,49
7	4244	0,23	8484	0,27	14725	0,31	24460	0,35	47617	0,41	91803	0,49	140896	0,54
8	4558	0,24	9114	0,29	15817	0,33	26264	0,38	51062	0,44	98404	0,53	150984	0,57
9	4854	0,26	9709	0,31	16847	0,35	27966	0,40	54307	0,46	104619	0,56	160481	0,61
10	5136	0,27	10273	0,33	17826	0,37	29581	0,42	57384	0,49	110511	0,59	169481	0,64
11	5405	0,29	10812	0,34	18760	0,39	31123	0,45	60318	0,52	116126	0,62	178057	0,68
12	5662	0,30	11329	0,36	19655	0,41	32600	0,47	63127	0,54	121500	0,65	186264	0,71
13	5910	0,32	11827	0,38	20516	0,43	34021	0,49	65826	0,56	126664	0,68	194147	0,74
14	6149	0,33	12306	0,39	21347	0,45	35392	0,51	68428	0,58	131641	0,71	201744	0,77
15	6381	0,34	12771	0,41	22151	0,47	36718	0,53	70943	0,61	136449	0,73	209082	0,79
16	6605	0,35	13221	0,42	22931	0,48	38003	0,55	73379	0,63	141106	0,76	216189	0,82
17	6823	0,37	13658	0,43	23688	0,50	39251	0,56	75744	0,65	145625	0,78	223084	0,85
18	7034	0,38	14083	0,45	24424	0,51	40465	0,58	78043	0,67	150018	0,81	229787	0,87
19	7241	0,39	14498	0,46	25142	0,53	41648	0,60	80282	0,69	154296	0,83	236312	0,90
20	7442	0,40	14903	0,47	25843	0,54	42803	0,61	82465	0,70	158467	0,85	242674	0,92
22	7832	0,42	15685	0,50	27197	0,57	45033	0,65	86681	0,74	166518	0,89	254953	0,97
24	8205	0,44	16435	0,52	28495	0,60	47171	0,68	90717	0,78	174225	0,94	266704	1,01
26	8564	0,46	17156	0,54	29744	0,62	49227	0,71	94597	0,81	181630	0,98	277992	1,06
28	8911	0,48	17852	0,57	30948	0,65	51211	0,74	98336	0,84	188766	1,01	288869	1,10
30	9246	0,49	18525	0,59	32114	0,67	53129	0,76	101950	0,87	195661	1,05	299377	1,14
32	9571	0,51	19178	0,61	33244	0,70	54989	0,79	105451	0,90	202339	1,09	309553	1,18
34	9886	0,53	19813	0,63	34341	0,72	56794	0,82	108848	0,93	208819	1,12	319426	1,21
36	10193	0,55	20430	0,65	35409	0,74	58551	0,84	112152	0,96	215118	1,16	329023	1,25
38	10493	0,56	21031	0,67	36450	0,77	60263	0,87	115370	0,99	221252	1,19	338366	1,29
40	10785	0,58	21618	0,69	37466	0,79	61934	0,89	118507	1,01	227233	1,22	347475	1,32
45	11486	0,61	23029	0,73	39907	0,84	65947	0,95	126039	1,08	241585	1,30	369331	1,40
50	12153	0,65	24369	0,77	42224	0,89	69756	1,00	133180	1,14	255190	1,37	390043	1,48
55	12789	0,68	25647	0,81	44437	0,93	73391	1,05	139989	1,20	268156	1,44	409779	1,56
60	13398	0,72	26873	0,85	46557	0,98	76875	1,10	146508	1,25	280568	1,51	428667	1,63
65	13984	0,75	28053	0,89	48598	1,02	80226	1,15	152773	1,31	292492	1,57	446811	1,70
70	14550	0,78	29191	0,93	50566	1,06	83459	1,20	158812	1,36	303983	1,63	464293	1,76
75	15097	0,81	30292	0,96	52470	1,10	86585	1,24	164648	1,41	315087	1,69	481182	1,83
80	15628	0,84	31360	1,00	54317	1,14	89615	1,29	170302	1,46	325840	1,75	497537	1,89
85	16143	0,86	32397	1,03	56110	1,18	92559	1,33	175790	1,50	336276	1,81	513406	1,95
90	16645	0,89	33406	1,06	57855	1,22	95422	1,37	181125	1,55	346421	1,86	528831	2,01
95	17133	0,92	34390	1,09	59556	1,25	98212	1,41	186321	1,59	356299	1,91	543848	2,07
100	17610	0,94	35350	1,12	61215	1,29	100934	1,45	191388	1,64	365930	1,97	558489	2,12
110	18532	0,99	37205	1,18	64422	1,35	106194	1,52	201173	1,72	384522	2,07	586748	2,23
120	19415	1,04	38983	1,24	67497	1,42	111235	1,60	210541	1,80	402320	2,16	613793	2,33
130	20264	1,08	40694	1,29	70455	1,48	116084	1,67	219544	1,88	419418	2,25	639771	2,43
140	21084	1,13	42345	1,35	73309	1,54	120761	1,73	228223	1,95	435896	2,34	664803	2,53
150	21877	1,17	43943	1,40	76069	1,60	125285	1,80	236610	2,02	451818	2,43	688987	2,62
160	22646	1,21	45491	1,44	78746	1,65	129669	1,86	244735	2,09	467239	2,51	712405	2,71
170	23393	1,25	46996	1,49	81346	1,71	133928	1,92	252620	2,16	482203	2,59	735127	2,79
180	24119	1,29	48460	1,54	83876	1,76	138071	1,98	260288	2,22	496750	2,67	757213	2,88
190	24827	1,33	49886	1,58	86341	1,81	142108	2,04	267755	2,29	510914	2,75	778716	2,96
200	25518	1,37	51279	1,63	88747	1,86	146047	2,10	275037	2,35	524725	2,82	799679	3,04
220	26854	1,44	53970	1,71	93397	1,96	153658	2,21	289098	2,47	551385	2,96	840142	3,19
240	28134	1,51	56550	1,80	97854	2,06	160953	2,31	302561	2,59	576906	3,10	878867	3,34
260	29365	1,57	59032	1,88	102142	2,15	167968	2,41	315499	2,70	601425	3,23	916065	3,48
280	30553	1,64	61427	1,95	106280	2,23	174736	2,51	327970	2,80	625053	3,36	951907	3,62
300	31702	1,70	63744	2,02	110282	2,32	181281	2,60	340023	2,91	647885	3,48	986534	3,75
325	33089	1,77	66542	2,11	115115	2,42	189183	2,72	354563	3,03	675420	3,63	1028289	3,91
350	34428	1,84	69242	2,20	119778	2,52	196805	2,83	368578	3,15	701956	3,77	1068522	4,06
375	35723	1,91	71854	2,28	124289	2,61	204178	2,93	382124	3,26	727596	3,91	1107392	4,21
400	36978	1,98	74386	2,36	128662	2,70	211324	3,03	395245	3,38	752428	4,04	1145031	4,35
425	38197	2,04	76846	2,44	132910	2,79	218264	3,13	407981	3,49	776526	4,17	1181552	4,49
450	39384	2,11	79240	2,52	137043	2,88	225016	3,23	420364	3,59	799952	4,30	1217051	4,62
475	40540	2,17	81573	2,59	141071	2,96	231595	3,33	432423	3,69	822762	4,42	1251611	4,75
500	41668	2,23	83850	2,66	145002	3,05	238014	3,42	444183	3,80	845002	4,54	1285305	4,88
550	43848	2,35	88250	2,80	152600	3,21	250418	3,60	466891	3,99	887936	4,77	1350340	5,13
600	45938	2,46	92469	2,94	159883	3,36	262306	3,77	488634	4,18	929034	4,99	1412582	5,37
650	47949	2,57	96528	3,07	166889	3,51	273739	3,93	509529	4,35	968518	5,20	1472369	5,59
700	49888	2,67	100444	3,19	173649	3,65	284769	4,09	529670	4,53	1006569	5,41	1529977	5,81
750	51765	2,77	104233	3,31	180189	3,79	295436	4,24	549135	4,69	1043336	5,61	1585633	6,02
800	53584	2,87	107906	3,43	186529	3,92	305776	4,39	567992	4,85	1078944	5,80	1639527	6,23
850	55351	2,96	111475	3,54	192687	4,05	315818	4,53	586294	5,01	1113499	5,98	1691820	6,43
900	57070	3,06	114947	3,65	198680	4,17	325588	4,67	604089	5,16	1147091	6,16	1742650	6,62
950	58745	3,14	118332	3,76	204520	4,30	335108	4,81	621419	5,31	1179798	6,34	1792135	6,81
1000	60380	3,23	121634	3,86	210219	4,42	344396	4,94	638319	5,45	1211690	6,51	1840380	6,99
1100	63540	3,40	128018	4,07	221233	4,65	362344	5,20	670951	5,73	1273255	6,84	1933502	7,34
1200	66568	3,56	134138	4,26	231791	4,87	379545	5,45	702197	6,00	1332187	7,16	2022623	7,68
1300	69481	3,72	140025	4,45	241949	5,08	396089	5,69	732224	6,26	1388805	7,46	2108230	8,01
1400	72292	3,87	145706	4,63	251749	5,29	412048	5,92	761168	6,50	1443368	7,76	2190717	8,32
1500														

Tableau A.5 Pertes de charge linéaires et vitesse d'eau dans les tubes de précision en acier pour une eau à 80 °C. Tubes conformes aux normes de produit NBN EN 10305-1 [B18] et NBN EN 10305-2 [B19].

R (Pa/m)	12 x 1 D _i = 0,010 m		15 x 1 D _i = 0,013 m		16 x 1 D _i = 0,014 m		18 x 1 D _i = 0,016 m		22 x 1,5 D _i = 0,019 m		28 x 1,5 D _i = 0,025 m	
	q _m (kg/h)	v (m/s)	q _m (kg/h)	v (m/s)	q _m (kg/h)	v (m/s)	q _m (kg/h)	v (m/s)	q _m (kg/h)	v (m/s)	q _m (kg/h)	v (m/s)
1	5	0,02	10	0,02	12	0,02	18	0,03	29	0,03	61	0,04
2	7	0,03	14	0,03	18	0,03	27	0,04	42	0,04	89	0,05
3	9	0,03	18	0,04	23	0,04	34	0,05	53	0,05	111	0,06
4	11	0,04	21	0,05	27	0,05	40	0,06	62	0,06	130	0,08
5	12	0,04	24	0,05	30	0,06	45	0,06	70	0,07	147	0,09
6	13	0,05	27	0,06	33	0,06	49	0,07	77	0,08	162	0,09
7	15	0,05	29	0,06	36	0,07	54	0,08	84	0,09	176	0,10
8	16	0,06	31	0,07	39	0,07	58	0,08	91	0,09	190	0,11
9	17	0,06	33	0,07	42	0,08	62	0,09	97	0,10	203	0,12
10	18	0,06	35	0,08	44	0,08	65	0,09	103	0,10	215	0,13
11	19	0,07	37	0,08	47	0,09	69	0,10	108	0,11	226	0,13
12	20	0,07	39	0,08	49	0,09	72	0,10	114	0,11	237	0,14
13	21	0,07	41	0,09	51	0,10	75	0,11	119	0,12	248	0,14
14	21	0,08	43	0,09	54	0,10	79	0,11	124	0,12	258	0,15
15	22	0,08	45	0,10	56	0,10	82	0,12	128	0,13	268	0,16
16	23	0,08	46	0,10	58	0,11	85	0,12	133	0,13	278	0,16
17	24	0,09	48	0,10	60	0,11	87	0,12	138	0,14	287	0,17
18	25	0,09	49	0,11	62	0,11	90	0,13	142	0,14	296	0,17
19	25	0,09	51	0,11	63	0,12	93	0,13	146	0,15	305	0,18
20	26	0,10	52	0,11	65	0,12	96	0,14	151	0,15	314	0,18
22	27	0,10	55	0,12	69	0,13	101	0,14	159	0,16	331	0,19
24	29	0,11	58	0,13	72	0,13	106	0,15	166	0,17	347	0,20
26	30	0,11	61	0,13	76	0,14	110	0,16	174	0,18	363	0,21
28	31	0,11	63	0,14	79	0,15	115	0,16	181	0,18	378	0,22
30	33	0,12	66	0,14	82	0,15	119	0,17	188	0,19	393	0,23
32	34	0,12	68	0,15	85	0,16	124	0,18	195	0,20	407	0,24
34	35	0,13	71	0,15	88	0,16	128	0,18	202	0,20	420	0,25
36	36	0,13	73	0,16	91	0,17	132	0,19	208	0,21	434	0,25
38	37	0,14	75	0,16	93	0,17	136	0,19	214	0,22	447	0,26
40	38	0,14	77	0,17	96	0,18	140	0,20	221	0,22	460	0,27
45	41	0,15	83	0,18	102	0,19	149	0,21	235	0,24	490	0,29
50	43	0,16	88	0,19	109	0,20	158	0,22	250	0,25	520	0,30
55	46	0,17	93	0,20	115	0,21	166	0,24	263	0,27	548	0,32
60	48	0,17	97	0,21	120	0,22	174	0,25	276	0,28	574	0,33
65	50	0,18	102	0,22	126	0,23	182	0,26	288	0,29	600	0,35
70	52	0,19	106	0,23	131	0,24	190	0,27	300	0,30	625	0,36
75	54	0,20	110	0,24	136	0,25	197	0,28	312	0,31	649	0,38
80	56	0,21	115	0,25	141	0,26	204	0,29	323	0,33	673	0,39
85	58	0,21	118	0,26	146	0,27	211	0,30	334	0,34	695	0,41
90	60	0,22	122	0,26	151	0,28	218	0,31	345	0,35	718	0,42
95	62	0,23	126	0,27	155	0,29	224	0,32	356	0,36	739	0,43
100	64	0,23	130	0,28	160	0,30	231	0,33	366	0,37	760	0,44
110	67	0,24	137	0,30	168	0,31	243	0,35	386	0,39	801	0,47
120	71	0,26	144	0,31	177	0,33	255	0,36	405	0,41	841	0,49
130	74	0,27	151	0,32	185	0,34	266	0,38	423	0,43	878	0,51
140	77	0,28	157	0,34	193	0,36	277	0,39	440	0,44	915	0,53
150	80	0,29	163	0,35	200	0,37	288	0,41	458	0,46	950	0,55
160	83	0,30	169	0,36	207	0,39	299	0,42	474	0,48	984	0,57
170	86	0,31	175	0,38	215	0,40	309	0,44	490	0,49	1018	0,59
180	88	0,32	181	0,39	221	0,41	318	0,45	506	0,51	1050	0,61
190	91	0,33	186	0,40	228	0,42	328	0,47	521	0,53	1082	0,63
200	94	0,34	192	0,41	235	0,44	337	0,48	536	0,54	1113	0,65
220	99	0,36	203	0,44	248	0,46	355	0,51	565	0,57	1173	0,68
240	104	0,38	213	0,46	260	0,48	373	0,53	593	0,60	1230	0,72
260	108	0,39	223	0,48	272	0,51	390	0,55	620	0,63	1285	0,75
280	113	0,41	232	0,50	283	0,53	406	0,58	646	0,65	1339	0,78
300	117	0,43	241	0,52	294	0,55	421	0,60	671	0,68	1390	0,81
325	123	0,45	252	0,54	308	0,57	440	0,63	701	0,71	1453	0,85
350	128	0,47	263	0,57	320	0,60	458	0,65	730	0,74	1513	0,88
375	133	0,48	274	0,59	333	0,62	476	0,68	759	0,77	1572	0,92
400	138	0,50	284	0,61	345	0,64	493	0,70	786	0,79	1628	0,95
425	142	0,52	294	0,63	357	0,66	510	0,73	813	0,82	1684	0,98
450	147	0,54	303	0,65	369	0,69	526	0,75	839	0,85	1737	1,01
475	151	0,55	313	0,67	380	0,71	542	0,77	864	0,87	1790	1,04
500	156	0,57	322	0,69	391	0,73	557	0,79	889	0,90	1841	1,07
550	164	0,60	340	0,73	412	0,77	587	0,84	937	0,95	1940	1,13
600	172	0,63	357	0,77	432	0,80	616	0,88	983	0,99	2035	1,19
650	180	0,66	373	0,80	452	0,84	644	0,92	1028	1,04	2126	1,24
700	188	0,68	389	0,84	471	0,88	670	0,95	1070	1,08	2215	1,29
750	195	0,71	404	0,87	490	0,91	696	0,99	1112	1,12	2300	1,34
800	202	0,74	419	0,90	507	0,94	721	1,03	1152	1,16	2383	1,39
850	209	0,76	434	0,94	525	0,98	746	1,06	1192	1,20	2464	1,44
900	216	0,79	448	0,97	542	1,01	769	1,09	1230	1,24	2542	1,48
950	222	0,81	462	1,00	558	1,04	792	1,13	1267	1,28	2619	1,53
1000	229	0,83	476	1,03	575	1,07	815	1,16	1303	1,32	2694	1,57
1100	241	0,88	502	1,08	606	1,13	859	1,22	1374	1,39	2839	1,65
1200	253	0,92	527	1,14	636	1,18	901	1,28	1441	1,45	2978	1,74
1300	265	0,96	551	1,19	665	1,24	941	1,34	1506	1,52	3111	1,81
1400	276	1,01	575	1,24	693	1,29	980	1,39	1569	1,58	3241	1,89
1500	287	1,04	598	1,29	720	1,34	1018	1,45	1630	1,65	3366	1,96

Tableau A.6 Pertes de charge linéaires et vitesse d'eau dans les tubes en cuivre pour une eau à 80 °C. Tubes conformes aux normes de produit NBN EN 1057 [B12] (tubes nus) et NBN EN 13349 [B24] (tubes avec gaine en plastique).

R (Pa/m)	12 x 1 D _i = 0,010 m		14 x 1 D _i = 0,012 m		15 x 1 D _i = 0,013 m		16 x 1 D _i = 0,014 m		18 x 1 D _i = 0,016 m		20 x 1 D _i = 0,018 m		22 x 1 D _i = 0,020 m		28 x 1 D _i = 0,026 m		35 x 1,5 D _i = 0,032 m	
	q _m (kg/h)	v (m/s)	q _m (kg/h)	v (m/s)	q _m (kg/h)	v (m/s)	q _m (kg/h)	v (m/s)	q _m (kg/h)	v (m/s)	q _m (kg/h)	v (m/s)	q _m (kg/h)	v (m/s)	q _m (kg/h)	v (m/s)	q _m (kg/h)	v (m/s)
1	5	0,02	8	0,02	9	0,02	12	0,02	18	0,03	24	0,03	32	0,03	66	0,04	119	0,04
2	7	0,03	11	0,03	14	0,03	18	0,03	26	0,04	36	0,04	48	0,04	98	0,05	175	0,06
3	9	0,04	14	0,04	18	0,04	22	0,04	33	0,05	45	0,05	60	0,06	123	0,07	220	0,08
4	11	0,04	17	0,04	21	0,05	26	0,05	39	0,06	53	0,06	71	0,06	145	0,08	259	0,09
5	12	0,04	19	0,05	24	0,05	30	0,06	44	0,06	60	0,07	81	0,07	164	0,09	293	0,10
6	13	0,05	22	0,05	27	0,06	33	0,06	49	0,07	67	0,08	89	0,08	182	0,10	325	0,12
7	15	0,05	24	0,06	29	0,06	36	0,07	53	0,08	73	0,08	98	0,09	199	0,11	354	0,13
8	16	0,06	25	0,06	32	0,07	39	0,07	57	0,08	79	0,09	105	0,10	214	0,12	382	0,14
9	17	0,06	27	0,07	34	0,07	42	0,08	61	0,09	84	0,09	113	0,10	229	0,12	408	0,15
10	18	0,06	29	0,07	36	0,08	45	0,08	65	0,09	89	0,10	119	0,11	243	0,13	433	0,15
11	19	0,07	31	0,08	38	0,08	47	0,09	69	0,10	94	0,11	126	0,11	256	0,14	457	0,16
12	20	0,07	32	0,08	40	0,09	50	0,09	72	0,10	99	0,11	132	0,12	269	0,15	479	0,17
13	21	0,08	34	0,09	42	0,09	52	0,10	76	0,11	104	0,12	139	0,13	282	0,15	501	0,18
14	22	0,08	35	0,09	44	0,09	54	0,10	79	0,11	108	0,12	144	0,13	294	0,16	523	0,19
15	22	0,08	37	0,09	45	0,10	56	0,10	82	0,12	113	0,13	150	0,14	305	0,16	543	0,19
16	23	0,09	38	0,10	47	0,10	58	0,11	85	0,12	117	0,13	156	0,14	317	0,17	563	0,20
17	24	0,09	39	0,10	49	0,11	60	0,11	88	0,13	121	0,14	161	0,15	328	0,18	583	0,21
18	25	0,09	41	0,10	50	0,11	62	0,12	91	0,13	125	0,14	167	0,15	339	0,18	602	0,21
19	26	0,09	42	0,11	52	0,11	64	0,12	94	0,13	129	0,14	172	0,16	349	0,19	620	0,22
20	27	0,10	43	0,11	54	0,12	66	0,12	97	0,14	133	0,15	177	0,16	359	0,19	639	0,23
22	28	0,10	46	0,12	57	0,12	70	0,13	102	0,15	140	0,16	187	0,17	379	0,20	674	0,24
24	29	0,11	48	0,12	60	0,13	74	0,14	107	0,15	147	0,17	196	0,18	398	0,21	707	0,25
26	31	0,11	50	0,13	62	0,13	77	0,14	112	0,16	154	0,17	205	0,19	417	0,22	740	0,26
28	32	0,12	52	0,13	65	0,14	80	0,15	117	0,17	160	0,18	214	0,19	435	0,23	771	0,27
30	33	0,12	54	0,14	68	0,15	84	0,16	122	0,17	167	0,19	222	0,20	452	0,24	802	0,29
32	35	0,13	57	0,14	70	0,15	87	0,16	126	0,18	173	0,19	231	0,21	469	0,25	831	0,30
34	36	0,13	59	0,15	73	0,16	90	0,17	130	0,19	179	0,20	239	0,22	485	0,26	860	0,31
36	37	0,14	60	0,15	75	0,16	93	0,17	135	0,19	185	0,21	246	0,22	501	0,27	888	0,32
38	38	0,14	62	0,16	78	0,17	96	0,18	139	0,20	191	0,21	254	0,23	516	0,28	915	0,33
40	39	0,14	64	0,16	80	0,17	99	0,18	143	0,20	196	0,22	262	0,24	532	0,29	942	0,34
45	42	0,15	69	0,17	86	0,18	106	0,20	153	0,22	210	0,24	280	0,25	568	0,31	1006	0,36
50	45	0,16	73	0,18	91	0,20	112	0,21	162	0,23	223	0,25	297	0,27	603	0,32	1068	0,38
55	47	0,17	77	0,20	96	0,21	118	0,22	171	0,24	235	0,26	313	0,29	636	0,34	1126	0,40
60	50	0,18	81	0,21	101	0,22	124	0,23	180	0,26	247	0,28	329	0,30	668	0,36	1183	0,42
65	52	0,19	85	0,22	106	0,23	130	0,24	188	0,27	259	0,29	344	0,31	699	0,38	1237	0,44
70	54	0,20	89	0,22	110	0,24	136	0,25	196	0,28	270	0,30	359	0,33	729	0,39	1290	0,46
75	57	0,21	92	0,23	115	0,25	141	0,26	204	0,29	281	0,32	373	0,34	758	0,41	1340	0,48
80	59	0,21	96	0,24	119	0,26	147	0,27	212	0,30	291	0,33	387	0,35	786	0,42	1390	0,49
85	61	0,22	99	0,25	124	0,27	152	0,28	219	0,31	301	0,34	401	0,36	814	0,44	1438	0,51
90	63	0,23	103	0,26	128	0,28	157	0,29	226	0,32	311	0,35	414	0,38	840	0,45	1485	0,53
95	65	0,24	106	0,27	132	0,28	162	0,30	234	0,33	321	0,36	427	0,39	867	0,47	1531	0,54
100	67	0,24	109	0,28	136	0,29	167	0,31	240	0,34	330	0,37	439	0,40	892	0,48	1575	0,56
110	71	0,26	115	0,29	143	0,31	176	0,33	254	0,36	349	0,39	463	0,42	941	0,51	1662	0,59
120	74	0,27	121	0,31	151	0,33	185	0,34	267	0,38	366	0,41	487	0,44	989	0,53	1745	0,62
130	78	0,28	127	0,32	158	0,34	194	0,36	279	0,40	383	0,43	509	0,46	1035	0,56	1825	0,65
140	81	0,30	132	0,33	165	0,36	202	0,38	291	0,41	400	0,45	531	0,48	1079	0,58	1903	0,68
150	84	0,31	138	0,35	172	0,37	210	0,39	303	0,43	416	0,47	552	0,50	1122	0,60	1978	0,70
160	87	0,32	143	0,36	178	0,38	218	0,41	314	0,45	431	0,49	573	0,52	1163	0,63	2051	0,73
170	91	0,33	148	0,37	184	0,40	226	0,42	325	0,46	446	0,50	593	0,54	1204	0,65	2122	0,75
180	94	0,34	153	0,39	191	0,41	233	0,43	335	0,48	461	0,52	612	0,56	1243	0,67	2191	0,78
190	96	0,35	158	0,40	197	0,42	241	0,45	346	0,49	475	0,53	631	0,57	1282	0,69	2258	0,80
200	99	0,36	163	0,41	203	0,44	248	0,46	356	0,51	490	0,55	650	0,59	1320	0,71	2324	0,83
220	105	0,38	172	0,43	214	0,46	262	0,49	376	0,53	517	0,58	686	0,62	1393	0,75	2452	0,87
240	110	0,40	181	0,46	225	0,49	275	0,51	395	0,56	543	0,61	720	0,66	1463	0,79	2574	0,92
260	115	0,42	189	0,48	236	0,51	288	0,54	413	0,59	568	0,64	754	0,69	1530	0,82	2693	0,96
280	121	0,44	197	0,50	246	0,53	300	0,56	431	0,61	592	0,67	786	0,72	1596	0,86	2807	1,00
300	125	0,46	205	0,52	256	0,55	312	0,58	448	0,64	616	0,69	817	0,74	1659	0,89	2918	1,04
325	131	0,48	215	0,54	268	0,58	327	0,61	469	0,67	645	0,73	855	0,78	1736	0,94	3052	1,09
350	137	0,50	224	0,57	280	0,60	341	0,63	489	0,70	672	0,76	892	0,81	1810	0,98	3181	1,13
375	142	0,52	234	0,59	291	0,63	355	0,66	508	0,72	699	0,79	927	0,84	1882	1,01	3307	1,18
400	148	0,54	242	0,61	302	0,65	368	0,68	527	0,75	725	0,82	961	0,88	1952	1,05	3429	1,22
425	153	0,56	251	0,64	313	0,67	381	0,71	546	0,78	751	0,84	995	0,91	2020	1,09	3547	1,26
450	158	0,58	259	0,66	324	0,70	394	0,73	564	0,80	776	0,87	1028	0,94	2087	1,12	3663	1,30
475	163	0,59	268	0,68	334	0,72	406	0,76	581	0,83	800	0,90	1060	0,97	2151	1,16	3776	1,34
500	168	0,61	276	0,70	344	0,74	419	0,78	599	0,85	823	0,93	1091	0,99	2215	1,19	3886	1,38
550	177	0,65	291	0,74	363	0,78	442	0,82	632	0,90	869	0,98	1151	1,05	2337	1,26	4100	1,46
600	187	0,68	306	0,77	382	0,82	465	0,86	664	0,94	913	1,03	1209	1,10	2455	1,32	4305	1,53
650	195	0,71	321	0,81	400	0,86	486	0,90	694	0,99	955	1,07	1265	1,15	2568	1,38	4502	1,60
700	204	0,74	335	0,85	418	0,90	507	0,94	724	1,03	996	1,12	1319	1,20	2678	1,44	4693	1,67
750	212	0,77	348	0,88	435	0,94	528	0,98	753	1,07	1036	1,17	1372	1,25	2785	1,50	4879	1,74
800	220	0,80	362	0,91	451	0,97	548	1,02	781	1,11	1075	1,21	1423	1,30	2888	1,56	5059	1,80
850	228	0,83	374															

Tableau A.7 Pertes de charge linéaires et vitesse d'eau dans les tubes en matière synthétique pour une eau à 80 °C. Tubes conformes aux normes de produit NBN EN ISO 15874-2 [B39] (polypropylène), NBN EN ISO 15875-2 [B40] (polyéthylène réticulé), NBN EN ISO 15876-2 [B41] (polybutène) et NBN EN ISO 21003-2 [B43] (tubes multicouches en matière synthétique).

R (Pa/m)	12 x 2 D _i = 0,008 m		14 x 2 D _i = 0,010 m		16 x 2 D _i = 0,012 m		17 x 2 D _i = 0,013 m		18 x 2 D _i = 0,014 m		20 x 2 D _i = 0,016 m		26 x 3 D _i = 0,020 m		32 x 3 D _i = 0,026 m	
	q _m (kg/h)	v (m/s)	q _m (kg/h)	v (m/s)	q _m (kg/h)	v (m/s)	q _m (kg/h)	v (m/s)	q _m (kg/h)	v (m/s)	q _m (kg/h)	v (m/s)	q _m (kg/h)	v (m/s)	q _m (kg/h)	v (m/s)
1	3	0,02	5	0,02	8	0,02	10	0,02	12	0,02	18	0,03	33	0,03	61	0,03
2	4	0,02	7	0,03	12	0,03	14	0,03	18	0,03	27	0,04	48	0,04	90	0,05
3	5	0,03	9	0,03	15	0,04	18	0,04	23	0,04	33	0,05	60	0,05	113	0,06
4	6	0,03	11	0,04	17	0,04	21	0,05	27	0,05	39	0,06	71	0,06	132	0,07
5	7	0,04	12	0,04	19	0,05	24	0,05	30	0,06	44	0,06	80	0,07	150	0,08
6	7	0,04	13	0,05	22	0,05	27	0,06	33	0,06	49	0,07	89	0,08	166	0,09
7	8	0,05	14	0,05	24	0,06	29	0,06	36	0,07	54	0,08	97	0,09	180	0,10
8	9	0,05	15	0,06	25	0,06	31	0,07	39	0,07	58	0,08	105	0,10	194	0,10
9	9	0,05	16	0,06	27	0,07	34	0,07	42	0,08	62	0,09	112	0,10	207	0,11
10	10	0,06	17	0,06	29	0,07	36	0,08	45	0,08	65	0,09	119	0,11	220	0,12
11	10	0,06	18	0,07	30	0,08	38	0,08	47	0,09	69	0,10	125	0,11	232	0,13
12	11	0,06	19	0,07	32	0,08	40	0,09	49	0,09	72	0,10	131	0,12	243	0,13
13	11	0,07	20	0,07	34	0,08	42	0,09	52	0,10	76	0,11	137	0,13	255	0,14
14	12	0,07	21	0,08	35	0,09	43	0,09	54	0,10	79	0,11	143	0,13	265	0,14
15	12	0,07	21	0,08	36	0,09	45	0,10	56	0,10	82	0,12	149	0,14	276	0,15
16	13	0,07	22	0,08	38	0,10	47	0,10	58	0,11	85	0,12	154	0,14	286	0,15
17	13	0,08	23	0,08	39	0,10	48	0,10	60	0,11	88	0,13	160	0,15	295	0,16
18	14	0,08	24	0,09	40	0,10	50	0,11	62	0,12	91	0,13	165	0,15	305	0,16
19	14	0,08	24	0,09	42	0,11	52	0,11	64	0,12	94	0,13	170	0,15	314	0,17
20	15	0,08	25	0,09	43	0,11	53	0,11	66	0,12	96	0,14	175	0,16	323	0,17
22	15	0,09	26	0,10	45	0,11	56	0,12	70	0,13	102	0,14	185	0,17	341	0,18
24	16	0,09	28	0,10	48	0,12	59	0,13	73	0,14	107	0,15	194	0,18	358	0,19
26	17	0,10	29	0,10	50	0,13	62	0,13	77	0,14	112	0,16	203	0,18	374	0,20
28	18	0,10	30	0,11	52	0,13	65	0,14	80	0,15	116	0,17	211	0,19	390	0,21
30	18	0,10	31	0,11	54	0,14	67	0,14	83	0,15	121	0,17	220	0,20	405	0,22
32	19	0,11	32	0,12	56	0,14	70	0,15	86	0,16	125	0,18	228	0,21	420	0,23
34	20	0,11	33	0,12	58	0,15	72	0,16	89	0,17	130	0,18	236	0,21	434	0,23
36	20	0,12	34	0,12	60	0,15	74	0,16	92	0,17	134	0,19	243	0,22	448	0,24
38	21	0,12	35	0,13	62	0,16	77	0,17	95	0,18	138	0,20	251	0,23	462	0,25
40	22	0,12	36	0,13	64	0,16	79	0,17	98	0,18	142	0,20	258	0,24	476	0,26
45	23	0,13	39	0,14	68	0,17	85	0,18	105	0,19	152	0,22	276	0,25	508	0,27
50	24	0,14	41	0,15	72	0,18	90	0,19	111	0,21	161	0,23	293	0,27	538	0,29
55	26	0,15	43	0,16	76	0,19	95	0,20	117	0,22	170	0,24	309	0,28	568	0,31
60	27	0,15	45	0,16	80	0,20	100	0,22	123	0,23	178	0,25	324	0,30	596	0,32
65	28	0,16	47	0,17	84	0,21	104	0,23	129	0,24	186	0,27	339	0,31	623	0,34
70	29	0,17	49	0,18	88	0,22	109	0,24	134	0,25	194	0,28	354	0,32	649	0,35
75	31	0,17	51	0,18	91	0,23	113	0,24	140	0,26	202	0,29	368	0,33	675	0,36
80	32	0,18	52	0,19	95	0,24	118	0,25	145	0,27	209	0,30	381	0,35	699	0,38
85	33	0,19	54	0,20	98	0,25	122	0,26	150	0,28	217	0,31	394	0,36	723	0,39
90	34	0,19	56	0,20	101	0,26	126	0,27	155	0,29	224	0,32	407	0,37	747	0,40
95	35	0,20	58	0,21	104	0,26	130	0,28	160	0,30	230	0,33	420	0,38	769	0,41
100	36	0,20	59	0,22	107	0,27	134	0,29	164	0,31	237	0,34	432	0,39	792	0,43
110	38	0,22	62	0,23	113	0,29	141	0,30	173	0,32	250	0,36	456	0,42	835	0,45
120	40	0,23	65	0,24	119	0,30	148	0,32	182	0,34	263	0,37	479	0,44	876	0,47
130	42	0,24	68	0,25	125	0,32	155	0,34	191	0,35	275	0,39	501	0,46	916	0,49
140	43	0,25	71	0,26	130	0,33	162	0,35	199	0,37	286	0,41	522	0,48	955	0,51
150	45	0,26	73	0,27	135	0,34	169	0,36	207	0,38	298	0,42	542	0,49	992	0,53
160	47	0,27	76	0,28	141	0,36	175	0,38	214	0,40	309	0,44	563	0,51	1028	0,55
170	48	0,28	79	0,29	145	0,37	181	0,39	222	0,41	319	0,45	582	0,53	1063	0,57
180	50	0,28	81	0,29	150	0,38	187	0,40	229	0,43	330	0,47	601	0,55	1098	0,59
190	52	0,29	83	0,30	155	0,39	193	0,42	236	0,44	340	0,48	620	0,56	1131	0,61
200	53	0,30	86	0,31	160	0,40	199	0,43	243	0,45	350	0,50	638	0,58	1164	0,63
220	56	0,32	90	0,33	169	0,43	210	0,45	257	0,48	369	0,52	673	0,61	1227	0,66
240	59	0,33	94	0,34	177	0,45	221	0,48	270	0,50	387	0,55	706	0,64	1288	0,69
260	62	0,35	99	0,36	185	0,47	231	0,50	282	0,52	405	0,58	739	0,67	1347	0,73
280	64	0,37	103	0,37	193	0,49	241	0,52	294	0,55	422	0,60	770	0,70	1404	0,76
300	67	0,38	106	0,39	201	0,51	251	0,54	306	0,57	439	0,62	801	0,73	1458	0,79
325	70	0,40	111	0,40	211	0,53	263	0,57	320	0,60	459	0,65	837	0,76	1525	0,82
350	73	0,41	116	0,42	220	0,56	274	0,59	334	0,62	478	0,68	873	0,80	1589	0,86
375	76	0,43	120	0,44	229	0,58	285	0,61	347	0,65	497	0,71	907	0,83	1651	0,89
400	78	0,45	124	0,45	237	0,60	296	0,64	360	0,67	515	0,73	941	0,86	1712	0,92
425	81	0,46	128	0,47	246	0,62	306	0,66	373	0,69	533	0,76	974	0,89	1770	0,95
450	84	0,48	132	0,48	254	0,64	317	0,68	385	0,72	550	0,78	1005	0,92	1827	0,98
475	86	0,49	136	0,50	262	0,66	327	0,70	397	0,74	567	0,81	1036	0,94	1883	1,02
500	89	0,51	140	0,51	269	0,68	336	0,72	409	0,76	584	0,83	1067	0,97	1938	1,04
550	94	0,53	147	0,54	284	0,72	355	0,77	431	0,80	616	0,88	1125	1,02	2043	1,10
600	98	0,56	154	0,56	299	0,76	373	0,80	453	0,84	647	0,92	1182	1,08	2145	1,16
650	103	0,59	161	0,59	313	0,79	391	0,84	474	0,88	676	0,96	1236	1,13	2242	1,21
700	107	0,61	167	0,61	326	0,83	408	0,88	495	0,92	705	1,00	1288	1,17	2337	1,26
750	111	0,63	174	0,63	340	0,86	424	0,91	514	0,96	733	1,04	1339	1,22	2428	1,31
800	116	0,66	180	0,65	352	0,89	440	0,95	534	0,99	760	1,08	1389	1,26	2517	1,36
850	120	0,68	186	0,68	365	0,92	456	0,98	552	1,03	786	1,12	1437	1,31	2603	1,40
900	123	0,70	191	0,70	377	0,95	471	1,02	570	1,06	811	1,15	1484	1,35	2687	1,45
950	127	0,72	197	0,72	389	0,98	486	1,05	588	1,09	836	1,19	1529	1,39	2769	1,49
1000	131	0,75	203	0,74	400	1,01	500	1,08	605	1,13	861	1,22	1574	1,43	2849	1,54
1100	138	0,79	213	0,78	423	1,07	528	1,14	639	1,19	908	1,29	1661	1,51	3004	1,62
1200	145	0,83	223	0,81	444	1,12	555	1,20	671	1,25	953	1,36	1744	1,59	3153	1,70
1300	152	0,86	233	0,85	465	1,18	581	1,25	702	1,31	997	1,42	1824	1,66	3297	1,78
1400	158	0,90	242	0,88	485	1,23	607	1,31	732	1,36	1039	1,48	1901	1,73	3436	1,85
1500	164	0,94	252	0,92	505	1,28	631	1,36	762	1,42	1080	1,54	1977	1,80	3570	

COEFFICIENT DE PERTE DE CHARGE DES RÉSISTANCES LOCALES

Les tableaux proposés dans cette annexe donnent la valeur indicative du coefficient de perte de charge ζ des résistances locales présentes dans les tuyauteries : coudes, té, changements de section, appareils et composants divers.

Tableau B.1 Valeur indicative des coefficients de perte de charge ζ des coudes et des tés.

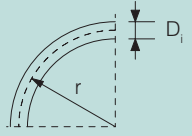
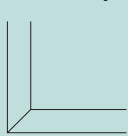
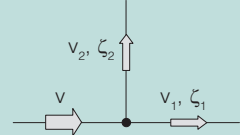
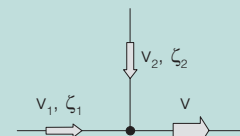
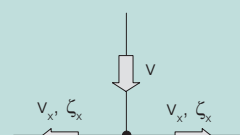
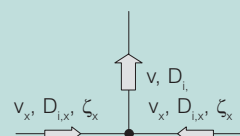
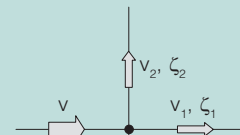
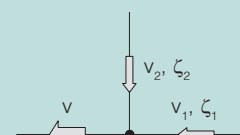
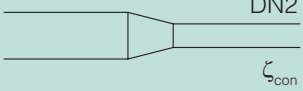
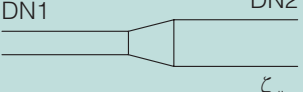
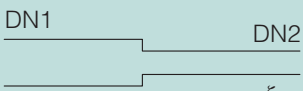
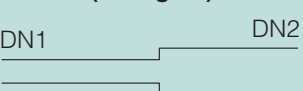
Type de résistance	Valeur de ζ							
Coude arrondi 	r/D_i (*)	1	2	3	4			
	ζ	0,5	0,35	0,3	0,3			
	(*) r = rayon de courbure; D_i = diamètre intérieur.							
Coude en équerre 	DN	10-15	20-25	> 25				
	ζ	2,0	1,5	1,0				
Branchement divergent 	v_x/v	0,3	0,4	0,6	0,8	1,0	2,0	
	ζ_2	12,0	7,0	3,5	2,5	2,0	1,0	
	ζ_1	0,5	0,5	0,2	0,2	0	0	
Branchement convergent 	v_x/v	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0		
	ζ_2	-1,0	0,5	1,0	1,3	1,5		
	ζ_1	1,3	1,1	0,8	0,5	0		
Té divergent 	v_x/v	0,4	0,6	0,8	1,0	1,3	1,5	2,0
	ζ_x	6,5	3,0	1,8	1,3	1,0	0,8	0,5
Té convergent 	$v_x/v \Rightarrow$	0,3	0,5	0,7				
	$D_{i,x}/D_i$	ζ_x						
	0,5	5,0	1,3	1,0				
	0,7	6,5	2,0	1,3				
	0,8	9,0	3,0	1,8				
	1,0	15,0	5,0	3,0				
Croix divergente 	v_x/v	0,4	0,5	0,6	0,75	0,8	1,0	2,0
	ζ_2	7,0	5,0	3,5	2,7	2,5	2,0	1,0
	ζ_1	-	0,5	-	0,25	-	0	-
Croix convergente 	v_x/v	0,3	0,4	0,5	0,6	0,75	0,8	1,0
	ζ_2	4,0	3,0	2,5	-	-	-	-
	ζ_1	-	2,8	2	1,2	1,0	0,5	0,2

Tableau B.2 Valeur indicative des coefficients de perte de charge ζ des changements de section.

Type de résistance	Valeur de ζ							
Rétrécissement progressif (convergent) 	DN1→DN2	20→15	25→20	32→25	40→32	50→40	65→50	80→65
	ζ_{con}	0,09	0,09	0,07	0,06	0,05	0,05	0,03
	DN1→DN2	–	25→15	32→20	40→25	50→32	65→40	80→50
	ζ_{con}	–	0,19	0,14	0,11	0,09	0,10	0,07
Elargissement progressif (divergent) 	DN1→DN2	15→20	20→25	25→32	32→40	40→50	50→65	65→80
	ζ_{div}	0,05	0,05	0,05	0,04	0,04	0,04	0,03
	DN1→DN2	15→25	20→32	25→40	32→50	40→65	50→80	65→100
	ζ_{div}	0,11	0,14	0,09	0,08	0,13	0,11	0,14
Rétrécissement brusque (convergent) 	DN1→DN2	15→10	20→15	25→20	32→25	40→32	50→40	
	ζ_{con}	0,71	1,10	0,61	0,93	0,24	0,65	
	DN1→DN2	–	20→10	25→15	32→20	40→25	50→32	
	ζ_{con}	–	4,80	4,40	4,0	2,6	2,1	
Elargissement brusque (divergent) 	DN1→DN2	10→15	15→20	20→25	25→32	32→40	40→50	
	ζ_{div}	0,15	0,20	0,14	0,18	0,07	0,14	
	DN1→DN2	10→20	15→25	20→32	25→40	32→50	–	
	ζ_{div}	0,44	0,43	0,41	0,33	0,29	–	
	DN1→DN2	10→25	15→32	20→40	25→50	–	–	
	ζ_{div}	0,62	0,64	0,54	0,54	–	–	

Appareil ou composant	Valeur de ζ
Chaudière	2,5 ... 10
Radiateur, convecteur	2,5 ... 20
Collecteur (départ)	0,5
Collecteur (retour)	1,0
Robinet de radiateur droit	4,0
Robinet de radiateur en équerre	2,0
Clapet antiretour	4,0
Robinet d'arrêt ouvert	0,2 ... 6,0
(*) Pour les éléments non repris ici en raison de la grande diversité de leur composition et de leur fabrication, la valeur de ζ doit être déterminée sur la base de la documentation technique du fabricant.	

Tableau B.3
Valeur indicative des coefficients de perte de charge ζ des principaux appareils et composants d'une installation (*).

ANNEXE C

FACTEUR DE CORRECTION DE L'ÉMISSION CALORIFIQUE DES RADIATEURS EN FONCTION DE LEUR EMPLACEMENT

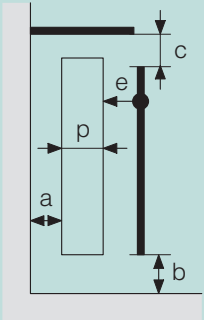
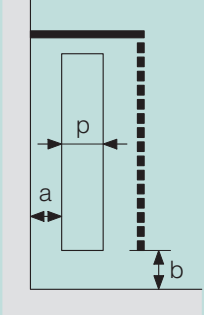
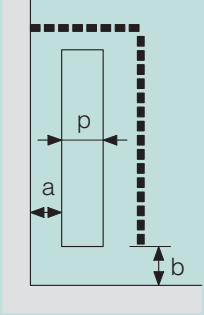
Le tableau ci-après fournit les facteurs de correction de l'émission calorifique des radiateurs dont l'emplacemement diffère de celui envisagé dans le présent Rapport (cf. § 6.3.3).

Tableau C.1 Facteur de correction de l'émission calorifique des radiateurs en fonction de leur emplacement.

Emplacement du radiateur (*)	Exigences dimensionnelles	Conditions relatives à c	Facteur de correction f (-)
	<ul style="list-style-type: none"> • $a \geq 5$ cm • $b \geq 10$ cm • $c \geq p$ • $d \leq 3$ cm 	$c > 12$ cm	$f = 1$
		$6 \leq c \leq 12$ cm	$f = 0,97$
		$4 < c < 6$ cm	$f = 0,95$
	<ul style="list-style-type: none"> • Sous tablette munie d'une ouverture • Avec écran devant le radiateur • Les grilles éventuelles dans les ouvertures d'entrée et de sortie d'air doivent avoir une section d'au moins 85 % de la section totale 	<ul style="list-style-type: none"> • $a \geq 5$ cm • $b \geq 10$ cm • $h = p$ • $e \geq 2$ cm 	Pas d'exigences $f = 0,90$

(suite du tableau à la page 236)

Tableau C.1 Facteur de correction de l'émission calorifique des radiateurs en fonction de leur emplacement (suite).

Emplacement du radiateur (*)	Exigences dimensionnelles	Conditions relatives à c	Facteur de correction f (-)
 <ul style="list-style-type: none"> • Sous tablette ou en niche • Avec écran devant le radiateur • Les grilles éventuelles dans les ouvertures d'entrée et de sortie d'air doivent avoir une section d'au moins 85 % de la section totale 	<ul style="list-style-type: none"> • $a \geq 5$ cm • $b \geq 10$ cm • $c \geq p$ • $e \geq 2$ cm 	<p>$c > 12$ cm</p> <p>$6 \leq c \leq 12$ cm</p> <p>$c = p/2$</p>	<p>$f = 1$</p> <p>$f = 0,97$</p> <p>$f = 0,80$</p>
 <ul style="list-style-type: none"> • Sous tablette ou en niche • Caché par un grillage à larges mailles 	<ul style="list-style-type: none"> • $a \geq 5$ cm • $b \geq 10$ cm 	Pas d'exigences	$f = 0,70$
 <p>Complètement encastré dans un grillage à larges mailles</p>	<ul style="list-style-type: none"> • $a \geq 5$ cm • $b \geq 10$ cm 	Pas d'exigences	$f = 0,85$

(*) Pour les convecteurs, le placement doit être conforme aux instructions du fabricant. Dans ce cas, $f = 1$.

ANNEXE D

FACTEUR DE CORRECTION DE L'ÉMISSION CALORIFIQUE DES RADIATEURS À DIVERSES TEMPÉRATURES AMBIANTES ET DIVERSES TEMPÉRATURES D'EAU

Le tableau ci-après donne le facteur de correction de l'émission calorifique des radiateurs à diverses températures ambiantes et diverses températures d'eau, compte tenu d'un débit nominal (cf. § 6.3.2).

Tableau D.1 Valeurs de Φ/Φ_{n50} à diverses températures ambiantes et diverses températures d'eau pour un débit nominal (exposant $n = 1,3$).

Température de l'eau de départ $\theta_{w,i}$ (°C)	Température ambiante θ_a (°C)	Température de l'eau de retour $\theta_{w,r}$ (°C)											
		30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85
90	24	0,41	0,53	0,64	0,73	0,82	0,91	0,99	1,07	1,15	1,22	1,30	1,37
	22	0,47	0,59	0,69	0,79	0,88	0,96	1,05	1,12	1,20	1,28	1,35	1,43
	20	0,54	0,65	0,75	0,84	0,93	1,02	1,10	1,18	1,26	1,33	1,41	1,48
	18	0,60	0,71	0,80	0,90	0,99	1,07	1,15	1,23	1,31	1,39	1,47	1,54
	16	0,66	0,76	0,86	0,95	1,04	1,13	1,21	1,29	1,37	1,45	1,52	1,60
85	24	0,38	0,50	0,60	0,69	0,78	0,86	0,94	1,01	1,09	1,16	1,23	
	22	0,44	0,56	0,65	0,74	0,83	0,91	0,99	1,07	1,14	1,21	1,29	
	20	0,50	0,61	0,71	0,80	0,88	0,96	1,04	1,12	1,20	1,27	1,34	
	18	0,56	0,67	0,76	0,85	0,94	1,02	1,10	1,17	1,25	1,32	1,40	
	16	0,62	0,72	0,82	0,90	0,99	1,07	1,15	1,23	1,31	1,38	1,45	
80	24	0,35	0,47	0,56	0,65	0,73	0,81	0,88	0,96	1,03	1,10		
	22	0,41	0,52	0,61	0,70	0,78	0,86	0,93	1,01	1,08	1,15		
	20	0,47	0,57	0,67	0,75	0,83	0,91	0,99	1,06	1,13	1,20		
	18	0,53	0,63	0,72	0,80	0,88	0,96	1,04	1,11	1,19	1,26		
	16	0,58	0,68	0,77	0,86	0,94	1,02	1,09	1,17	1,24	1,31		
75	24	0,33	0,43	0,52	0,60	0,68	0,76	0,83	0,90	0,96			
	22	0,38	0,48	0,57	0,65	0,73	0,81	0,88	0,95	1,02			
	20	0,44	0,53	0,62	0,70	0,78	0,86	0,93	1,00	1,07			
	18	0,49	0,59	0,67	0,76	0,83	0,91	0,98	1,05	1,12			
	16	0,55	0,64	0,73	0,81	0,88	0,96	1,03	1,11	1,18			

(suite du tableau à la page 238)

Tableau D.1 Valeurs de Φ/Φ_{n50} à diverses températures ambiantes et diverses températures d'eau pour un débit nominal (exposant $n = 1,3$) (suite).

Température de l'eau de départ $\theta_{w,i}$ (°C)	Température ambiante θ_a (°C)	Température de l'eau de retour $\theta_{w,r}$ (°C)																				
		30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85									
70	24	0,30	0,40	0,48	0,56	0,63	0,70	0,77	0,84													
	22	0,35	0,45	0,53	0,61	0,68	0,75	0,82	0,89													
	20	0,40	0,50	0,58	0,66	0,73	0,80	0,87	0,94													
	18	0,46	0,55	0,63	0,71	0,78	0,85	0,92	0,99													
	16	0,51	0,60	0,68	0,76	0,83	0,90	0,97	1,04													
65	24	0,27	0,36	0,44	0,51	0,58	0,65	0,71														
	22	0,32	0,41	0,49	0,56	0,63	0,70	0,76														
	20	0,37	0,46	0,54	0,61	0,68	0,75	0,81														
	18	0,42	0,51	0,58	0,66	0,73	0,80	0,86														
	16	0,47	0,55	0,63	0,71	0,78	0,85	0,91														
60	24	0,24	0,33	0,40	0,47	0,53	0,60															
	22	0,29	0,37	0,45	0,51	0,58	0,64															
	20	0,34	0,42	0,49	0,56	0,63	0,69															
	18	0,39	0,46	0,54	0,61	0,67	0,74															
	16	0,43	0,51	0,59	0,65	0,72	0,79															
55	24	0,21	0,29	0,36	0,42	0,48																
	22	0,26	0,33	0,40	0,47	0,53																
	20	0,30	0,38	0,45	0,51	0,57																
	18	0,35	0,42	0,49	0,56	0,62																
	16	0,40	0,47	0,54	0,60	0,67																
50	24	0,19	0,26	0,32	0,37																	
	22	0,23	0,30	0,36	0,42																	
	20	0,27	0,34	0,40	0,46																	
	18	0,31	0,38	0,44	0,50																	
	16	0,36	0,42	0,49	0,55																	
45	24	0,16	0,22	0,27																		
	22	0,20	0,26	0,31																		
	20	0,24	0,30	0,35																		
	18	0,28	0,34	0,40																		
	16	0,32	0,38	0,44																		

$$\Phi/\Phi_{n50} = (\Delta\theta_m/49,83)^n$$

où :

$$\Delta\theta_m = (\theta_{w,i} - \theta_{w,r})/\ln[(\theta_{w,i} - \theta_a)/(\theta_{w,r} - \theta_a)]$$

ANNEXE E

CONVERSION DES UNITÉS DE DÉBIT, DE PRESSION, DE PUISSANCE ET D'ÉNERGIE

Les tableaux ci-après, fournis à titre indicatif, permettent de convertir les unités de débit, de pression, de puissance et d'énergie.

Tableau E.1 Conversion des unités de débit (*).

Unité de base	kg/h	m ³ /h	m ³ /min	m ³ /s	l/h	l/min	l/s
1 kg/h =	1	0,00103	1,715.10 ⁻⁵	2,859.10 ⁻⁷	1,02923	0,01715	0,00029
1 m ³ /h =	971,6	1	0,01667	2,778.10 ⁻⁴	1 000	16,67	0,2778
1 m ³ /min =	58 296	60	1	0,01667	60 000	1 000	16,67
1 m ³ /s =	3 497 760	3 600	60	1	3 600 000	60 000	1 000
1 l/h =	0,9716	0,001	1,667.10 ⁻⁵	2,778.10 ⁻⁷	1	0,01667	2,78.10 ⁻⁴
1 l/min =	58,296	0,06	0,001	1,667.10 ⁻⁵	60	1	0,01667
1 l/s =	3 497,76	3,6	0,06	0,001	3 600	60	1

(*) Pour une eau à 80 °C ($\rho = 971,6 \text{ kg/m}^3$).

Tableau E.2 Conversion des unités de pression (*).

Unité de base	Pa	mbar	bar	kg/cm ²	mm CE	mm Hg
1 Pa =	1	0,01	0,00001	1,01972 ⁻⁵	0,101972	7,50062 ⁻³
1 mbar =	100	1	0,001	1,01972 ⁻³	10,1972	0,750062
1 bar =	100000	1000	1	1,01972	10197,2	750,062
1 kg/cm ² =	98066,5	980,665	0,980665	1	10000	735,559
1 mm CE (colonne d'eau) =	9,80665	9,80665 ⁻²	9,80665 ⁻⁵	0,0001	1	0,0735559
1 mm Hg (colonne de mercure) =	133,322	1,33322	1,33322 ⁻³	1,35951 ⁻³	13,5951	1

(*) Pression atmosphérique : 1 atm = 101325 Pa.

Tableau E.3 Conversion des unités de puissance.

Unité de base	W	kW	kg.m/s	ch	kcal/h
1 W =	1	0,001	0,101972	1,35962 ⁻³	0,860112
1 kW =	1000	1	101,972	1,35962	8,60112 ⁻⁴
1 kg.m/s =	9,80665	9,80665 ⁻³	1		8,43482
1 ch =	735,499	0,735499	75	1	632,612
1 kcal/h =	1,16264	0,001162639	0,118556	1,58075 ⁻³	1

Tableau E.4 Conversion des unités d'énergie.

Unité de base	J	Wh	kg.m	kcal	ch.h
1 J =	1	$2,77778^{-4}$	0,101972	$2,38920^{-4}$	$3,77673^{-7}$
1 Wh =	3600	1	367,098	0,860112	$1,35962^{-3}$
1 kg.m =	9,80665	$2,72407^{-3}$	1	$2,34301^{-3}$	$3,70370^{-6}$
1 kcal =	4185,5	1,16264	426,802	1	$1,58075^{-3}$
1 ch.h =	2647796	735,499	270000	632,612	1

TABLEAU DE CALCUL POUR LE DIMENSIONNEMENT D'UNE INSTALLATION DE CHAUFFAGE

Le modèle de tableau présenté en page 242 permet de dimensionner une installation de chauffage.

TABLEAU DE CALCUL POUR LA SÉLECTION DES RADIATEURS D'UNE BOUCLE MONOTUBE

Le modèle de tableau présenté en page 244 permet de sélectionner les radiateurs d'une boucle monotube.

Tableau G.1 Tableau de calcul pour la sélection des radiateurs d'une boucle monotube.

Régime d'eau : °C			$\Delta\theta_{w,r} = \dots\dots\dots$ K			Facteur d'alimentation de la vanne monotube $\alpha : 50\%$			
Radiateurs			Températures d'eau			Sélection des radiateurs			
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)
N° du radiateur	Φ_x (W) (1)	$\Sigma\Phi_x$ (W) (2)	$\theta_{w,xy}$ (°C) (3)	$\theta_{w,ix}$ (°C) (4)	$\theta_{w,rx}$ (°C) (5)	θ_a (°C) (6)	$\Delta\theta_m$ (°C) (7)	$\Phi_x/\Phi_{x,n50}$ (-) (8)	$\Phi_{x,n50}$ (W) (9)
Boucle 1			$\theta_{w,ir} = \dots$						
R1									
R2									
R3									
R4									
R5									
$\Phi_{tot,1} = \dots\dots\dots$ (W)									
Boucle 2			$\theta_{w,ir} = \dots$						
R1									
R2									
R3									
R4									
R5									
$\Phi_{tot,2} = \dots\dots\dots$ (W)									
Boucle 3			$\theta_{w,ir} = \dots$						
R1									
R2									
R3									
R4									
R5									
$\Phi_{tot,3} = \dots\dots\dots$ (W)									
Boucle 4			$\theta_{w,ir} = \dots$						
R1									
R2									
R3									
R4									
R5									
$\Phi_{tot,4} = \dots\dots\dots$ (W)									
Boucle 5			$\theta_{w,ir} = \dots$						
R1									
R2									
R3									
R4									
R5									
$\Phi_{tot,5} = \dots\dots\dots$ (W)									

- (1) Emission calorifique du radiateur x (suivant calcul des déperditions calorifiques).
- (2) Emission calorifique cumulée des radiateurs de la boucle ($\Phi_{tot,z}$ = émission calorifique totale de la boucle z).
- (3) Température d'eau dans la boucle (entre le radiateur x et le radiateur y) : $\theta_{w,xy} = \theta_{w,ir} - (\Sigma\Phi_x \cdot \Delta\theta_{w,r} / \Phi_{tot,z})$.
- (4) Température d'eau à l'entrée du radiateur x (égale à la température d'eau dans la boucle avant le radiateur x).
- (5) Température d'eau à la sortie du radiateur x : $\theta_{w,rx} = \theta_{w,ix} - (\Phi_x \cdot \Delta\theta_{w,r} / \alpha \cdot \Phi_{tot,z})$.
- (6) Température intérieure du local.
- (7) Différence de température entre l'eau et le local : $\Delta\theta_m = (\theta_{w,ix} - \theta_{w,rx}) / \ln[(\theta_{w,ix} - \theta_a) / (\theta_{w,rx} - \theta_a)]$.
- (8) Facteur de conversion de l'émission calorifique normalisée : $\Phi_x / \Phi_{x,n50} = (\Delta\theta_m / 49,83)^{1,3}$.
- (9) Emission calorifique normalisée du radiateur à choisir.

DIMENSIONNEMENT DES VASES D'EXPANSION FERMÉS

H.1 DIMENSIONNEMENT DES VASES D'EXPANSION FERMÉS À PRESSION VARIABLE

Les vases d'expansion fermés à pression variable peuvent être dimensionnés à l'aide du tableau H.1 (p. 246), téléchargeable au format Excel via le site Internet du CSTC (www.cstc.be).

Pour l'utilisation du tableau de calcul, on se référera aux directives énoncées ci-dessous.

DIRECTIVES CONCERNANT L'UTILISATION DU TABLEAU H.1

L'utilisation de ce tableau de calcul se déroule en trois étapes :

- introduction des données générales de l'installation
- calcul des valeurs intermédiaires
- choix du vase d'expansion et calcul de la pression de remplissage réelle.

Dans le document Excel, seuls les champs marqués d'un cadre gras doivent être complétés; tous les autres sont protégés et automatiquement calculés sur la base des formules reprises en regard des valeurs indiquées.

DONNÉES RELATIVES À L'INSTALLATION

- (1) **Température limite de dépassement** (θ_{\max} en °C) : température maximale que l'eau est susceptible d'atteindre en cas de défaillance du système de régulation de la chaudière. Idéalement, cette valeur devrait être égale à la température de l'eau réglée au niveau de l'aquastat de sécurité de la chaudière (par exemple, 100 °C), majorée d'une valeur de sécurité de 10 °C.
- (2) **Coefficient d'expansion** (e en %; voir tableau 38, p. 168) : il caractérise l'augmentation de volume que subit l'eau lorsqu'elle chauffe. On choisit le coefficient qui correspond à l'augmentation de volume se produisant à la température limite de dépassement annoncée (par exemple, 110 °C) par rapport à la température de l'eau de remplissage (10 °C).
- (3) **Pression de vapeur saturante** (p_D en bars; voir tableau 42, p. 174) : choisir la valeur correspondant à la température limite de dépassement.
- (4) **Contenance en eau de l'installation** (V_{sys} en litres) : contenance calculée pour l'ensemble de l'installation (tuyauteries et appareils) ou estimée sur la base de valeurs indicatives (voir figure 67, p. 171)
- (5) **Hauteur statique** (h_{st} en mètres; voir figure 69, p. 173) : distance entre le raccordement du vase d'expansion (X) et le point le plus haut de l'installation.
- (6) **Différence de hauteur entre le vase d'expansion et la soupape de sécurité** (h_{xy} en mètres; voir figure 70, p. 175) : distance entre le raccordement du vase d'expansion (X) et le raccordement de la soupape de sécurité (Y); cette différence est positive si le point X est plus bas que le point Y et négative dans le cas contraire.
- (7) **Pression de la pompe** (Δp_p en bars) : augmentation de la pression exercée par la pompe. A ne compléter que si la pompe est placée entre le vase d'expansion et la chaudière, sinon $\Delta p_p = 0$ bar.

Tableau H.1 Calcul du vase d'expansion fermé à pression variable.

TABLEAU DE CALCUL DU VASE D'EXPANSION FERME A PRESSION VARIABLE			
Données relatives à l'installation			
1	Température limite de dépassement	θ_{max}	110 °C
2	Coefficient d'expansion (remplissage à 10°C)	e	5,15 %
3	Pression de vapeur saturante	p_D	0,43 bar
4	Contenance en eau de l'installation	V_{sys}	200 l
5	Hauteur statique	h_{st}	5,0 m
6	Différence de hauteur entre le vase et la soupape de sécurité	h_{xw}	0,0 m
7	Pression pompe (si elle est entre le vase et la chaudière, sinon = 0)	Δp_p	0,0 bar
8	Pression de tarage de la soupape de sécurité	p_s	3,0 bar
Calculs intermédiaires			
9	Volume d'expansion de l'eau	$V_e = e \times V_{sys} / 100$	10,30 l
10	Volume de réserve d'eau minimal	$V_{WR,min} = \max [V_{sys} \times 0,005; 3]$	3,00 l
11	Volume d'eau net minimal	$V_{n,min} = V_e + V_{WR,min}$	13,30 l
12	Pression maximale admissible	$p_m = p_s + p_{st,xw} - \Delta p_p - \max [0,5; 0,1 p_s]$	2,50 bar
13	Pression statique	$p_{st} = h_{st} \times 0,0981$	0,49 bar
Choix du vase d'expansion			
14	Pression de gonflage minimale	$p_{0,min} = \max [0,7; p_{st} + 0,3; p_{st} + p_D]$	0,9 bar
15	Pression de gonflage à régler	$p_0 (\geq p_{0,min})$	1,0 bar ①
16	Volume d'air total minimal	$V_{exp,min} = (p_m + 1) / (p_m - p_0) \times V_{n,min}$	31 l
17	Volume d'air total réel	$V_{exp} \geq V_{exp,min}$	35 l
18	Volume de réserve d'eau minimal	$V_{WR,min}$	3,0 l
19	Pression initiale minimale	$p_{a,min} = (V_{exp} \times (p_0 + 1) / (V_{exp} - V_{WR,min})) - 1$	1,2 bar
20	Volume de réserve d'eau maximal	$V_{WR,max} = (p_m - p_0) / (p_m + 1) \times V_{exp} - V_e$	4,7 l
21	Pression initiale maximale	$p_{a,max} = (V_{exp} \times (p_0 + 1) / (V_{exp} - V_{WR,max})) - 1$	1,3 bar
22	Pression initiale à régler	$p_a (p_{a,min} \leq p_a \leq p_{a,max})$ entre 1.2 et 1.3	1,2 bar
23	Volume de réserve d'eau réel	$V_{WR} = V_{exp} \times (p_a - p_0) / (p_a + 1)$	3,2 l
24	Pression finale	$p_e = ((p_0 + 1) \times V_{exp} / (V_{exp} - V_e - V_{WR})) - 1$	2,3 bar
① La pression de gonflage doit éventuellement être accrue pour tenir compte de la pression de fonctionnement minimale requise de la chaudière et/ou d'une valeur minimale recommandée par le fabricant de la pompe			

- (8) **Pression de tarage de la soupape de sécurité** (p_s en bars) : pression (réglée par le fabricant) qui induit l'ouverture de la soupape de sécurité (généralement 3 bars pour les installations résidentielles).

CALCUL DES VALEURS INTERMÉDIAIRES

- (9) **Volume d'expansion** (V_e en litres) : augmentation de volume que subit l'eau lorsqu'elle chauffe. Le volume d'expansion est obtenu en multipliant la contenance de l'installation (V_{sys}) par le coefficient d'expansion e.
- (10) **Volume de réserve d'eau minimum** ($V_{WR,min}$ en litres) : quantité d'eau minimum qui doit demeurer dans le vase d'expansion lorsque l'installation est refroidie. Ce volume est égal à 0,5 % de la contenance totale de l'installation (V_{sys}), avec un minimum de 3 litres.
- (11) **Volume d'eau net minimum** ($V_{n,min}$ en litres) : volume d'eau contenu dans le vase d'expansion lorsque l'installation est à température (pour θ_{max}). Il équivaut à la somme du volume d'expansion V_e et du volume de réserve $V_{WR,min}$.

- (12) **Pression maximum admissible** (p_m en bars) : lorsque l'installation est à température normale, la pression exercée par le vase d'expansion (généralement 10 % de p_s , avec une marge de sécurité de 0,5 bar) ne peut provoquer l'ouverture de la soupape de sécurité; la pression maximale admissible tient compte de la pression due à la différence de hauteur entre le vase et la soupape de sécurité (h_{xw} , voir figure 70, p. 175) et/ou de la pression de la pompe lorsque celle-ci est placée entre le vase et la chaudière.
- (13) **Pression statique** (p_{st} en bars) : pression exercée par la colonne d'eau au-dessus du vase d'expansion et correspondant à la hauteur statique h_{st} .

CHOIX DU VASE D'EXPANSION (VOIR FIGURE 73, p. 179)

- (14) **Pression minimum de gonflage** ($p_{0,min}$ en bars) : pression minimale dans le vase lorsque celui-ci ne contient pas encore d'eau. Equivaut à la valeur maximale de $(p_{st} + p_D)$ et $(p_{st} + 0,3)$, avec un minimum de 0,7 bar.
- (15) **Pression de gonflage réelle** (p_0 en bars) : pression dans le vase lorsqu'il ne contient pas encore d'eau (réglée par le fabricant et à contrôler par l'installateur). Celle-ci doit être au moins égale à la pression minimum de gonflage, soit : $p_0 \geq p_{0,min}$. La valeur de p_0 doit éventuellement être augmentée pour tenir compte de la pression minimum nécessaire au fonctionnement de la chaudière (prévention du phénomène d'ébullition) et/ou de la consigne minimale fixée par le fabricant de la pompe (pour éviter la cavitation).
- (16) **Volume d'air total minimum** ($V_{exp,min}$ en litres) : volume d'air minimum théorique du vase d'expansion, calculé selon la loi de Boyle (le produit de la pression de gaz et du volume de gaz reste constant).
- (17) **Volume d'air total réel** (V_{exp} en litres) : le volume d'air réel du vase d'expansion doit être au moins égal au volume d'air minimum calculé, soit : $V_{exp} \geq V_{exp,min}$.
- (18) **Volume de réserve minimum** ($V_{WR,min}$ en litres) : voir (10).
- (19) **Pression de remplissage minimum** ($p_{a,min}$ en bars) : pression minimum dans le vase lorsque l'installation est refroidie; correspond au volume de réserve d'eau minimum.
- (20) **Volume de réserve d'eau maximum** ($V_{WR,max}$ en litres) : réserve d'eau maximale pour laquelle la pression finale (p_e) serait égale à la pression maximale admissible (p_m).
- (21) **Pression de remplissage maximum** ($p_{a,max}$ en bars) : pression initiale correspondant au volume maximum de la réserve d'eau.
- (22) **Pression de remplissage réelle** (p_a en bars) : pression initiale à régler individuellement pour chaque installation après contrôle et réglage de la pression de gonflage (sur une installation refroidie); sa valeur doit se situer entre $p_{a,min}$ et $p_{a,max}$.
- (23) **Volume de réserve réel** (V_{WR} en litres) : réserve d'eau dans le vase lorsque l'installation est refroidie.
- (24) **Pression finale** (p_e en bars) : pression finale dans le vase d'expansion lorsque l'installation est à température; sa valeur doit être inférieure à la pression maximale admissible, soit : $p_e \leq p_m$.

H.2 DIMENSIONNEMENT DES VASES D'EXPANSION FERMÉS À PRESSION CONSTANTE

Le dimensionnement des vases d'expansion fermés à pression constante peut s'effectuer à l'aide du tableau H.2 (p. 248), téléchargeable au format Excel sur le site Internet du CSTC (www.cstc.be).

Pour l'utilisation du tableau de calcul, on se référera aux directives énoncées ci-dessous.

DIRECTIVES CONCERNANT L'UTILISATION DU TABLEAU H.2

L'utilisation de ce tableau de calcul se déroule en cinq étapes :

- introduction des données générales de l'installation
- calcul théorique du vase d'expansion
- choix du vase d'expansion
- détermination de la pression réelle du vase d'expansion
- détermination de la capacité du compresseur.

Dans le document Excel, seuls les champs marqués d'un cadre gras doivent être complétés; tous les autres sont protégés et automatiquement calculés sur la base des formules reprises en regard des valeurs indiquées.

Tableau H.2 Calcul du vase d'expansion fermé à pression constante.

TABLEAU DE CALCUL DU VASE D'EXPANSION FERME A PRESSION CONSTANTE				
Données relatives à l'installation				
1	Température limite de dépassement	θ_{\max}	110	°C
2	Coefficient d'expansion (remplissage à 10°C)	e	5,15	%
3	Pression de vapeur saturante	p_D	0,43	bar
4	Contenance en eau de l'installation	V_{sys}	5000	l
5	Hauteur statique	h_{st}	30,0	m
6	Pression de tarage de la soupape de sécurité	p_s	4,9	bar
Calcul théorique du vase d'expansion				
7	Volume d'expansion de l'eau	$V_e = e \times V_{\text{sys}} / 100$	258	l
8	Volume de réserve d'eau minimal	$V_{\text{WR,min}} = \max [V_{\text{sys}} \times 0,005; 3]$	25	l
9	Volume d'eau net minimal	$V_{\text{n,min}} = V_e + V_{\text{WR,min}}$	283	l
Choix du vase d'expansion				
10	Volume d'air total réel	$V_{\text{exp}} \geq V_{\text{exp,min}}$	300	l
11	Volume de réserve d'eau réel	$V_{\text{WR}} = V_{\text{exp}} - V_e$	43	l
Pression réglée dans le vase d'expansion				
12	Pression statique	$p_{\text{st}} = h_{\text{st}} \times 0,0981$	2,9	bar
13	Pression réglée	$p_{\text{reg}} = p_{\text{st}} + p_D + 0,5$	3,9	bar ①
Détermination de la capacité du compresseur				
14	Puissance totale installée	Φ_{SU}	500	kW
15	Température d'eau moyenne	θ_{mean}	70	°C
16	Débit de contraction	q_c	0,51	l/(h.kW)
17	Capacité du compresseur	$q_{\text{com}} = q_c \times \Phi_{\text{SU}} / 2$	128	l/h
① La pression à régler doit éventuellement être accrue pour tenir compte de la pression de fonctionnement minimale requise de la chaudière et/ou d'une valeur minimale recommandée par le fabricant de la pompe				

DONNÉES RELATIVES À L'INSTALLATION

- (1) **Température limite de dépassement** (θ_{\max} en °C) : température maximale que l'eau est susceptible d'atteindre en cas de défaillance du système de régulation de la chaudière. Idéalement, cette valeur devrait être égale à la température de l'eau réglée au niveau de l'aquastat de sécurité de la chaudière (par exemple, 100 °C), majorée d'une valeur de sécurité de 10 °C.
- (2) **Coefficient d'expansion** (e en %; voir tableau 38, p. 168) : il caractérise l'augmentation de volume que subit l'eau en se réchauffant. On choisit le coefficient qui correspond à l'augmentation de volume se produisant à la température limite de dépassement annoncée (par exemple, 110 °C) par rapport au volume de l'eau de remplissage (10 °C).
- (3) **Pression de vapeur saturante** (p_D en bars; voir tableau 42, p. 174) : choisir la valeur correspondant à la température limite de dépassement.
- (4) **Contenance en eau de l'installation** (V_{sys} en litres) : contenance calculée pour l'ensemble de l'installation (tuyauteries et appareils) ou estimée sur la base de valeurs indicatives (voir figure 67, p. 171).
- (5) **Hauteur statique** (h_{st} en mètres; voir figure 69, p. 173) : distance entre le raccordement du vase d'expansion (X) et le point le plus haut de l'installation.
- (6) **Pression de tarage de la soupape de sécurité** (p_s en bars) : pression (réglée par le fabricant) qui induit l'ouverture de la soupape de sécurité (généralement 3 bars dans les installations résidentielles). Pour les grandes installations non résidentielles, il y a lieu de vérifier si la pression de tarage p_s est plus élevée que la pression réglée p_{reg} ; dans la négative, la soupape de sécurité s'ouvrira. C'est pourquoi, dans la pratique, la valeur p_s est assimilée à la pression statique p_{st} , augmentée d'une valeur de sécurité de 1,3 à 1,4 bar.

CALCUL THÉORIQUE DU VASE D'EXPANSION

- (7) **Volume d'expansion de l'eau** (V_e en litres) : augmentation de volume que subit l'eau lorsqu'elle chauffe. Le volume d'expansion est obtenu en multipliant la contenance de l'installation (V_{sys}) par le coefficient d'expansion e .
- (8) **Volume de réserve d'eau minimum** ($V_{WR,min}$ en litres) : quantité d'eau minimum qui doit demeurer dans le vase d'expansion lorsque l'installation est refroidie. Ce volume est égal à 0,5 % de la contenance totale de l'installation (V_{sys}), avec un minimum de 3 litres.
- (9) **Volume d'eau net minimum** ($V_{n,min}$ en litres) : volume d'eau contenu dans le vase d'expansion lorsque l'installation est à température (pour θ_{max}). Il équivaut à la somme du volume d'expansion V_e et du volume de réserve $V_{WR,min}$.

CHOIX DU VASE D'EXPANSION

- (10) **Volume d'air total réel** (V_{exp} en litres) : le volume d'air réel du vase d'expansion doit être au moins égal au volume d'air minimum calculé, soit : $V_{exp} \geq V_{exp,min}$.
- (11) **Volume de réserve d'eau réel** (V_{WR} en litres) : quantité d'eau qui demeure effectivement dans le vase d'expansion lorsque l'installation est refroidie.

PRESSION RÉGLÉE DANS LE VASE D'EXPANSION

- (12) **Pression statique** (p_{st} en bars) : pression exercée par la colonne d'eau au-dessus du vase d'expansion et correspondant à la hauteur statique h_{st} .
- (13) **Pression réglée** (p_{reg} en bars) : pression à laquelle le vase d'expansion est réglé; elle équivaut à la somme de la pression statique et de la pression de vapeur saturante, augmentée d'une valeur de sécurité de 0,5 bar.

DÉTERMINATION DE LA CAPACITÉ DU COMPRESSEUR

- (14) **Puissance installée** (Φ_{SU} en kW) : puissance de chauffe totale installée; elle est déterminée sur la base du calcul des déperditions calorifiques.
- (15) **Température moyenne de l'eau** (θ_{mean} en °C) : température moyenne de l'eau en régime de chauffe (conditions de conception), définie comme la moyenne arithmétique entre la température de départ et la température de retour.
- (16) **Débit de contraction** (q_c en litres/(h.kW); voir tableau 44, p. 186) : débit d'eau sortant du vase d'expansion lorsque l'eau se refroidit.
- (17) **Capacité du compresseur** (q_{com} en litres/h) : débit d'air comprimé délivré par le compresseur pour compenser le débit de contraction de l'eau.

BIBLIOGRAPHIE

A

...

- A1** Arrêté royal du 23 octobre 1986 modifiant l'arrêté royal du 30 juillet 1976 relatif à l'homologation ou l'enregistrement des normes rendues publiques par l'Institut belge de Normalisation. Bruxelles, Moniteur Belge, 5 novembre 1986.

American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers

- A2** 2009 ASHRAE Handbook. Fundamentals. New York, Knovel, 2009.

B

Bureau de normalisation

- B1** NBN B 62-002 Performances thermiques de bâtiments. Calcul des coefficients de transmission thermique (valeurs U) des composants et éléments de bâtiments. Calcul des coefficients de transfert de chaleur par transmission (valeur H_p) et par ventilation (valeur H_v). Bruxelles, NBN, 2008.
- B2** NBN B 62-003 Calcul des déperditions calorifiques des bâtiments. Bruxelles, NBN, 1986.
- B3** NBN B 62-301 Performance d'isolation thermique des bâtiments. Niveau K d'isolation thermique globale des bâtiments. Bruxelles, NBN, 2008.
- B4** NBN D 30-001 Chauffage central, ventilation et conditionnement d'air. Conditions communes à tous les systèmes. Générateurs de chaleur et brûleurs (avec erratum). Bruxelles, NBN, 1991.
- B5** NBN D 30-007 Chauffage central, ventilation et conditionnement d'air. Conditions communes à tous les systèmes. Robinetterie. Bruxelles, NBN, 1991.
- B6** NBN D 30-041 Chauffage central, ventilation et conditionnement d'air. Condition communes à tous les systèmes. Calorifuge. Bruxelles, NBN, 1992.
- B7** NBN D 50-001 Dispositifs de ventilation dans les bâtiments d'habitation. Bruxelles, NBN, 1991.
- B8** NBN EN 215 Robinets thermostatiques d'équipement du corps de chauffe. Exigences et méthodes d'essai. Bruxelles, NBN, 2004.
- B9** NBN EN 442-2 Radiateurs et convecteurs. Partie 2 : méthodes d'essai et d'évaluation. Bruxelles, NBN, 1996.
- B10** NBN EN 673 Verre dans la construction. Détermination du coefficient de transmission thermique U. Méthode de calcul. Bruxelles, NBN, 2011.
- B11** NBN EN 733 Pompes centrifuges à aspiration axiale PN 10 à support sous corps de pompe. Point de fonctionnement nominal, dimensions principales, système de désignation. Bruxelles, NBN, 1995.
- B12** NBN EN 1057 Cuivre et alliages de cuivre. Tubes ronds sans soudure en cuivre pour l'eau et le gaz dans les applications sanitaires et de chauffage. Bruxelles, NBN, 2010.
- B13** NBN EN 1264-1 Chauffage par le sol. Systèmes et composants. Partie 1 : définitions et symboles. Bruxelles, NBN, 2011.
- B14** NBN EN 1264-2 Systèmes de surfaces chauffantes et rafraîchissantes hydrauliques intégrées. Partie 2 : chauffage par le sol. Méthodes de démonstration pour la détermination de l'émission thermique utilisant des méthodes par le calcul et à l'aide de méthodes d'essai. Bruxelles, NBN, 2009.
- B15** NBN EN 1264-3 Systèmes de surfaces chauffantes et rafraîchissantes hydrauliques intégrées. Partie 3 : dimensionnement. Bruxelles, NBN, 2010.
- B16** NBN EN 1264-4 Systèmes de surfaces chauffantes et rafraîchissantes hydrauliques intégrées. Partie 4 : installation. Bruxelles, NBN, 2010.
- B17** NBN EN 10255 Tubes en acier non allié soudables et filetables. Conditions techniques de livraison. Bruxelles, NBN, 2007.

- B18** NBN EN 10305-1 Tubes de précision en acier. Conditions techniques de livraison. Partie 1 : tubes sans soudure étirés à froid. Bruxelles, NBN, 2010.
- B19** NBN EN 10305-2 Tubes de précision en acier. Conditions techniques de livraison. Partie 2 : tubes soudés étirés à froid. Bruxelles, NBN, 2010.
- B20** NBN EN 12723 Pompes pour liquides. Termes généraux pour les pompes et installations. Définitions, grandeurs, symboles et unités. Bruxelles, NBN, 2000 (remplacée).
- B21** NBN EN 12828 Systèmes de chauffage dans les bâtiments. Conception des systèmes de chauffage à eau. Bruxelles, NBN, 2003.
- B22** NBN EN 12831 Systèmes de chauffage dans les bâtiments. Méthode de calcul des déperditions calorifiques de base (remplace partiellement NBN B 62-003). Bruxelles, NBN, 2003.
- B23** NBN EN 12897 Alimentation en eau. Prescriptions pour réservoirs de stockage d'eau chaude à chauffage indirect sans mise à l'air libre (fermés). Bruxelles, NBN, 2006.
- B24** NBN EN 13349 Cuivre et alliages de cuivre. Tubes en cuivre gainés avec gaine compacte. Bruxelles, NBN, 2003.
- B25** NBN EN 13779 Ventilation dans les bâtiments non résidentiels. Exigences de performances pour les systèmes de ventilation et de climatisation. Bruxelles, NBN, 2007.
- B26** NBN EN 13947 Performances thermiques des façades légères. Calcul du coefficient de transmission thermique. Bruxelles, NBN, 2007 (remplacée).
- B27** NBN EN 15251 Critères pour l'environnement intérieur et évaluation des performances énergétiques des bâtiments couvrant la qualité d'air intérieur, la thermique, l'éclairage et l'acoustique. Bruxelles, NBN, 2007.
- B28** NBN EN 15377-1 Systèmes de chauffage dans les bâtiments. Méthode de calculs économiques appliquée aux systèmes énergétiques dans les bâtiments, avec prise en compte des énergies renouvelables. Bruxelles, NBN, 2008.
- B29** NBN EN 15377-3 Conception des systèmes de chauffage et refroidissement par le sol, le mur et le plafond. Partie 3 : optimisation pour l'usage des sources d'énergie renouvelable. Bruxelles, NBN, 2008.
- B30** NBN EN ISO 2858 Pompes centrifuges à aspiration en bout (pression nominale 16 bar). Désignation, point de fonctionnement nominal et dimensions (ISO 2858:1975). Bruxelles, NBN, 2011.
- B31** NBN EN ISO 6946 Composants et parois de bâtiments. Résistance thermique et coefficient de transmission thermique. Méthode de calcul (ISO 6946:2007). Bruxelles, NBN, 2008.
- B32** NBN EN ISO 7730 Ergonomie des ambiances thermiques. Détermination analytique et interprétation du confort thermique par le calcul des indices PMV et PPD et par des critères de confort thermique local (ISO 7730:2005). Bruxelles, NBN, 2006.
- B33** NBN EN ISO 10077-1 Performance thermique des fenêtres, portes et fermetures. Calcul du coefficient de transmission thermique. Partie 1 : généralités (ISO 10077-1:2006) (+ AC:2009). Bruxelles, NBN, 2006.
- B34** NBN EN ISO 10077-2 Performance thermique des fenêtres, portes et fermetures. Calcul du coefficient de transmission thermique. Partie 2 : méthode numérique pour les encadrements (ISO 10077-2:2012). Bruxelles, NBN, 2012.
- B35** NBN EN ISO 10211 Ponts thermiques dans les bâtiments. Flux thermiques et températures superficielles. Calculs détaillés (ISO 10211:2007). Bruxelles, NBN, 2008.
- B36** NBN EN ISO 10456 Matériaux et produits pour le bâtiment. Propriétés hygrothermiques. Valeurs utiles tabulées et procédures pour la détermination des valeurs thermiques déclarées et utiles (ISO 10456:2007) (+ AC:2009). Bruxelles, NBN, 2008.
- B37** NBN EN ISO 13370 Performance thermique des bâtiments. Transfert de chaleur par le sol. Méthodes de calcul (ISO 13370:2007). Bruxelles, NBN, 2008.
- B38** NBN EN ISO 14683 Ponts thermiques dans les bâtiments. Coefficient linéique de transmission thermique. Méthodes simplifiées et valeurs par défaut (ISO 14683:2007). Bruxelles, NBN, 2008.
- B39** NBN EN ISO 15874-2 Systèmes de canalisations en plastique pour les installations d'eau chaude et froide. Polypropylène (PP). Partie 2 : tubes (ISO 15874-2:2003). Bruxelles, NBN, 2004.
- B40** NBN EN ISO 15875-2 Systèmes de canalisations en plastique pour les installations d'eau chaude et froide. Polyéthylène réticulé (PE-X). Partie 2 : tubes (ISO 15875-2:2003). Bruxelles, NBN, 2004.
- B41** NBN EN ISO 15876-2 Systèmes de canalisations en plastique pour les installations d'eau chaude et froide. Polybutène (PB). Partie 2 : tubes (ISO 15876-2:2003). Bruxelles, NBN, 2004.
- B42** NBN EN ISO 15877-2 Systèmes de canalisations en plastique pour les installations d'eau chaude et froide. Poly(chlorure de vinyle) chloré (PVC-C). Partie 2 : tubes (ISO 15877-2:2009). Bruxelles, NBN, 2009.
- B43** NBN EN ISO 21003-2 Systèmes de canalisations multicouches pour installations d'eau chaude et froide à l'intérieur des bâtiments. Partie 2 : tubes (ISO 21003-2:2008). Bruxelles, NBN, 2008.

- B44** prNBN D 20-001 Installations de préparation, accumulation et distribution d'eau chaude sanitaire. Bruxelles, NBN, 1984.
- B45** prNBN D 30-010 Chauffage central, ventilation et conditionnement d'air. Conditions communes à tous les systèmes. Corps de chauffe et de refroidissement. Bruxelles, NBN, 1990.

C

Centre scientifique et technique de la construction

- C1** La chaudière à condensation. Bruxelles, CSTC, Note d'information technique, n° 235, 2008.
- C2** Dimensionnement des installations de chauffage central à eau chaude. Bruxelles, CSTC, Rapport CSTC, n° 1, 1992.
- C3** Emission de chaleur et dimensionnement des installations de chauffage par le sol. Bruxelles, CSTC, Note d'information technique, n° 170, 1987.
- C4** Méthode de calcul simplifiée d'un système de chauffage par le sol. Bruxelles, CSTC, Note d'information technique, n° 181, 1990.
- C5** Systèmes de tuyauteries en matériau synthétique pour la distribution d'eau chaude et froide sous pression dans les bâtiments. Bruxelles, CSTC, Note d'information technique, n° 207, 1998.

Commission européenne

- C6** Règlement (CE) n° 640/2009 de la Commission du 22 juillet 2009 portant application de la directive 2005/32/CE du Parlement européen et du Conseil concernant les exigences relatives à l'écoconception des moteurs électriques. Bruxelles, Journal officiel de l'Union européenne, 23 juillet 2009.
- C7** Règlement (CE) n° 641/2009 de la Commission du 22 juillet 2009 portant application de la directive 2005/32/CE du Parlement européen et du Conseil concernant les exigences d'écoconception applicables aux circulateurs sans presse-étoupe indépendants et aux circulateurs sans presse-étoupe intégrés dans des produits. Bruxelles, Journal officiel de l'Union européenne, 23 juillet 2009.

D

De Cuyper K.

- D1** Qualité de l'eau de remplissage des installations de chauffage central. Bruxelles, CSTC, Les Dossiers du CSTC, n° 2012/2, Cahier n° 13, 2012.

Deutsches Institut für Normung

- D2** DIN 4708-1 Zentrale Wassererwärmungsanlagen. Begriffe und Berechnungsgrundlagen. Berlin, Beuth Verlag, 1994.
- D3** DIN 4708-2 Zentrale Wassererwärmungsanlagen. Regeln zur Ermittlung des Wärmebedarfs zur Erwärmung von Trinkwasser in Wohngebäuden. Berlin, Beuth Verlag, 1994.
- D4** DIN 4708-3 Zentrale Wassererwärmungsanlagen; Regeln zur Leistungsprüfung von Wassererwärmern für Wohngebäude. Berlin, Beuth Verlag, 1994.

M

Ministère de la Communauté flamande

- M1** Arrêté du Gouvernement flamand du 11 mars 2005 établissant des exigences en matière de performance énergétique et de climat intérieur des bâtiments. Bruxelles, Moniteur Belge, 17 juin 2005
- M2** Arrêté du Gouvernement flamand du 8 décembre 2006 relatif à l'entretien et au contrôle d'appareils de chauffage pour le chauffage de bâtiments ou pour la production d'eau chaude utilitaire. Bruxelles, Moniteur Belge, 27 avril 2007.

Ministère de la Région de Bruxelles-Capitale

- M3** Arrêté du Gouvernement de la Région de Bruxelles-Capitale du 21 décembre 2007 déterminant des exigences en matière de performance énergétique et de climat intérieur des bâtiments. Bruxelles, Moniteur Belge, 5 février 2008.
- M4** Arrêté du Gouvernement de la Région de Bruxelles-Capitale du 3 juin 2010 relatif aux exigences PEB applicables aux systèmes de chauffage pour le bâtiment lors de leur installation et pendant leur exploitation. Bruxelles, Moniteur Belge, 9 juillet 2010.

Ministère de la Région wallonne

- M5** Arrêté du Gouvernement wallon du 17 avril 2008 déterminant la méthode de calcul et les exigences, les agréments et les sanctions applicables en matière de performance énergétique et de climat intérieur des bâtiments. Bruxelles, Moniteur Belge, 30 juillet 2008.
- M6** Arrêté du Gouvernement wallon du 29 janvier 2009 tendant à prévenir la pollution atmosphérique provoquée par les installations de chauffage central destinées au chauffage de bâtiments ou à la production d'eau chaude sanitaire et à réduire leur consommation énergétique. Bruxelles, Moniteur Belge, 19 mai 2009.

P

Parlement européen

- P1** Directive 2002/91/CE du Parlement européen et du Conseil du 16 décembre 2002 sur la performance énergétique des bâtiments. Bruxelles, Journal officiel des Communautés européennes, 4 janvier 2003.
- P2** Directive 2005/32/CE du Parlement européen et du Conseil du 6 juillet 2005 établissant un cadre pour la fixation d'exigences en matière d'écoconception applicables aux produits consommateurs d'énergie et modifiant la directive 92/42/CEE du Conseil et les directives 96/57/CE et 2000/55/CE du Parlement européen et du Conseil. Bruxelles, Journal officiel de l'Union européenne, 22 juillet 2005.
- P3** Directive 2009/28/CE du Parlement européen et du Conseil du 23 avril 2009 relative à la promotion de l'utilisation de l'énergie produite à partir de sources renouvelables et modifiant puis abrogeant les directives 2001/77/CE et 2003/30/CE. Bruxelles, Journal officiel de l'Union européenne, 5 juin 2009.
- P4** Directive 2009/125/CE du Parlement européen et du Conseil du 21 octobre 2009 établissant un cadre pour la fixation d'exigences en matière d'écoconception applicables aux produits liés à l'énergie (refonte). Bruxelles, Journal officiel de l'Union européenne, 31 octobre 2009.
- P5** Directive 2010/30/UE du Parlement européen et du Conseil du 19 mai 2010 concernant l'indication, par voie d'étiquetage et d'informations uniformes relatives aux produits, de la consommation en énergie et en autres ressources des produits liés à l'énergie (refonte). Bruxelles, Journal officiel de l'Union européenne, 18 juin 2010.
- P6** Directive 2010/31/UE du Parlement européen et du Conseil du 19 mai 2010 sur la performance énergétique des bâtiments (refonte). Bruxelles, Journal officiel de l'Union européenne, 18 juin 2010.

R

Recknagel H., Sprenger E. en Schramek E.-R.

- R1** Le Recknagel. Manuel pratique du génie climatique. Paris, Dunod, 2007.

Régie des Bâtiments

- R2** Méthode de calcul pour vases d'expansion dans des installations de chauffage et de refroidissement central. Bruxelles, Régie des Bâtiments, Service des Applications physiques et des Contrôles, Note explicative, n° 17, 1991.



Editeur responsable : Jan Venstermans
CSTC, rue du Lombard 42
1000 BRUXELLES

Recherche • Développe • Informe

Principalement financé par les redevances de quelque 85.000 entreprises belges représentant la quasi-majorité des métiers de la construction, le CSTC incarne depuis plus de 50 ans le centre de référence en matière scientifique et technique, contribuant directement à l'amélioration de la qualité et de la productivité.

Recherche et innovation

L'introduction de techniques innovantes est vitale pour la survie d'une industrie. Orientées par les professionnels de la construction, entrepreneurs ou experts siégeant au sein des Comités techniques, les activités de recherche sont menées en parfaite symbiose avec les besoins quotidiens du secteur.

Avec l'aide de diverses instances officielles, le CSTC soutient l'innovation au sein des entreprises, en les conseillant dans des domaines en adéquation avec les enjeux actuels.

Développement, normalisation, certification et agréation

A la demande des acteurs publics ou privés, le CSTC réalise divers développements sous contrat. Collaborant activement aux travaux des instituts de normalisation, tant sur le plan national (NBN) qu'europpéen (CEN) ou international (ISO), ainsi qu'à ceux d'instances telles que l'Union belge pour l'agrément technique dans la construction (UBAtc), le Centre est idéalement placé pour identifier les besoins futurs des divers corps de métier et les y préparer au mieux.

Diffusion du savoir et soutien aux entreprises

Pour mettre le fruit de ses travaux au service de toutes les entreprises du secteur, le CSTC utilise largement l'outil électronique. Son site Internet adapté à la diversité des besoins des professionnels contient les ouvrages publiés par le Centre ainsi que plus de 1.000 normes relatives au secteur.

La formation et l'assistance technique personnalisée contribuent au devoir d'information. Aux côtés de quelque 650 sessions de cours et conférences thématiques impliquant les ingénieurs du CSTC, plus de 26.000 avis sont émis chaque année par la division Avis techniques.

SIÈGE SOCIAL

Rue du Lombard 42, B-1000 Bruxelles
tél. 02/502 66 90
fax 02/502 81 80
e-mail : info@bbri.be
site Internet : www.cstc.be

BUREAUX

Lozenberg 7, B-1932 Sint-Stevens-Woluwe
tél. 02/716 42 11
fax 02/725 32 12

- avis techniques – publications
- gestion – qualité – techniques de l'information
- développement – valorisation
- agréments techniques – normalisation

STATION EXPÉRIMENTALE

Avenue Pierre Holoffe 21, B-1342 Limelette
tél. 02/655 77 11
fax 02/653 07 29

- recherche et innovation
- formation
- bibliothèque

CENTRE DE DÉMONSTRATION ET D'INFORMATION

Marktplein 7 bus 1, B-3550 Heusden-Zolder
tél. 011/22 50 65
fax 02/725 32 12

- centre de compétence TIC pour les professionnels de la construction (ViBo)
- centre d'information et de documentation numérique pour le secteur de la construction et du béton (Betonica)

BRUSSELS MEETING CENTRE

Boulevard Poincaré 79, B-1060 Bruxelles
tél. 02/529 81 00
fax 02/529 81 10