Brunner | Kriegers | Prochaska | Tillenkamp

Froid de confort – aujourd'hui

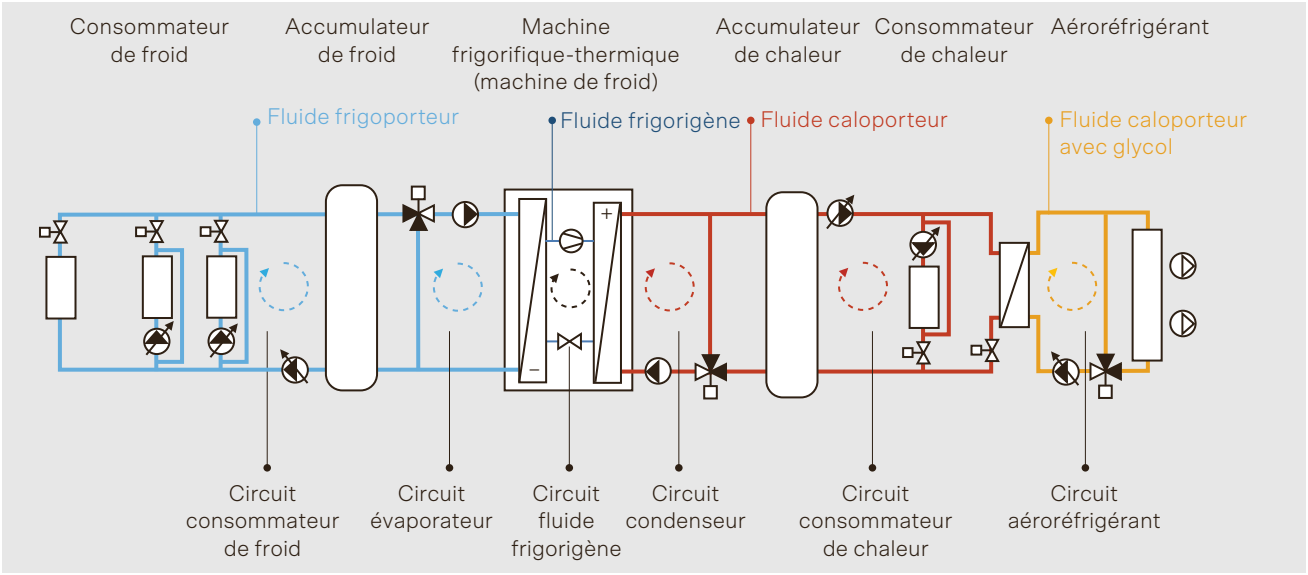
Solutions intelligentes pour un climat intérieur agréable

faktor Architektur Technik Energie

SWKI

suisseénergie

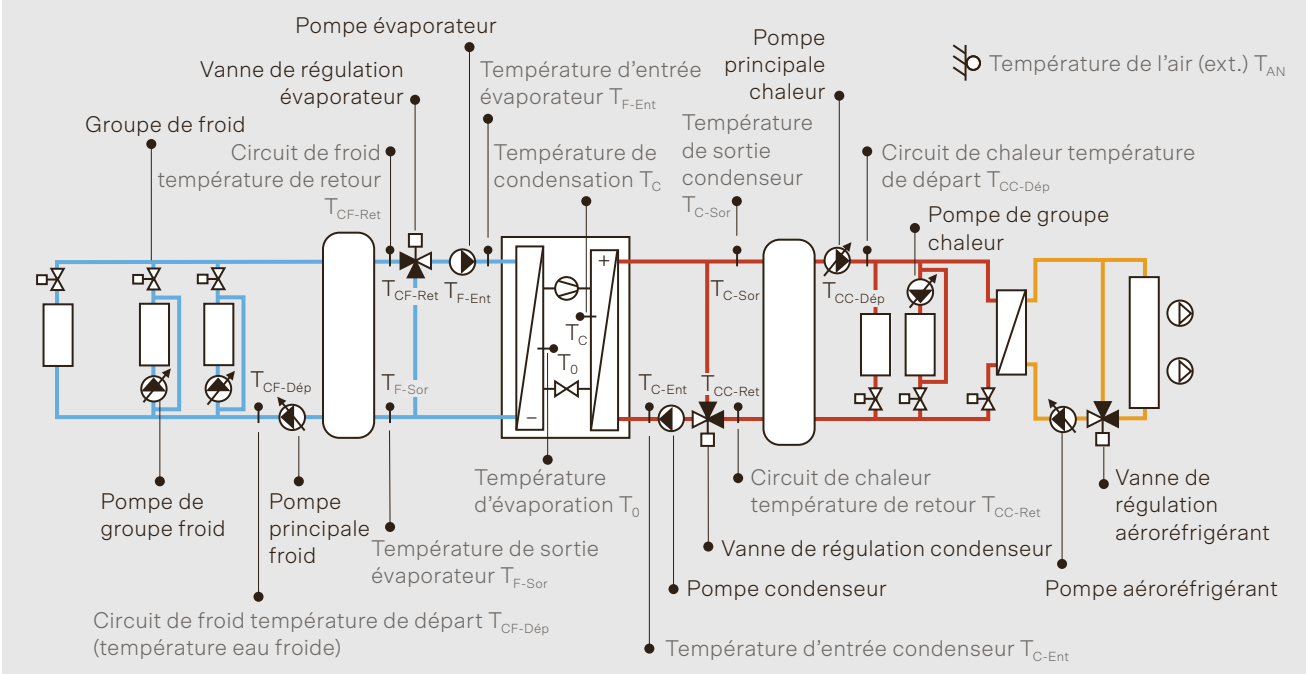
Fluides et circuits



Couleur des conduites

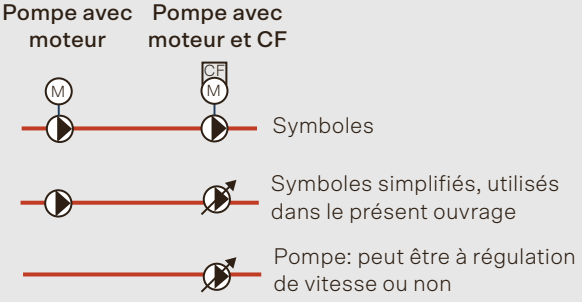
- Fluide frigoporteur
- Fluide frigorigène
- Fluide caloporteur
- Fluide caloporteur avec glycol
- Eau chaude sanitaire
- Électrique (signal, commande)

Composants et sondes de température



Symboles des pompes, compresseurs et ventilateurs

Les pompes, compresseurs et ventilateurs sont constitués d'une partie mécanique (vis, piston, pales de rotor) et d'une partie électrique (moteur électrique). Dans le présent ouvrage «Froid de confort – aujourd'hui», pour des raisons didactiques et de simplification, les deux parties sont généralement représentées comme un seul élément.



Contenu

1. Voyage dans le temps à travers la climatisation 7

2. Aperçu du système global 11
2.1 La pensée systémique pour les systèmes de climatisation 11
2.2 Les quatre systèmes 12
2.3 Vue d'ensemble du système 13
2.4 Principe de transfert de l'énergie 15
2.5 Considérations conceptuelles 15
2.6 Tendances en matière de froid de confort 20

3. Bases 25
3.1 Processus du froid 25
3.2 Le diagramme log p,h 28
3.3 Le cycle de Carnot comme comparaison idéale 30
3.4 Utiliser le changement d'état 31
3.5 Flux d'énergie dans la machine frigorifique 32
3.6 Sélection des fluides frigorigènes appropriés 36
3.7 Évaluation du TEWI 39
3.8 Fluides frigorigènes dans la climatisation 39

4. Le processus de planification 45
4.1 Exigences générales 45
4.2 Facteurs d'influence 45
4.3 Installation et accessibilité 48
4.4 Installations au propane et à l'isobutane 53
4.5 Normes et exigences 60
4.6 Procédure lors de la planification 62
4.7 Pierres d'achoppement fréquentes lors de la planification 67
4.8 Exigences posées aux fournisseurs 68
4.9 Que faut-il observer lors de la mise en service et de la réception? 70
4.10 Maintenance et entretien de l'installation de climatisation 72

5. Types de construction et composants 77
5.1 Le circuit frigorifique et ses composants 77
5.2 Les types de compresseurs et leur fonction 77
5.3 Comportement du compresseur 80
5.4 Types de construction des compresseurs 85
5.5 Compression à deux étages 89
5.6 Généralités sur les échangeurs de chaleur 91
5.7 Évaporateur 95
5.8 Condenseur 98
5.9 Détendeur 100
5.10 Autres composants 101
5.11 Conception du système en fonction du type d'évaporateur 104

6. Absorption de chaleur 109
6.1 Considérations conceptuelles 109
6.2 Systèmes d'absorption de chaleur 111
6.3 Aperçu des systèmes de refroidissement 117
6.4 Refroidissement et déshumidification de l'air fourni dans l'appareil de ventilation 118
6.5 Intégration hydraulique 121
6.6 Systèmes de refroidissement alternatifs 123

7. Dégagement de chaleur 127
7.1 Considérations conceptuelles 127
7.2 Exploitation directe de la chaleur 135
7.3 Accumulateur thermique à court terme (jour-nuit) 139
7.4 Stockage saisonnier de la chaleur 140
7.5 Évacuation directe de la chaleur 141
7.6 Post-refroidissement: évacuation indirecte de la chaleur 142

8. Systèmes hydrauliques 151
8.1 Généralités 151
8.2 Éléments du système hydraulique 153
8.3 Intégration de la machine frigorifique 155
8.4 Intégration des consommateurs de froid 160
8.5 Absorption de chaleur 163
8.6 Accumulateur dglacée 167
8.7 Intégration du post-refroidissement 171
8.8 Free-cooling actif avec de l'eau froide 173
8.9 Dégagement de chaleur 176
8.10 Exploitation du froid et de la chaleur en tant que système global 177
8.11 Système de distribution 180

9. Commande et régulation 187
9.1 Généralités 187
9.2 Approches de la définition des interfaces 188
9.3 Régulation de la puissance de la machine frigorifique 190
9.4 Régulation du côté évaporateur 191
9.5 Régulation du circuit de consommation de froid 194
9.6 Régulation du côté du condenseur 197
9.7 Mise en marche et arrêt de la machine frigorifique 199
9.8 Sécurité des machines frigorifiques 201
9.9 Vannes de régulation et sondes 204
9.10 Exemples de combinaison de régulations 206
9.11 Monitoring de l'exploitation 207

10. Efficacité énergétique et comportement à charge partielle 209
10.1 Comprendre l'efficience du système 209
10.2 Bilan énergétique d'un système de climatisation 210
10.3 Évaluation énergétique des installations de climatisation 211
10.4 Fonctionnement efficient des installations de climatisation 215
10.5 Exigences relatives à l'efficacité du générateur de froid 217
10.6 Gestion de l'accumulateur 223
10.7 Utilisation combinée de la chaleur et du froid 223
10.8 Efficacité énergétique de différents évaporateurs 225
10.9 Efficacité énergétique des climatiseurs individuels < 12 kW 227

11. Systèmes à évaporation directe et à condensation directe 229
11.1 Fonctionnement des systèmes DX/DV 229
11.2 Systèmes split 230
11.3 Systèmes multi-split 230
11.4 Systèmes VRF/VRV 231
11.5 Systèmes HVRF 232
11.6 Climatiseurs muraux 232
11.7 Climatiseurs mobiles 233
11.8 Installation d'un unité extérieure 234
11.9 Emplacement de l'unité intérieure 235
11.10 Une utilisation correcte est déterminante 235

Annexe
A Auteurs 237
B Documentation 238
C Exigences de sécurité 240
D Fluides frigorigènes – Substitution et contrôle d'étanchéité 241
E Sous-refroidissement 243
F Isolation des conduites frigorifiques et des accumulateurs 246
G Dimensionnement de l'accumulateur de froid 249
H Modèle de calcul de rentabilité 253
I Interface relative à la gestion technique du bâtiment 258
J Système global 259
K Dimensionnement et caractéristiques des pompes 267
L Turbocompresseur 269
M Index des mots-clés 272

Cette publication a été financée par l'Office fédéral de l'énergie OFEN/SuisseEnergie et avec la contribution des entreprises engagées suivantes.

BKW ENGINEERING

AWIAG INGENIEURBÜRO ENERGIE- & GEBÄUDETECHNIK

b+p ENGINEERING Le froid maitrisé

beagengineering

BELIMO

Burkhalter Group

CTA climat froid chaud

ENIP SA Climatisation, Réfrigération et Pompes à chaleur

FRIOTHERM

HeiVi GEBÄUDETECHNIK

JAEGGI

kapag

Klima Kälte Kopp

KRÜGER

LEPLAN Kälteplanung

LOGUS

meier tobler

MEIERHANS + PARTNER

Paul von Arx AG

ZAir

SIEMENS

SSP KÄLTEPLANER

TCA THERMOCLIMA

TRANE

VADEA

WALDHAUSER + HERMANN ENERGIE HAUSTECHNIK INGENIEURE

Wettstein Technique du froid

WOLF

XTEGRASOL MIETKÄLTE

Impressum

Froid de confort – aujourd'hui
Solutions intelligentes pour un climat intérieur agréable

Éditeur: SWKI, Urtenen-Schönbühl

Auteurs: Arnold Brunner, Michael Kriegers, Vladimir Prochaska et Frank Tillenkamp (Répertoire des auteurs, Annexe A)

Les experts Robert Dumortier et Beat Schmutz ont apporté leur expertise et contribué ainsi au succès de la version actualisée 2025.

Les auteurs sont responsables du contenu de cet ouvrage.

Direction du projet: Thomas Lang et Christian Werner, zweiweg gmbh, Zurich

Lectorat Version 2021: Marko Premerl, b+p engineering Sàrl, Roche

Mise en page: Christine Sidler, Noemi Bösch, Faktor Journalisten AG, Zurich

Les extraits de la norme SIA 384/4 (2025) sont soumis au droit d'auteur Copyright © 2025 by SIA Zurich.

Photo de couverture: 123rf.com

3e version actualisée, janviér 2026

Froid de confort moderne – paré pour l'avenir énergétique

Les bonnes solutions de techniques du bâtiment sont mises en réseau et prennent toujours en compte l'ensemble du système, qu'il s'agisse de bâtiments, de complexes de bâtiments ou de zones entières. Nous considérons donc le froid de confort d'aujourd'hui comme une machine frigorifique-thermique exploitant judicieusement la précieuse chaleur produite lors du refroidissement. Toutefois, ces solutions ne fonctionnent que si elles sont robustes et peuvent être utilisées facilement et correctement dans la vie quotidienne.

Quelle est l'utilité de cet ouvrage?

Il existe plusieurs ouvrages spécialisés sur le thème du froid. Il manque cependant un manuel abordant le froid de confort en tant que système complet – du local «refroidi» au consommateur de chaleur en passant par la machine frigorifique. Nous considérons cette vue d'ensemble comme une occasion unique pour les systèmes de climatisation de coupler intelligemment, à l'avenir, refroidissement et chauffage. Il est ainsi possible de réduire de manière significative la consommation énergétique globale d'un bâtiment, d'un lotissement ou d'un site.
La construction de systèmes de froid de confort à la fois plus robustes et plus faciles à utiliser est au cœur de nos préoccupations. Dans la pratique, nous observons que, bien que techniquement prometteuses, des solutions complexes sont planifiées et mises en œuvre. Ce qui semble efficace sur le papier ne fait souvent pas ses preuves au quotidien car le système ne peut pas être exploité correctement.

À qui est destiné cet ouvrage?

Notre ouvrage spécialisé se concentre sur les installations de climatisation d'une puissance frigorifique de 20 à 300 kW. Il s'adresse aux planificateurs de bureaux d'études s'occupant de chauffage, de ventilation et de technique du bâtiment. Nous nous adressons également aux spécialistes de bureaux techniques des entreprises d'installation de chauffage et de ventilation.

Quelles sont les connaissances préalables requises?

Afin d'en tirer le meilleur parti, les lecteurs doivent posséder des connaissances de base en technique du bâtiment correspondant à un bon diplôme de formation, notamment sur la tuyauterie, l'hydraulique et les pompes. En outre, il faudrait avoir de solides bases de la théorie de la thermodynamique.
Nous supposons également des connaissances de base des normes les plus importantes. Cela inclut la norme SIA 384/4 Installations de refroidissement dans les bâtiments – Bases et exigences (2025).

Vision de la machine frigorifique-thermique

Qu'il s'agisse de la machine frigorifique ou de la pompe à chaleur, les systèmes fusionneront à l'avenir de plus en plus entre eux. L'accent sera mis d'une part sur la chaleur et sur le refroidissement de l'autre – et très souvent sur les deux ensemble. Cet ouvrage spécialisé suit notre vision de ce que nous appelons la machine frigorifique-thermique. Cela permet d'utiliser de manière judicieuse et efficace la chaleur engendrée lors du refroidissement au lieu de la laisser s'échapper inutilement. Nous n'oublions pas qu'il existe de nombreuses applications – notamment dans les centres-villes – avec un excédent de chaleur ne pouvant être exploité. Pour ces situations, nous montrons comment évacuer la chaleur de façon efficiente.

La chaleur est précieuse

Aujourd'hui encore, les planificateurs et les concepteurs qualifient la chaleur extraite des pièces de «chaleur perdue». Nous combattons résolument cette attitude quelque peu irrespectueuse à l'égard de l'énergie thermique avec la machine frigorifique-thermique. En effet, la chaleur issue du processus de refroidissement a une valeur exploitable. C'est pourquoi, dans le présent ouvrage, nous parlerons systématiquement de «chaleur».

Ce que ces 11 chapitres vous apprendront

Cet ouvrage spécialisé commence par un bref voyage dans le temps à travers l'histoire de la climatisation et permet de mieux comprendre les sujets et les défis actuels. Le chapitre 2 aborde le système global de la climatisation et l'importance centrale de la pensée systémique pour des solutions intelligentes. Le chapitre Bases traite de certains phénomènes physiques importants impliqués dans le froid de confort. Vous y apprendrez, par exemple, l'importance du diagramme log p,h pour tout spécialiste de la climatisation. Le chapitre Planification montre les aspects particulièrement importants à prendre en compte lors de la planification d'un système de climatisation. Ensuite, le chapitre consacré à la Production traite du fonctionnement du cœur du système de climatisation, la machine frigorifique. Les chapitres 6 et 7 sont consacrés à la chaleur: comment la chaleur est-elle absorbée dans les pièces, et comment est-elle libérée ou évacuée? Le chapitre Hydraulique décrit comment les composants du système sont connectés les uns aux autres.

Nous expliquons ensuite au chapitre 9 la relation entre le contrôle et la régulation du système de climatisation et, au chapitre 10, nous abordons le thème de l'efficacité énergétique et du comportement à charge partielle. Le thème de la climatisation est complété par un bref aperçu des systèmes à évaporation directe et à condensation directe.

Travail d'équipe

Dans cet ouvrage spécialisé, nous avons appliqué notre vision des machines frigorifiques-thermiques en réseau en tant que système global en exploitation. Ainsi, nous avons élaboré le contenu en tant qu'équipe interdisciplinaire d'auteurs – spécialistes des machines, planificateurs, professeurs d'université. Ici aussi, l'ensemble du travail de collaboration est plus que la somme de ses parties individuelles.

Remerciements

Froid de confort – aujourd'hui est le résultat d'une collaboration fructueuse entre différentes personnes et organisations. Nous tenons à remercier la SICC pour le parrainage du projet et SuisseEnergie pour son soutien financier.

Les 29 sponsors du secteur privé ont également apporté une contribution financière importante, ce qui a contribué de façon essentielle à la réalisation de ce projet.

Nous remercions les experts Robert Dumortier et Beat Schmutz pour leur regard critique et précieux sur l'ouvrage. Nous remercions chaleureusement la SIA de nous avoir autorisés à utiliser des extraits de la norme SIA 384/4 Installations de refroidissement dans les bâtiments – Bases et exigences (2025). Nous tenons également à remercier les auteurs du guide sur les fluides frigorigènes, Robert Dumortier et Thomas Lang, de nous avoir permis de reprendre des passages entiers de leur ouvrage.

Pour le travail d'édition pertinent, nous adressons un grand merci à Faktor Verlag et en particulier à Christine Sidler et à Noemi Bösch.

Enfin, nous tenons à remercier Thomas Lang et Christian Werner de l'agence zweiweg pour la gestion du projet.

Arnold Brunner
Michael Kriegers
Vladimir Prochaska
Frank Tillenkamp

Chapitre 1

Voyage dans le temps à travers la climatisation

Différents pionniers ont façonné les débuts de la technologie moderne de la climatisation. Au milieu du 19e siècle par exemple, le médecin John Gorrie cherchait des méthodes pour refroidir les chambres de malades. À cette fin, il construisit le prototype d'une machine à air froid fonctionnelle – mais sans succès commercial. Une autre figure influente de l'industrie du froid fut l'industriel Carl von Linde, qui fournit des brasseries dans toute l'Europe avec ses machines frigorifiques à partir de 1880.

En 1902, le jeune ingénieur Willis H. Carrier mit au point, pour une imprimerie, une machine destinée à éliminer l'humidité de l'air. En effet, l'humidité élevée posait des problèmes majeurs aux entreprises industrielles et artisanales dans la chaleur étouffante de New York. Carrier déshumidifia l'air à l'aide d'un ventilateur, d'un chauffage transformé et d'eau froide – il découvrit que l'air était refroidi dans le processus. Son invention fut baptisée «Air Conditioner» (A/C), et la climatisation «moderne» était née.

Depuis ses débuts, la technologie de la climatisation a constamment évolué. De nouveaux fluides frigorigènes sont recherchés en permanence – pour une meilleure sécurité, contre la détérioration de la couche d'ozone et contre le réchauffement de la planète. Le développement des compresseurs et des systèmes de commande a également beaucoup évolué, qu'il s'agisse des dimensions des machines ou de la commande des machines frigorifiques et des pompes en fonction de la demande à l'aide de convertisseurs de fréquence.

Dans le même temps, «l'image de la profession» du technicien en climatisation évolue. Alors qu'à l'origine, la climatisation est clairement du ressort du spécialiste de la ventilation, les sujets du climat intérieur et du refroidissement fusionnent et sont davantage confiés aux spécialistes du chauffage et de la climatisation.

Enfin, le secteur de la climatisation continue de lutter – à tort – contre une mauvaise image. Cela s'explique notamment par les bâtiments entièrement climatisés qui ont vu le jour en Suisse dans les années 1970 et 1980. Ils étaient refroidis à l'air froid et présentaient souvent de graves lacunes – courants d'air, mauvaise qualité de l'air, consommation d'énergie excessive. Entre-temps, les systèmes ont fondamentalement changé et ces lacunes ont disparu. Aujourd'hui, les systèmes modernes de climatisation permettent d'obtenir un climat intérieur agréable avec peu d'énergie et devraient prendre de l'importance à l'avenir, notamment pendant les mois d'été, toujours plus chauds.

La double page suivante montre certaines des pierres angulaires du développement de la climatisation et que la prochaine innovation en matière de technologie de froid ne manquera pas d'arriver.

	1800	1930	1970	1980	
Phase	Faisabilité technique: des pionniers tels que Willis H. Carrier ou Carl von Linde construisent les premières installations frigorifiques	Sécurité des fluides frigorigènes (inflammabilité, toxicité)	Technologie		
Événement	**À partir de 1876**, les premières brasseries refroidissent avec des machines frigorifiques et non plus dans des caves à glace **USA:** L'humidité élevée dans les États du Sud rend la région difficile à coloniser. Des solutions sont recherchées pour déshumidifier l'air.	**Années 1930:** Le triomphe du réfrigérateur ouvre également la voie à la climatisation. **Années 1960:** Avec la généralisation de la climatisation, le terme «cool» est devenu un terme positif.	Des bâtiments entièrement climatisés apparaissent. **1972:** Le Club de Rome publie le rapport «Les limites de la croissance». **1973:** Première crise du prix du pétrole **1979:** Deuxième crise pétrolière	Les bâtiments entièrement climatisés ont une image négative du moins en Suisse car ils présentent souvent des défauts (courants d'air, mauvaise qualité de l'air, consommation d'énergie élevée). **1984:** Les plafonds rafraîchissants se généralisent progressivement (1er séminaire SICC sur ce sujet).	
Thème	**Réduire l'humidité de l'air**		**Climatisation (air conditionné)**		
Méthode		**Refroidissement par soufflage d'air froid dans la pièce (mode recirculation)** > L'énergie est évacuée par l'air > Renouvellement d'air: 7 fois; température de l'air 14 °C > Problèmes: air froid, inconfort			
Direction		**Planificateur de la ventilation, installateur de la ventilation** > Thème: Refroidissement par air via un système de canaux			
Fluide frigorigène	Fluides frigorigènes naturels		CFC		HCFC, HC
	Ammoniac, SO_2, CO_2	Ammoniac	R11, R12	Ammoniac	R22, R124, A
Machines frigorifiques	Type Puissance frigorifique Poids COP_{Froid}	**Machines frigorifiques à compression** 100 kW 10 500 kg env. 1,5	**Machine frigorifique turbo** 350 kW 1500 kg env. 3,0		
Lois, protocoles				**1985:** Convention de Vienne pour la protection de la couche d'ozone **1987:** Protocole de Montréal (interdiction des CFC) **1986:** Premières lois cantonales sur l'énergie **1987:** Interdiction des CFC	

	2000	2010	2020	2030	Remarque
	Réchauffement de la planète et efficacité énergétique		Réchauffement climatique, canicule et protection de la santé		
	Réchauffement climatique: certains réfrigérants synthétiques ont un potentiel de gaz à effet de serre (PRG) très élevé.	L'efficacité énergétique, l'utilisation de la chaleur et l'économie globale sont davantage mises en avant.	L'augmentation du nombre de journées caniculaires met davantage l'accent sur la question des systèmes de climatisation efficaces et bien conçus. De plus, le chauffage et le refroidissement fusionnent de plus en plus grâce à l'utilisation de machines modernes de refroidissement et de chauffage.		
	Climatisation ambiante et contrôle de la température des composants				Comme le terme «climatisation» a aujourd'hui une connotation plutôt négative, on parle désormais de «climatisation ambiante».
	Refroidissement par eau dans le plafond et refroidissem. doux de l'air soufflé > L'énergie est évacuée par le système d'eau > Renouvellement d'air 2 fois, temp. de l'air soufflé non inférieure à 18 °C > Avantage: confort				Aujourd'hui, l'énergie est généralement transportée par un système d'eau plutôt que par la ventilation.
	Planificateur de la technique du bâtiment Chauffage > Thème: refroidir avec de l'eau via un système de conduites **Planificateur de la technique du bâtiment Ventilation** > Thème: La ventilation n'a «que» des buts hygiéniques				Les questions relatives au climat intérieur et à la réfrigération passent de plus en plus de la ventilation aux professionnels du chauffage et de la réfrigération.
	CFO / HFC / HFO / Fluides frigorigènes naturels R142b / R134a, R404A, R410A / R1234ze, R1234yf mmoniac / Ammoniac / Ammoniac, CO_2, Propane				Les fluides frigorigènes synthétiques ont toujours été développés avec de bonnes intentions. Cependant, de nombreux effets secondaires «non désirés» sont apparus par la suite. Seuls les fluides frigorigènes naturels comme l'ammoniac ont fait leurs preuves au fil des ans – malgré leur toxicité et leur caractère explosif.
	Turbo compresseur avec régulation de la vitesse de rotation 300 kW 120 kg jusqu'à 14				Les machines frigorifiques deviennent plus petites, plus puissantes et plus efficientes.
	2003: Directive SICC sur le post-refroidissement **2004:** Obligation d'obtenir un permis pour les installations de réfrigération **2005:** entrée en vigueur de l'ORRChim	**2016:** SN EN 378 de «Systèmes frigorifiques et pompes à chaleur – Exigences de sécurité et d'environnement» **2017:** Publication de l'OFEV «Aide à l'exécution Installations contenant des fluides frigorigènes». **2025**: Publication de la norme SIA 384/4 «Installations de refroidissement dans les bâtiments – Bases et exigences».			De plus en plus de lois et d'ordonnances régissent le secteur de la climatisation et de la réfrigération et doivent être prises en compte par le planificateur.

Aperçu 2

Définitions et abréviations

Les domaines du chauffage et de la climatisation ont des racines historiquement différentes, ce qui se reflète également dans les symboles utilisés. Dans cet ouvrage spécialisé, nous avons convenu des symboles suivants.

Symboles de formule sélectionnés		
T	°C	Température
ΔT	K (°C)	Différence de température
T_0	°C	Température d'évaporation
T_C	°C	Température de condensation
h	kJ/kg	Enthalpie spécifique (contenu d'énergie)
w	kJ/kg	Travail spécifique
q	kJ/kg	Quantité de chaleur spécifique
p	bar	Pression
Q	kJ	Chaleur
$\dot{Q}$	kW	Puissance thermique, débit de chaleur ($\dot{Q} = \Phi$)
$\dot{Q}_{Froid}$	kW	Puissance de rafraichissement, de refroidissement et d'évaporation ($\dot{Q}_{Froid} = \dot{Q}_0$)
$\dot{Q}_{Chaleur}$	kW	Puissance thermique, puissance condenseur ($\dot{Q}_{Chaleur} = \dot{Q}_C$)
$P_{él}$	kW	Puissance électrique
ε	–	Coefficient de performance
COP_{Froid}	–	Coefficient de performance machine frigorifique (COP_{Froid} = EER)
$COP_{Chaleur}$	–	Coefficient de performance pompe à chaleur ($COP_{Chaleur} = COP_{PAC}$)
R		Régulateur (sur les schémas)

Abréviations fréquentes	
MF	Machine frigorifique
PAC	Pompe à chaleur
MFT	Machine frigorifique-thermique
GTB	Gestion technique du bâtiment
COP	Coefficient de performance
EER	Ratio d'efficacité énergétique
SEER	Ratio d'efficacité énergétique saisonnier
ESEER	Ratio d'efficacité énergétique saisonnier européen
ETV	Facteur de gain électrothermique
CF	Convertisseur de fréquence
ORRChim	Ordonnance sur la réduction des risques liés aux produits chimiques
PRG	Potentiel de réchauffement climatique

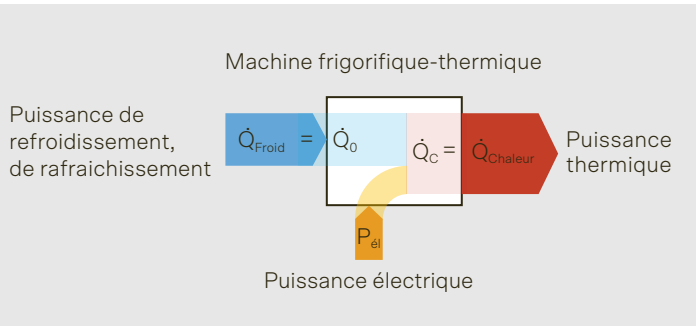
Simplification du calcul du COP et de l'EER

L'ouvrage spécialisé «Froid de confort – aujourd'hui» se veut pratique. Pour cette raison, la définition du COP s'écarte légèrement de la norme. Dans la norme, une part de la puissance des pompes de circulation du condenseur et de l'évaporateur est incluse dans le calcul du COP. En outre, la consommation électrique pour la commande est également comprise. Étant donné que ces trois valeurs ne sont souvent pas disponibles dans la pratique, elles ne sont pas prises en compte dans le présent ouvrage. Le COP calculé de cette manière est de 5 à 10 % supérieur au COP selon la norme (SN-EN 14511). Il en va de même pour la détermination de l'EER.

Le COP_{Froid} et le $COP_{Chaleur}$

$$COP_{Froid} = \frac{\dot{Q}_{Froid}}{P_{él}}$$

$$COP_{Chaleur} = \frac{\dot{Q}_{Chaleur}}{P_{él}}$$



Chapitre 2

Aperçu du système global

Aujourd'hui, la climatisation fait bien plus que «simplement» rafraichir les pièces. Dans un système global, elle couple les fonctions de refroidissement et de chauffage. Cela signifie que la chaleur engendrée par le refroidissement peut être utilisée dans les bâtiments présentant un besoin de chaleur. Grâce aux sondes géothermiques, la chaleur peut également être stockée de manière saisonnière dans le sol. Il en résulte des solutions extrêmement efficaces sur le plan énergétique. Si la chaleur engendrée ne peut être exploitée, elle doit être évacuée aussi efficacement que possible.

2.1 La pensée systémique pour les systèmes de climatisation

Aujourd'hui, lors de la conception du refroidissement et du chauffage d'un bâtiment, l'accent est mis sur les fonctions individuelles. Le concepteur est chargé soit de refroidir un bâtiment, soit de le chauffer. On installe souvent un chauffage et une installation de refroidissement. Et dans le meilleur des cas, on veille à ce que les deux systèmes soient conçus pour être aussi efficaces que possible.

Cette manière cloisonnée de penser appartient au passé. Ce qui suit s'applique à la fois aux bâtiments individuels et à des sites entiers: le chauffage et le refroidissement doivent être considérés comme un système global dès la phase de conception. En effet, une machine dite frigorifique-thermique (MFT) (voir Illustration 2.6) peut être utilisée pour relier directement les deux systèmes. Pour ce faire, on considère la demande totale d'un bâtiment ou d'un site. Où et quand la chaleur issue de la climatisation est-elle créée? Où et quand y a-t-il un consommateur qui en a besoin?
Il en résulte des systèmes intéressants de refroidissement-chauffage qui produisent beaucoup plus d'énergie utile avec une unité d'énergie d'entrée que les systèmes individuels (Illustration 2.1).
Pour les spécialistes CVC, cela signifie qu'ils doivent toujours envisager une évacuation judicieuse de la chaleur lors de la planification de l'installation frigorifique. Dans le même temps, aucun système de chauffage ne devrait être planifié sans une utilisation intelligente de l'énergie récupérable par le système frigorifique.

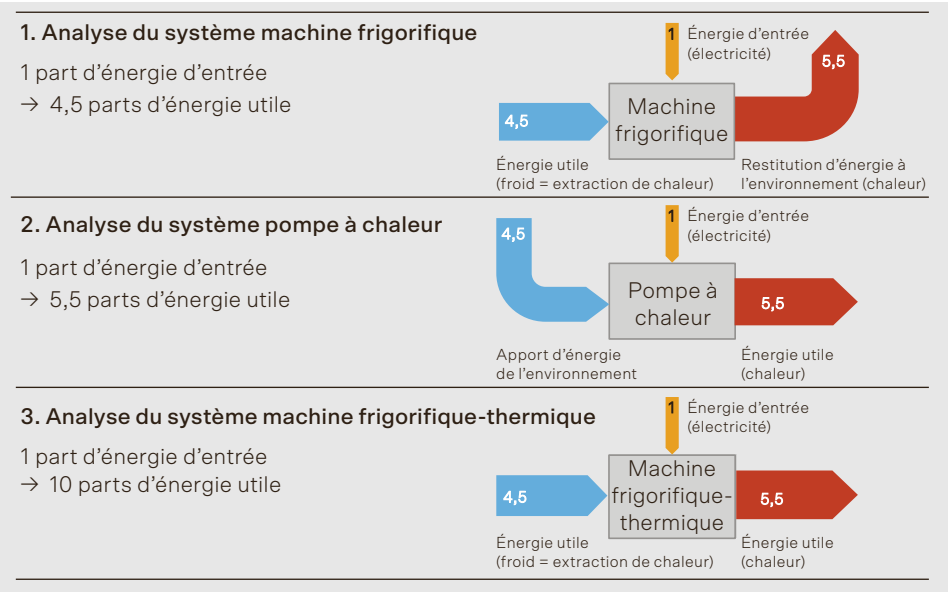


Illustration 2.1:
Les analyses du système d'une machine frigorifique, d'une pompe à chaleur et d'une machine frigorifique-thermique montrent que la MFT exploite beaucoup mieux l'énergie d'entrée.

2.2 Les quatre systèmes

Dans le domaine de la climatisation, on distingue quatre systèmes de base.

1. Systèmes air-air

Systèmes air-air (p. ex. unités split) sont utilisés lorsque la chaleur ne peut pas être exploitée; il n'y a pas de demande ou l'utilisation de la chaleur n'est pas économique. Les unités split conviennent lorsque des pièces individuelles doivent être refroidies ou que de petites charges de refroidissement doivent être évacuées. Ces unités de refroidissement ont une relation étroite avec la pièce dans laquelle elles se trouvent et avec leur utilisation. Idéalement, elles ne sont enclenchées que lorsqu'elles sont réellement nécessaires. En outre, elles constituent – en termes d'investissement – une solution rentable, facile à manipuler et simple à utiliser. Cependant, la chaleur générée est libérée dans l'air extérieur sans être utilisée, et une «destruction d'énergie» a lieu. En outre, les unités extérieures situées sur la façade affectent la conception architecturale du bâtiment, et le bruit des ventilateurs peut être dérangeant. Les systèmes air-air décrits sont généralement utilisés dans les petites installations de climatisation et ne sont pas décrits plus avant dans cet ouvrage technique.

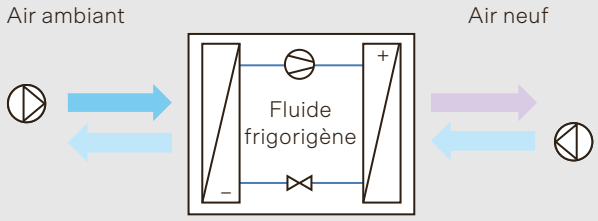


Illustration 2.2: Schéma d'un système air-air (p. ex. unité de refroidissement split).

2. Systèmes air-eau (pompe à chaleur)

Si le bâtiment présente un besoin de chauffage mais pas de refroidissement, seul le côté chaud de la machine est utilisé. On parle alors d'une pompe à chaleur. Les systèmes air-eau sont faciles à installer et peu coûteux.
Les émissions sonores du ventilateur constituent un inconvénient. En outre, l'unité extérieure doit être nettoyée et entretenue régulièrement, sinon les performances diminuent et la susceptibilité aux dysfonctionnements augmente. Un autre inconvénient est que les systèmes air-eau sont les moins efficaces lorsque la demande de chauffage est la plus forte, car les températures extérieures très froides provoquent une forte augmentation du différentiel de température. C'est pourquoi ces machines ne sont utilisées que dans les régions à climat tempéré. Dans les régions froides où les températures de dimensionnement sont inférieures ou égales à –10 °C, les systèmes air-eau ne conviennent au chauffage que de manière limitée.

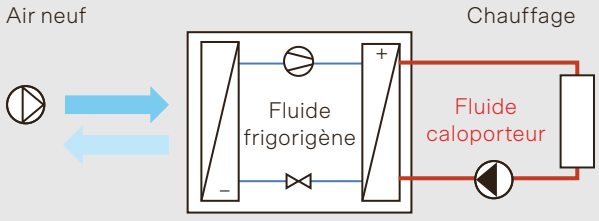


Illustration 2.3: Schéma d'un système air-eau (p. ex. PAC air-eau).

3. Systèmes eau-air

Systèmes eau-air (p. ex. machines frigorifiques classiques) sont utilisés dans les bâtiments devant uniquement être refroidis mais pas chauffés toute l'année. La chaleur produite ne peut être utilisée et est «détruite» – comme dans le cas des unités split. Lorsque la chaleur est évacuée par un aéroréfrigérant, l'installation affecte l'apparence du bâtiment. De plus, l'aéroréfrigérant est une source de bruit.

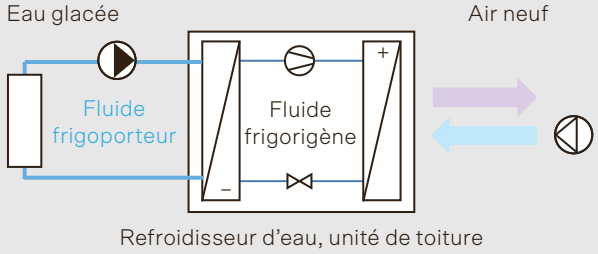


Illustration 2.4: Dans un système eau-air tel que la machine frigorifique classique, seul le côté froid est utilisé et la chaleur est transférée à l'air neuf.

4. Systèmes eau-eau (Machine frigorifique-thermique)

Dans le cas des systèmes eau-eau (machine frigorifique-thermique), l'énergie est utilisée tant du côté chaud que du côté froid. Cette variante est très efficiente en termes de consommation d'électricité et réduit considérablement les coûts d'exploitation. Toutefois, les coûts d'investissement peuvent être plus élevés. Selon le concept, un transfert simultané de l'énergie, un stockage quotidien ou même un stockage saisonnier de l'énergie avec la sonde géothermique sont possibles ou nécessaires dans le cas des systèmes eau-eau.

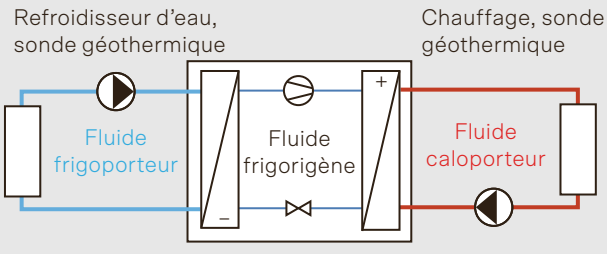


Illustration 2.5: Dans un système eau-eau (p. ex. machine frigorifique avec récupération de chaleur), les côtés chaud et froid du système sont tous deux utilisés.

2.3 Vue d'ensemble du système

Si l'on considère le système dans son ensemble, la chaleur engendrée par le refroidissement des locaux doit être utilisée en premier lieu dans le bâtiment lui-même. Lorsqu'il n'y a pas de demande de chaleur à certains moments, la chaleur doit être stockée (stockage quotidien ou stockage saisonnier dans le sol). La chaleur ne sera évacuée dans l'air, dans le sol, dans les eaux souterraines ou de surface, qu'une fois ces possibilités épuisées.
Cette manière de voir s'applique en particulier aux systèmes de climatisation d'une puissance de 20 à 300 kW décrits dans le présent ouvrage.

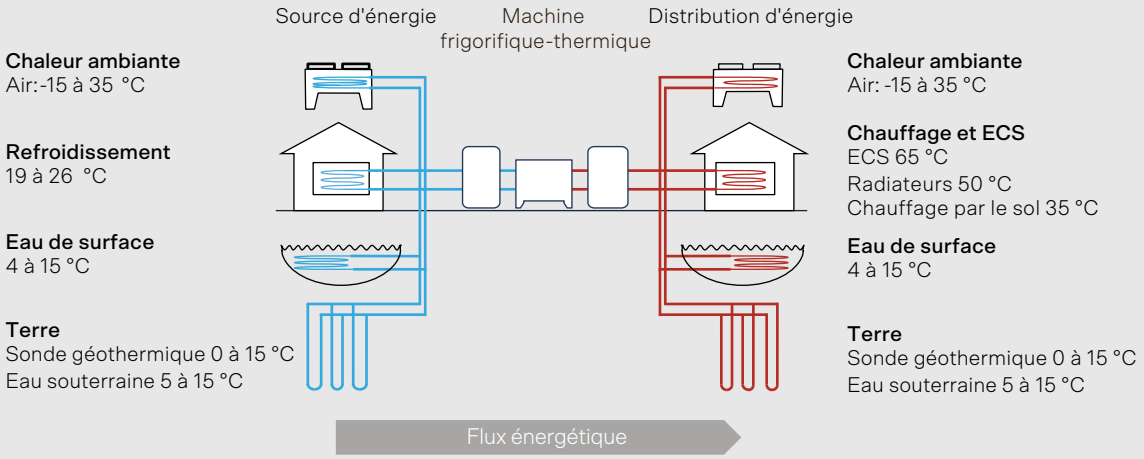


Illustration 2.6:
Une vue globale permet d'examiner le flux d'énergie de la source d'énergie à la restitution de chaleur.

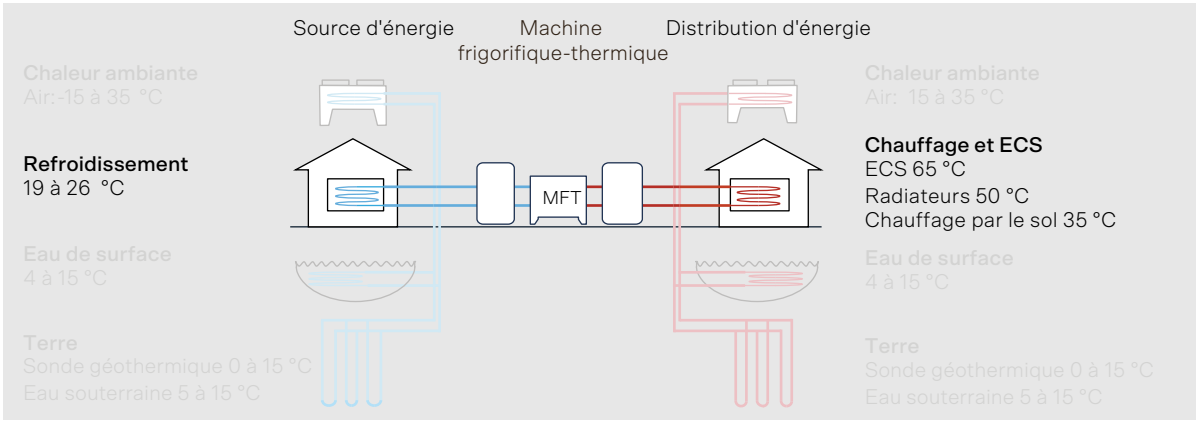


Illustration 2.7: La chaleur produite par le refroidissement des locaux est utilisée pour le chauffage des locaux et l'eau chaude sanitaire.

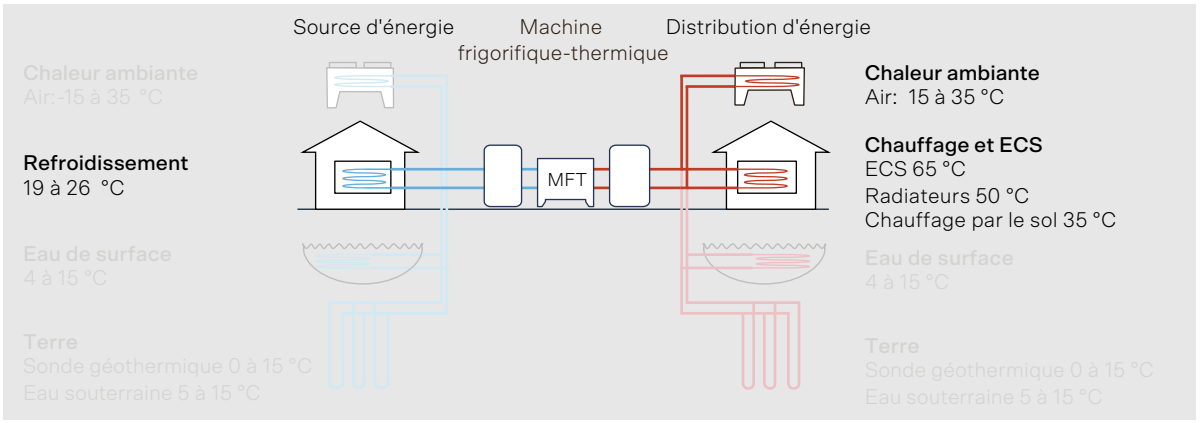


Illustration 2.8: La chaleur produite par le refroidissement des locaux est utilisée pour le chauffage et l'eau chaude sanitaire. Une fois ces besoins en chaleur couverts, la chaleur excédentaire est rejetée dans l'environnement via le refroidisseur.

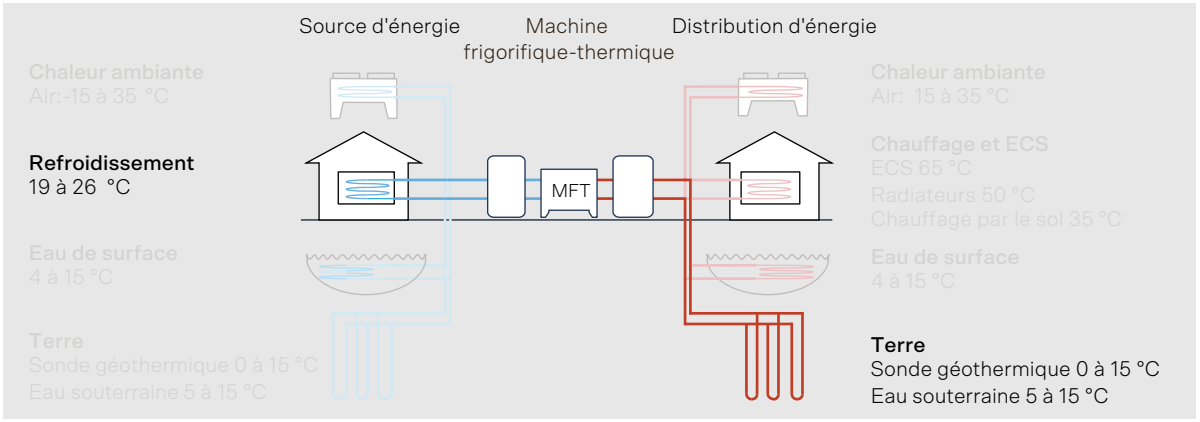


Illustration 2.9: La chaleur produite par le refroidissement des pièces est utilisée pour la régénération de la sonde géothermique et évacuée dans le sol (refroidissement à l'aide de la sonde géothermique).

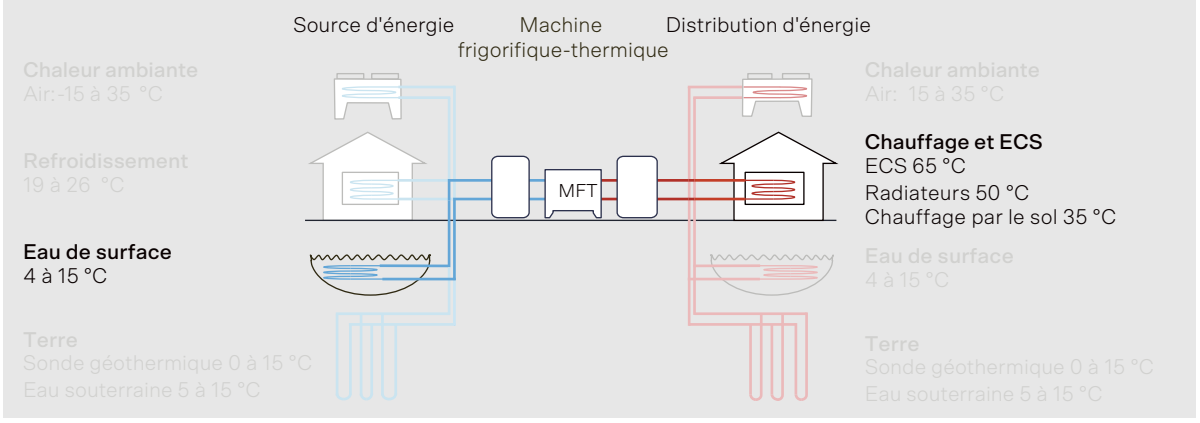


Illustration 2.10: Si aucune chaleur provenant du refroidissement des locaux n'est disponible, l'eau de surface peut être utilisée pour chauffer le bâtiment et l'eau chaude sanitaire (pompe à chaleur).

2.4 Principe de transfert de l'énergie

Le principe de transfert de l'énergie (stockage saisonnier) prévoit que l'excédent de chaleur disponible pendant les mois d'été (refroidissement, capteurs solaires) est transférée dans un accumulateur. Une approche intéressante est le stockage dans sa propre propriété au moyen d'un champ de sondes géothermiques. L'énergie est ensuite récupérée par une pompe à chaleur, alimentée à partir de la chaleur géothermique à basse température. Les systèmes de stockage saisonniers sont donc appelés accumulateurs à long terme; ils sont chargés pendant les mois d'été, par exemple, puis utilisés pendant les mois d'hiver.
Il faut veiller à ce que la quantité d'énergie stockée en été soit égale à celle prélevée en hiver. Sinon, l'installation de stockage géothermique se réchauffera ou se refroidira à long terme et perdra sa fonction d'accumulateur. Les flux énergétiques doivent donc être simulés sur une période de 50 ans. Pendant l'exploitation, les quantités d'énergie stockées et extraites de l'installation de stockage géothermique doivent être mesurées. Pour cela, il faut installer des équipements de mesure de haute qualité, car les différences de température sont souvent faibles et les imprécisions de mesure peuvent avoir un effet très important.
La difficulté du stockage saisonnier est qu'il nécessite généralement un espace considérable pour emmagasiner suffisamment d'énergie. Cela rend généralement le stockage saisonnier beaucoup plus coûteux que le stockage à court terme et la technologie nécessaire plus complexe.

Remarque: Vue sur plusieurs années, la quantité d'énergie prélevée du stockage géothermique (zone 3 de l'Illustration 2.11) devrait être égale à la quantité d'énergie stockée (zone 2 de l'Illustration 2.11).

2.5 Considérations conceptuelles

Comment trouver le système optimal?
Pour les bâtiments devant être refroidis, le concepteur doit toujours se questionner sur l'utilisation de la chaleur produite. L'arbre décisionnel esquissé dans l'Illustration 2.12, publié dans la norme SIA 384/4 (2025), montre comment trouver le système optimal.
Idéalement, la chaleur engendrée sera utilisée directement. Les concepts dotés d'une machine frigorifique-thermique sont donc particulièrement adaptés aux utilisations mixtes nécessitant un refroidissement et un chauffage. On peut les trouver, par exemple, dans des bâtiments combinant des activités commerciales et de services ainsi que des logements ou dans des bâtiments complexes tels que les hôpitaux. La machine frigorifique-ther-

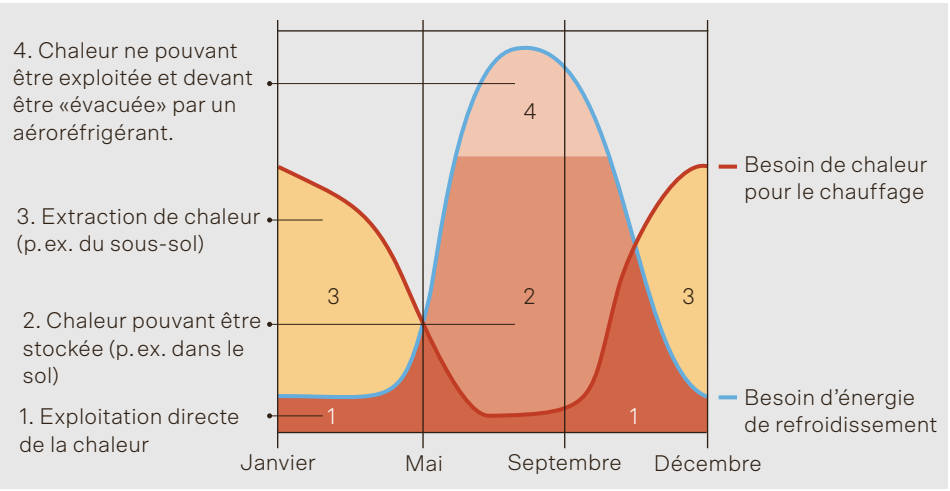
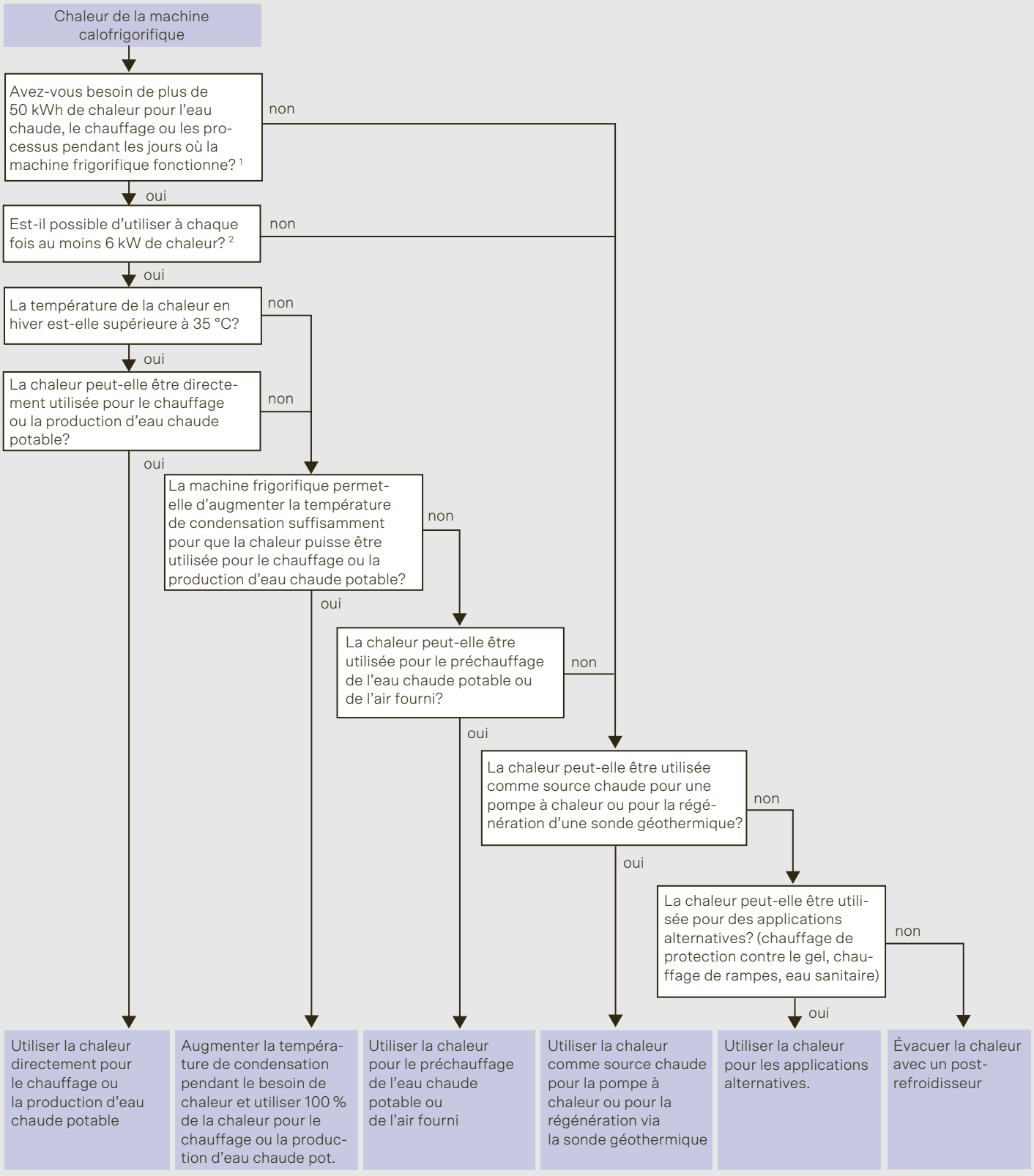


Illustration 2.11: Avec le stockage saisonnier, l'énergie est stockée (p. ex. à l'aide de sondes géothermiques) dans un accumulateur géologique en été et peut être à nouveau prélevée en hiver.



1 Il est possible de produire 1000 litres d'eau chaude potable (env. 55 °C) avec 50 kWh. Il s'agit là d'une valeur indicative dans la pratique pour la taille minimale d'une installation avec utilisation de la chaleur qui soit économiquement rentable.

2 Une simultanéité entre mise à disposition et utilisation de chaleur est judicieuse pour ne pas surdimensionner l'accumulateur de chaleur. Une simultanéité de près de 8 heures s'est établie comme valeur indicative dans la pratique. Si les 50 kWh doivent être utilisés sur 8 heures par jour, la puissance minimale est alors de 6 kW.

Illustration 2.12: Arbre décisionnel pour l'utilisation de la chaleur. Source: SIA 384/4 (2025)

mique fonctionne à la fois dans un bâtiment et dans un site interconnecté.

Réflexions conceptuelles sur la production et la distribution du froid

Selon l'application, les consommateurs de froid ont besoin de différentes températures d'eau froide. Jusqu'à il y a quelques années, l'ensemble du système était souvent conçu pour une température d'eau froide de 6 °C et l'eau froide était mélangée à la température nécessaire chez les consommateurs. Une solution simple, mais qui présente un inconvénient majeur: un tel système est inefficace. Il entraîne une consommation d'énergie élevée et des coûts énergétiques importants. C'est pourquoi la norme SIA 384/4 (2025) réglemente les conditions dans lesquelles plusieurs systèmes de distribution de froid doivent être créés et les cas dans lesquels plusieurs générateurs de froid sont nécessaires. En principe, il convient d'éviter autant que possible de mélanger l'eau froide. De plus, la température de sortie de l'eau froide du générateur de froid ne doit pas être inférieure à la température de départ du consommateur de froid ayant le niveau de température le plus bas. L'Illustration 2.13 montre les éléments à prendre en compte lors du choix du système en fonction des différentes températures de l'eau froide.

Efficience et maîtrise du concept

De nombreux exploitants et gestionnaires immobiliers ont le préjugé que la technique du bâtiment fonctionne de manière entièrement automatique, effectue de manière indépendante tous les réglages correctement et signale immédiatement si quelque chose ne va pas.
Toutefois, la pratique montre que la détection des «irrégularités» nécessite de nombreuses connaissances spécialisées – aujourd'hui encore plus qu'hier. Comme de nombreux exploitants ne disposent pas de ce savoir-faire, la «dérive» de l'installation passe souvent inaperçue. C'est pourquoi l'ensemble du système de refroidissement et de chauffage doit être simple et compréhensible, car les exploitants ne peuvent gérer eux-mêmes à long terme que des systèmes «simples». Plus le système est connecté et complexe, plus sa manipulation est exigeante. Même pour les petites interventions, il faut alors faire appel à un spécialiste (coûteux). Cela augmente le risque de modification des paramètres sans le savoir requis et, par conséquent, que l'installation ne fonctionnera plus correctement.
Du point de vue de l'efficience globale, il peut donc être judicieux de préférer un concept simple et robuste – bien que moins économe en énergie – à une solution sophistiquée sur l'efficacité mais complexe.

Coûts d'investissement par rapport à l'efficience globale

Le coût total de l'installation se compose des coûts d'investissement, de service et de maintenance ainsi que des coûts énergétiques. En particulier, les investisseurs qui n'exploitent pas eux-mêmes l'installation de climatisation par la suite ne considèrent que les coûts d'investissement comme critère de sélection. Or, sur la durée de vie de l'installation, les coûts d'exploitation dépassent largement les coûts d'investissement. Il est donc intéressant, d'un point de vue commercial, d'analyser les coûts en conséquence.

Coûts totaux =
coûts d'investissement
\+ coûts annuels de service/ maintenance sur 15 ans
\+ coûts énergétiques annuels sur 15 ans

Les coûts d'investissement comprennent les dépenses pour les installations techniques auxquels s'ajoutent les coûts pour:
- le local d'installation (espace transformé)
- l'équipement électrique (évent. installation ATEX)
- la ventilation (évent. ventilation tempête par apport d'air neuf)

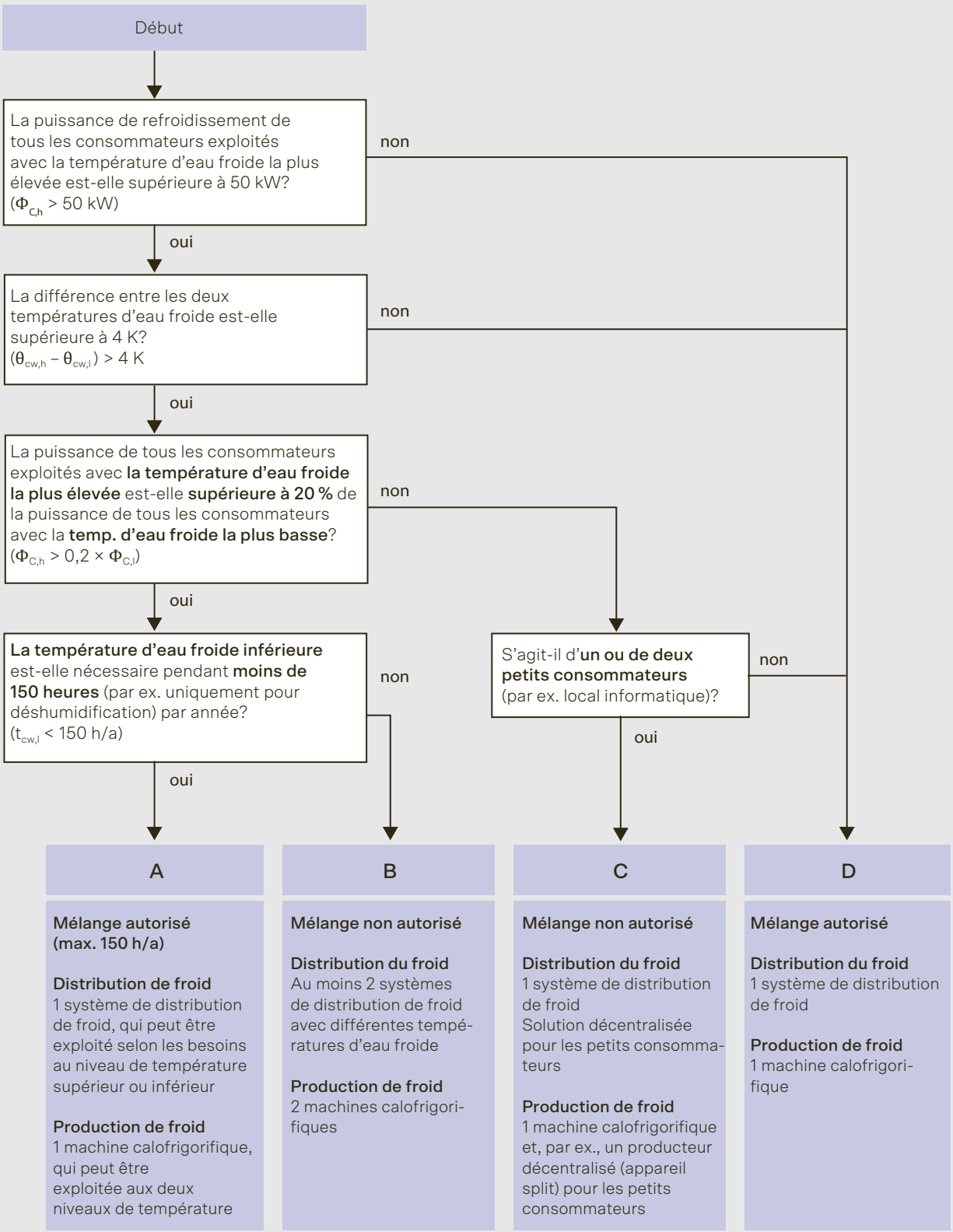


Illustration 2.13: Choix du système en fonction des différentes températures de l'eau froide. Source: SIA 384/4 (2025)

- la protection incendie (désenfumage)
- les dispositifs de sécurité (évent. système d'alerte au gaz, système d'alarme incendie)
- les voies d'évacuation (évent. escalier extérieur)

Les coûts d'investissement, d'entretien et de maintenance ainsi que les coûts énergétiques doivent être enregistrés pour tous les corps de métier et optimisés en conséquence. L'expérience montre, par exemple, qu'avec une machine frigorifique un peu plus coûteuse, mais fonctionnant de manière silencieuse et équipée d'un convertisseur de fréquence, ces coûts supplémentaires sont plus que compensés par les économies réalisées sur la compensation du courant réactif et les mesures d'insonorisation.

Disponibilité et redondance

Les redondances des machines (disponibilité, sécurité) dépendent des exigences de disponibilité du refroidissement et du chauffage dans le bâtiment. Il convient de clarifier avec le propriétaire du bâtiment ce qu'il advient des différents processus (p. ex. habitat, travail, production) en cas de défaillance du système de refroidissement. Un système de feux de circulation convient à cet effet:

- Processus toujours possible
- Processus possible dans une mesure limitée
- Processus plus possible

Sur la base des résultats du système de feux de circulation, la redondance des machines peut être déterminée par la méthode «n + 1». Si, par exemple, on choisit n = 3, quatre composants sont installés à 33 % en branchement parallèle. Grâce à ce concept de redondance, un composant peut donc tomber en panne (ou être en maintenance) et la capacité totale reste disponible (voir également chapitre 4.2).

Un autre concept est la redondance partielle. Lorsque deux machines sont prévues avec une puissance de 50 % chacune et qu'une des machines frigorifiques tombe en panne, la moitié de la puissance reste disponible. Par conséquent, avec une redondance partielle, la défaillance d'un composant signifie que le système ne couvre qu'une partie de la demande de refroidissement.

Lors de la conception de la redondance, les installations fonctionnant avec des fluides frigorigènes stables dans l'air doivent respecter les prescriptions de l'OFEV relatives aux quantités maximales de fluide frigorigène dans les systèmes redondants (voir Aide à l'exécution de l'OFEV sur les fluides frigorigènes).

L'évaluation de la disponibilité ne doit toutefois pas se limiter au groupe frigorifique et aux compresseurs. D'autres systèmes doivent également être pris en compte, tels que

- les circuits de fluide frigorigène
- les post-refroidisseurs
- les ventilateurs
- les pompes de circulation
- les armoires électriques

et, dans certains cas,

- les câbles électriques
- les systèmes de distribution du froid
- l'automatisation des bâtiments

ou des éléments conceptuels tels que

- les différents emplacements des machines frigorifiques

doivent être pris en compte (voir également SIA 384/4 (2025)).

Les limites de la machine frigorifique-thermique

Dans les zones très densément peuplées avec une forte demande de froid, il est souvent difficile de trouver un acquéreur de chaleur. Il s'agit notamment de centres-villes avec de nombreux magasins et bureaux mais peu de logements. Lorsqu'il n'y a pas de réseau de chauffage, dans ce cas, il n'y a pas d'autre choix que d'évacuer la chaleur dans l'environnement.

Dans ces zones, il est souvent difficile de créer un post-refroidissement répondant à toutes les exigences: bien intégré sur le plan architectural, correctement placé sur le plan technique (emplacement frais) et insonorisé (pas de bruit gênant – surtout la nuit).

Par conséquent, les réseaux de froid urbain (ou de chauffage «froid» à distance sont de plus en plus souvent installés dans les centres-villes. Ceux-ci contribuent à la réduction de la surchauffe des centres-villes (appelés îlots de chaleur).

En outre, un plan doit être mis en place pour le cas où toutes les machines tomberaient en panne en même temps (p. ex. une panne de courant ou une alarme incendie dans la centrale technique).

Lieu d'installation
Dans la salle des machines et l'aéroréfrigérant, les critères suivants sont importants pour la planification:
- Espace requis
- Bruit
- Vibrations
- Besoin de ventilation
- Type de fluide frigorigène
- Poids

Prêter une attention particulière au bruit
aéroréfrigérants ou les unités de toiture, les exigences des autorités locales en matière de construction doivent être respectées. Souvent, un permis de construire avec attestation de protection contre le bruit est nécessaire, et une simulation peut être exigée. Afin de minimiser les émissions sonores du système la nuit, celui-ci peut être exploité à mi-puissance pendant les heures de nuit et donc plus silencieusement.

2.6 Tendances en matière de froid de confort

«Les prédictions sont difficiles, surtout lorsqu'elles concernent l'avenir».[1] Néanmoins, il existe plusieurs évolutions et tendances qui ont déjà un effet sur le refroidissement du climat aujourd'hui – et qui pourraient le façonner à l'avenir.

Fluides frigorigènes naturels
Pour les installations de refroidissement écologiques et efficientes, l'accent est mis sur les machines utilisant des réfrigérants naturels: R290 (propane) ou R1270 (propène) ainsi que R717 (NH_3, ammoniac) et R744 (CO_2, dioxyde de carbone). Une efficience plus élevée et des volumes de remplissage de fluide frigorigène plus faibles sont d'autres avantages des fluides naturels d'un point de vue technique.

Refroidir au lieu de chauffer
On construit de plus en plus de bâtiments nécessitant moins de chauffage mais plus de refroidissement. À cet égard, la climatisation est susceptible de gagner en importance dans la technique du bâtiment.

Refroidir avec l'énergie solaire
Dans les machines frigorifiques à compresseur, la force motrice provient d'un moteur électrique. Le besoin en énergie peut donc être couvert par une installation photovoltaïque (voir digression «Photovoltaïque et climatisation – une combinaison idéale pour la Suisse» à la page 22).
Cependant, le froid peut également être produit par la chaleur solaire. Les machines frigorifiques requises pour ce travail selon les principes de l'absorption ou de l'adsorption (voir digression «Machines frigorifiques à absorption» à la page 107).

1 Termes mystérieux, dont on ne sait pas s'ils émanent de Karl Valentin (cabarettiste), Mark Twain (écrivain) ou Niels Bohr (scientifique).

Stocker la chaleur du froid de confort

Le stockage de la chaleur issue du froid de confort occupe les chercheurs depuis longtemps. L'objectif est de «transférer» la chaleur du jour à la nuit ou de l'été à l'hiver.

Stockage par changement de phase ou stockage latent

Les systèmes de stockage à changement de phase utilisent le changement de l'état d'un milieu, de liquide à solide, sans changement de température. L'énergie est absorbée ou évacuée pendant ce changement – on parle alors de «chaleur latente». L'avantage est que l'on peut stocker beaucoup plus d'énergie dans un accumulateur à changement de phase que dans un accumulateur classique utilisant de l'eau.
Cependant, à l'exception du stockage de la glace, ce type de stockage d'énergie, conçu pour une température spécifique, ne s'est pas encore imposé, probablement pour des raisons de coût.

Stockage saisonnier

Pour le stockage saisonnier, on utilise le sol (ce qu'on appelle le stockage géothermique). La chaleur est stockée dans le sol (roche) en été via un champ de sondes géothermiques et extraite en hiver.

Utilisation accrue d'installations compactes

Installations compactes (p. ex. installations sur le toit) sont susceptibles d'attirer davantage l'attention. De telles installations sont généralement plus simples et moins coûteuses, mais pas nécessairement plus efficaces sur le plan énergétique.

Compresseurs à vitesse régulée

Les compresseurs à vitesse de rotation régulée (20 à 100 %) sont susceptibles de gagner des parts de marché et de remplacer de plus en plus les systèmes à commutation par paliers.

Compresseurs à densité de puissance plus élevée

Dans le domaine des compresseurs, la tendance est aux machines de plus en plus petites et rapides (p. ex. les turbocompresseurs).

Digression

Photovoltaïque et climatisation – une combinaison idéale pour la Suisse

Illustration 2.14: Le système de climatisation combiné à une installation photovoltaïque. Image CTA

Les installations photovoltaïques (PV) et les systèmes de climatisation se complètent de manière idéale en Suisse, tant sur le plan technique qu'énergétique. La concordance temporelle entre la production d'électricité et les besoins en refroidissement est impressionnante: en été, lorsque le rayonnement solaire est le plus fort, les installations PV fournissent beaucoup d'électricité. C'est précisément à ce moment-là que les besoins en refroidissement des bâtiments augmentent fortemen (Cf. Illustration 2.15). Les courbes concordent également parfaitement au cours de la journée. Les installations PV atteignent leur puissance maximale en début d'après-midi, au moment même où les installations de climatisation fonctionnent en continu en raison des températures extérieures élevées.

En hiver, lorsque le courant est plus limité, les systèmes de climatisation consomment très peu d'électricité

En hiver, en revanche, la situation est inverse: la production d'électricité des installations photovoltaïques est faible, tandis que les besoins en climatisation sont quasi inexistants. Les systèmes de climatisation sont souvent complètement éteints pendant cette période, ou la chaleur résiduelle produite peut même être utilisée pour le

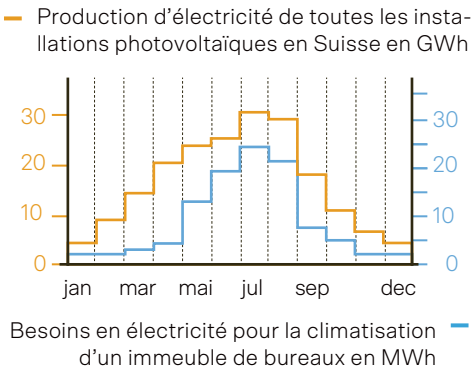


Illustration 2.15: La production d'électricité de toutes les installations photovoltaïques en Suisse (2024) est en parfaite corrélation avec les besoins en électricité d'un immeuble de bureaux type.

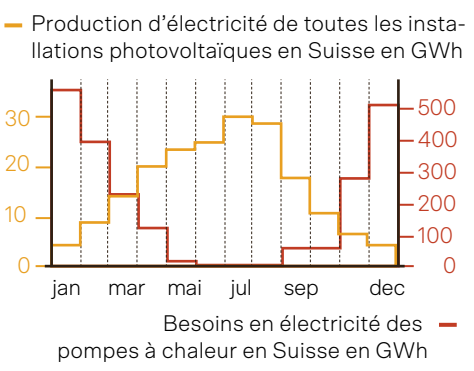


Illustration 2.16: Pour couvrir les besoins en électricité des PAC en Suisse, en hiver, par l'électricité photovoltaïque, il faut construire un nombre considérable d'installations PV. Cela entraîne également une augmentation massive de la production d'électricité en été.

chauffage. Ainsi, les systèmes de climatisation ne pèsent guère sur le réseau électrique pendant la saison froide, ce qui constiue un avantage considérable pour la stabilité du système électrique.
Il s'agit là d'une différence notable par rapport à la combinaison d'installations photovoltaïques et de pompes à chaleur. En effet, c'est précisément en hiver, lorsque la production photovoltaïque est faible, que les besoins en électricité pour le chauffage augmentent fortement. En Suisse, où la sécurité d'approvisionnement est déjà tendue en hiver, cela représente un défi supplémentaire. Si nous voulons à l'avenir faire fonctionner nos pompes à chaleur avec jusqu'à 100 % d'électricité solaire, même en décembre et en janvier, nous devons augmenter massivement la production photovoltaïque pendant ces mois (Cf. Illustration 2.16). Cela entraîne toutefois une augmentation de la production en été. Les climatiseurs allègent ici le réseau. En même temps, ils réchauffent l'environnement si la chaleur ne peut pas être utilisée de manière (Cf. Machine frigorifique-thermique). La construction d'une installation photovoltaïque ne donne donc pas carte blanche pour l'installation de climatiseurs. Les climatiseurs, en particulier les systèmes split, nécessitent toujours une planification minutieuse et une utilisation responsable.

Le prix de l'électricité comme indicateur de la disponibilité de l'électricité

Un coup d'œil sur les prix de l'électricité à la Bourse EPEX Spot confirme également la bonne interaction entre le photovoltaïque et la climatisation: en été, les prix du marché de l'électricité sont généralement bas, car le photovoltaïque et l'énergie hydraulique fournissent beaucoup d'électricité (Cf. Illustration 2.17). Malheureusement, les consommateurs ne peuvent pas (encore) profiter financièrement de cette situation.
Les personnes qui ont installé un système photovoltaïque sur leur toit peuvent utiliser directement cette électricité pour faire fonctionner des systèmes de climatisation. Cela leur permet de réduire leurs propres coûts d'électricité, de diminuer considérablement la revente d'électricité peu attractive financièrement en été et d'augmenter ainsi leur part d'autoconsommation.
La combinaison d'installations photovoltaïques et installations de froid de confort est une bonne solution pour la Suisse. Néanmoins, la construction d'une installation PV n'est pas un laisser-passer pour l'installation «sauvage» de climatisation.

L'électricité photovoltaïque: un élément d'un système de climatisation respectueux du climat

Compte tenu des étés de plus en plus chauds, la climatisation prend de plus en plus d'importance en Suisse. Les expériences négatives des années 1970 avec les bâtiments entièrement climatisés ont certes encore des répercussions aujourd'hui: les systèmes de climatisation sont souvent considérés comme des consommateurs d'électricité inutiles. Mais en fin de compte, l'objectif est de créer un climat ambiant agréable et sain dans nos espaces de vie et de travail. Alors qu'il est tout à fait normal de chauffer les bâtiments à 22 °C en hiver à l'aide de pompes à chaleur, le refroidissement d'une pièce à 26 °C en été est souvent perçu comme un gaspillage d'énergie. Cette attitude est dépassée: grâce aux technologies modernes, le refroidissement des pièces peut aujourd'hui être efficace, durable et respectueux du climat.
Le mode de mise en œuvre est ici déterminant. Idéalement, un système de climatisation moderne utilise sa chaleur, fonctionne avec un réfrigérant naturel, limite le refroidissement à une température agréable et pas trop basse (entre 24 °C et 26 °C) et est alimenté, au moins en partie, en électricité produite par sa propre installation photovoltaïque.

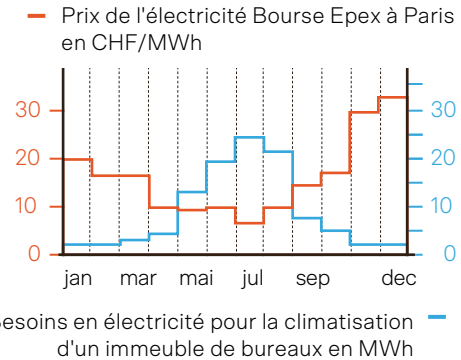


Illustration 2.17: Le prix de l'électricité à la Bourse Epex (2024) est le plus bas lorsque la demande en électricité des systèmes de climatisation est la plus forte.

10 points relatifs à l'ensemble du système de climatisation

1. Pour une atmosphère intérieure agréable, le bâtiment doit toujours être considéré en tant que système global.
2. La machine frigorifique-thermique combine les besoins de refroidissement et de chauffage du bâtiment.
3. Une machine frigorifique-thermique exploite l'énergie plus efficacement qu'une pompe à chaleur séparée pour le chauffage et une machine frigorifique pour le refroidissement (transfert d'énergie interne au bâtiment).
4. Il existe quatre systèmes de climatisation:
   - Systèmes air-air tels que les installations frigorifiques split
   - Systèmes air-eau tels que la pompe à chaleur air-eau (solution de chaleur pure)
   - Les systèmes eau-air, la machine frigorifique classique
   - Systèmes eau-eau, machine frigorifique avec utilisation de la chaleur (machine frigorifique-thermique)
5. La chaleur doit d'abord être utilisée directement dans le bâtiment ou le site. Lorsque cela n'est pas possible, il faut envisager un accumulateur intermédiaire. Lorsque ce n'est pas non plus possible, il faut évacuer la chaleur de la manière la plus efficace possible via l'aéroréfrigérant.
6. La machine frigorifique-thermique permet une redistribution de l'énergie (stockage saisonnier) via les sondes géothermiques et le stockage géothermique.
7. Efficience et maitrise du concept: planifier un système global facile à comprendre, afin que les exploitants puissent le gérer eux-mêmes à long terme.
8. Lors des décisions d'investissement, il faut tenir compte du coût total du système sur toute sa durée de vie.
9. Les exigences en matière de disponibilité de froid et de chaleur dans le bâtiment concerné constituent le point de départ de la définition des redondances des machines frigorifiques (disponibilité, sécurité).
10. Les principaux défis de la gestion technique du bâtiment à l'avenir concerneront certainement le refroidissement des bâtiments, et non leur chauffage.

Chapitre 3

Bases

Le cycle est la clé de la compréhension de la machine frigorifique. Les quatre phases du cycle utilisent les changements de température, de pression et d'état du fluide frigorigène pour transférer l'énergie vers des niveaux de chaleur ou de froid exploitables. Le diagramme log p,h représente ce processus complexe de manière compréhensible. Les différents fluides frigorigènes jouent un rôle important en ce qui concerne la technologie du système, la conception et l'environnement.

3.1 Processus du froid

Le terme «froid» désigne le flux de chaleur qui est extrait d'une pièce. Étant donné que la chaleur circule toujours d'une température plus élevée vers une température plus basse, il faut, pour refroidir une pièce, un système dont la température est plus basse et qui peut absorber la chaleur de la pièce. Autrefois, la glace présente dans la nature était stockée en hiver et utilisée pour le refroidissement en été. Aujourd'hui, nous utilisons des machines frigorifiques à cette fin. Les machines frigorifiques actuelles sont basées sur les phénomènes suivants:

Détente du gaz

Lorsqu'un gaz est détendu d'une pression élevée à la pression ambiante, il se refroidit (p. ex. le refroidissement de l'air lors de l'ouverture d'une conduite d'air comprimé). Ce processus est appelé l'**effet Joule-Thomson**.
La température du gaz après détente dépend non seulement de la pression et de la température avant détente, mais aussi du type de gaz.

Utilisation de la chaleur de vaporisation

Lorsqu'un liquide s'évapore ou bout, il se produit un changement d'état de liquide à gazeux. Il faut de l'énergie pour séparer les molécules les unes des autres. Cette énergie peut être fournie de l'extérieur sous forme de chaleur (exemple: bouillir de l'eau).
La quantité de chaleur à apporter entre l'évaporation des premières molécules et l'évaporation de la dernière goutte de liquide est appelée **chaleur de vaporisation**. La chaleur fournie est utilisée exclusivement à cette fin pendant tout le processus d'évaporation – il n'y a donc pas d'augmentation de la température pendant cet apport de chaleur.
La température à laquelle l'évaporation a lieu (la **température d'évaporation**) est déterminée par la pression à laquelle un fluide frigorigène particulier est soumis. Lorsque la pression augmente, la température d'évaporation augmente également (c.-à-d., que l'état d'évaporation est à une température plus élevée). Lorsque la pression est abaissée, l'évaporation a lieu à des températures plus basses. Si la pression est appropriée, l'évaporation a lieu à des températures

L'air comme médium frigoporteur
En théorie, l'air peut également être exploité comme médium frigoporteur. Il est prélevé dans l'environnement, comprimé, refroidi et à nouveau détendu. De cette manière, il peut être renvoyé froid dans l'environnement (p. ex. dans une chambre froide). Mais en termes d'efficacité énergétique, l'air en tant que médium frigoporteur est très peu performant. Les machines frigorifiques exploitant l'air de cette façon ne sont donc guère adaptées d'un point de vue technique. Lorsqu'un médium autre que l'air est utilisé, un tel processus «ouvert» n'a aucun sens sur le plan écologique, technique ou économique. En effet, le gaz froid présent dans la pièce ne doit pas mettre en danger ou nuire aux personnes, aux marchandises réfrigérées ou à l'environnement. Pour cette raison, tous les autres médiums frigoporteurs fonctionnent en cycle fermé.

inférieures à la température ambiante. La chaleur passe alors de l'environnement au fluide frigorigène – et l'environnement se refroidit.
Pour la réalisation technique de ce procédé, il faut mettre en place un circuit fermé pour un fluide frigorigène. Un compresseur aspire le fluide frigorigène sous forme gazeuse et le comprime à un niveau de pression plus élevé. Pour obtenir une différence de pression, il faut également placer une résistance à l'écoulement dans le cycle. Il peut s'agir d'une conduite d'étranglement ou d'un détendeur variable.
Du côté aspiration, le compresseur réduit la pression (basse pression) et veille à ce que le fluide frigorigène liquide puisse s'évaporer dans l'évaporateur situé avant lui, comme décrit ci-dessus. Le compresseur détermine ainsi la pression d'évaporation p_0 et donc aussi la température d'évaporation T_0 dans l'évaporateur. Il suffit donc d'ajouter suffisamment de fluide frigorigène liquide pour qu'il puisse s'évaporer. Dans un circuit fermé, celui-ci ne peut provenir que du côté pression du compresseur (haute pression).
Lorsqu'un compresseur comprime un fluide frigorigène sous forme gazeuse, celui-ci est chauffé de manière significative en raison de la loi des gaz. En outre, les pertes par frottement pendant la compression augmentent encore la température du fluide frigorigène. Le gaz frigorigène comprimé est appelé gaz chaud et doit être renvoyé dans l'évaporateur, mais sous forme liquide. Il doit donc être refroidi et condensé. L'environnement est beaucoup plus froid que le gaz chaud et peut donc contribuer à refroidir le gaz chaud et à le liquéfier dans le condenseur. La condensation à haute pression se produit à une température T_C beaucoup plus élevée que l'évaporation en raison de la pression p_C ($T_C > T_0$). Le fluide frigorigène sous forme liquide peut maintenant revenir à la basse pression par l'intermédiaire du détendeur. Il réduira considérablement sa température et entrera froid dans l'évaporateur. L'effet Joule-Thompson ainsi que l'influence de la chaleur de vaporisation entrent ici en jeu.

Chaleur sensible et latente
Un apport de chaleur entraînant une modification de la température, c'est-à-dire sans modification de l'état, peut être «ressenti» via la température – on parle alors de chaleur sensible.
Un apport de chaleur avec un changement d'état a lieu à température constante – c'est ce qu'on appelle la chaleur latente.

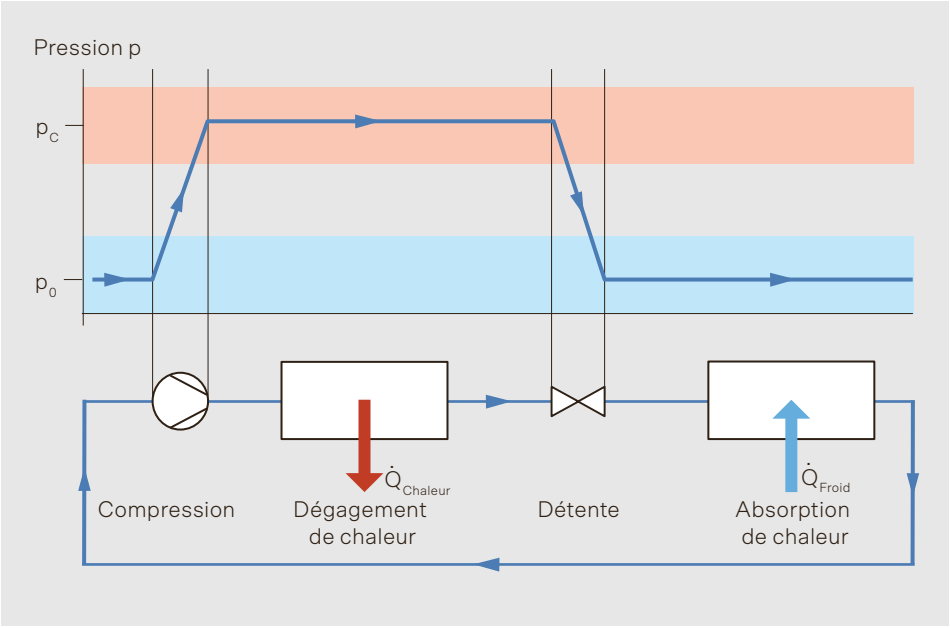


Illustration 3.1: Schéma montrant les quatre composants principaux du circuit de froid et les deux niveaux de pression à l'intérieur du circuit.

Ce cycle décrit du fluide frigorigène a un côté froid où la chaleur est absorbée par le poste frigorifique ($\dot{Q}_{Froid}$) et un côté chaud où la chaleur est évacuée ($\dot{Q}_{Chaleur}$). Lorsque le niveau de température est suffisant, le côté chaud peut être utilisé, p. ex. pour fournir de la chaleur à un circuit de chauffage (utilisation chaud-froid). Le circuit se compose des principaux éléments suivants:

- Compresseur
- Échangeur de chaleur à haute pression pour l'évacuation de la chaleur (condenseur)
- Détendeur pour l'expansion du côté basse pression
- Échangeur de chaleur à basse pression pour l'absorption de chaleur (évaporateur)

Ce cycle est le type de refroidissement le plus utilisé dans le froid de confort. Les machines correspondantes sont appelées machines frigorifiques à compression. Le cycle est représenté dans l'Illustration 3.1 comme un processus sur une ligne. Après l'absorption de la chaleur (évaporation), la compression recommence du côté gauche.

3.2 Le diagramme log p,h

Pour le dimensionnement des quatre composants (processus partiel: compression, évacuation de chaleur, détente, absorption de chaleur), il faut disposer d'informations sur le contenu énergétique du fluide frigorigène. Ce contenu est représenté par la quantité thermodynamique enthalpie h et est donné en kJ/kg.

L'enthalpie d'un fluide frigorigène peut être influencée par l'ajout ou l'évacuation de chaleur ou par l'ajout ou l'évacuation de travail technique. Pour un système partiel général avec une entrée e et une sortie a, cette relation peut être formulée comme un théorème d'énergie:

$$q_{e,a} + w_{te,a} = h_a - h_e$$

$q_{e,a}$ Quantité de chaleur ajoutée ou évacuée, en kJ/kg

$w_{te,a}$ Travail technique ajouté ou évacué, en kJ/kg

h_e Enthalpie à l'entrée du système partiel, en kJ/kg

h_a Enthalpie à la sortie du système partiel, en kJ/kg

Les grandeurs utilisées ici sont en kJ/kg. Lorsqu'elles sont multipliées par le débit massique du fluide frigorigène en kg/s, on obtient des puissances en kJ/s, identiques aux kilowatts (kW).

Le processus de froid peut maintenant être calculé sur la base du contenu d'énergie du fluide frigorigène, en utilisant les niveaux de haute et basse pression et en spécifiant l'enthalpie. Il est donc pratique de représenter le processus de froid par un diagramme pression-enthalpie (Illustration 3.2). Les haute et basse pressions sont alors immédiatement visibles et les changements d'énergie peuvent être lus directement dans le diagramme (log p,h) tout comme la différence d'enthalpie. Étant donné qu'un compresseur peut multiplier la pression par dix environ, la pression est représentée de manière logarithmique et le diagramme est donc appelé diagramme log p,h. Les pressions

Enthalpie

L'enthalpie – autrefois également appelée contenu thermique – fournit des informations sur la quantité d'énergie (kJ) qu'un système échange avec son environnement. L'enthalpie (H) est la somme de l'énergie interne (U) du système et du produit de la pression (p) et du volume (V) du système H = U + pV. Rapporté à 1 kg d'une substance, on obtient l'enthalpie spécifique h (kJ/kg), qui est utilisée dans ce qui suit et qui, par souci de simplicité, est appelée en bref enthalpie.

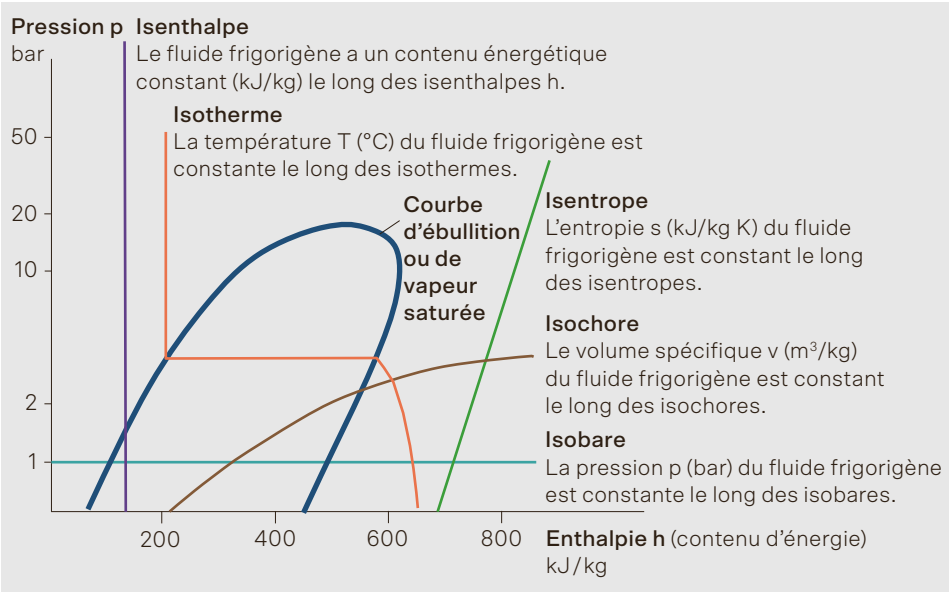


Illustration 3.2: Le diagramme log p,h montre le contenu d'énergie sur l'abscisse et la pression sur l'ordonnée logarithmique. Les différentes lignes avec des variables d'état constantes sont également dessinées.

doivent être comprises comme des pressions absolues.

Dans le diagramme log p,h (Illustration 3.2), outre la pression et l'enthalpie, d'autres variables d'état sont saisies avec des lignes de valeurs constantes: la température T, le volume spécifique v (réciproque de la densité) et l'entropie s. L'entropie est donnée en kJ/(kg K). Elle reste constante lorsqu'un processus est réversible, sans perte et sans échange de chaleur avec l'environnement. Une entropie constante est appelée isentropique. Elle représente le cas idéal absolu de compression et de détente. Dans le cycle de la machine frigorifique, l'entropie ne peut diminuer que si elle quitte le système à l'aide de l'évacuation de la chaleur.

Dans le diagramme log p,h (Illustration 3.2), outre la pression et l'enthalpie, d'autres variables d'état sont saisies avec des lignes de valeurs constantes: la température T, le volume spécifique v (réciproque de la densité) et l'entropie s. L'entropie est donnée en kJ/(kg K). Elle reste constante lorsqu'un processus est réversible, sans perte et sans échange de chaleur avec l'environnement. Une entropie constante est appelée isentropique. Elle représente le cas idéal absolu de compression et de détente. Dans le cycle de la machine frigorifique, l'entropie ne peut diminuer que si elle quitte le système à l'aide de l'évacuation de la chaleur. L'Illustration 3.3 montre la zone de vapeur humide. Elle est située entre la ligne de liquide saturé et la ligne de vapeur saturée. Lorsque de la chaleur est ajoutée au liquide dans un échangeur de chaleur, ce processus se déroule le long d'une isobare (c.-à-d. à pression constante) horizontalement de gauche à droite dans le diagramme log p,h (ligne A → B). Tout d'abord, la température du liquide continue à augmenter et finalement l'évaporation commence à la ligne de liquide saturé (premières bulles de gaz). Un apport supplémentaire de chaleur se poursuit ensuite à température constante le long des isobares, horizontalement à travers la zone de vapeur humide (présence simultanée de liquide et de gaz). Lorsque la ligne de vapeur saturée est atteinte, la dernière partie du liquide s'est également évaporée et un nouvel apport de chaleur entraine à nouveau une augmentation de la température du gaz maintenant surchauffé.

Les premières gouttelettes de liquide se forment lorsqu'elles atteignent la ligne de vapeur saturée. Après avoir traversé la zone de vapeur humide vers la gauche (la température et la pression restant constantes), toute fraction de gaz est condensée en atteignant la ligne de liquide saturé et la température du liquide sous-refroidie diminue avec l'augmentation de l'évacuation de chaleur.

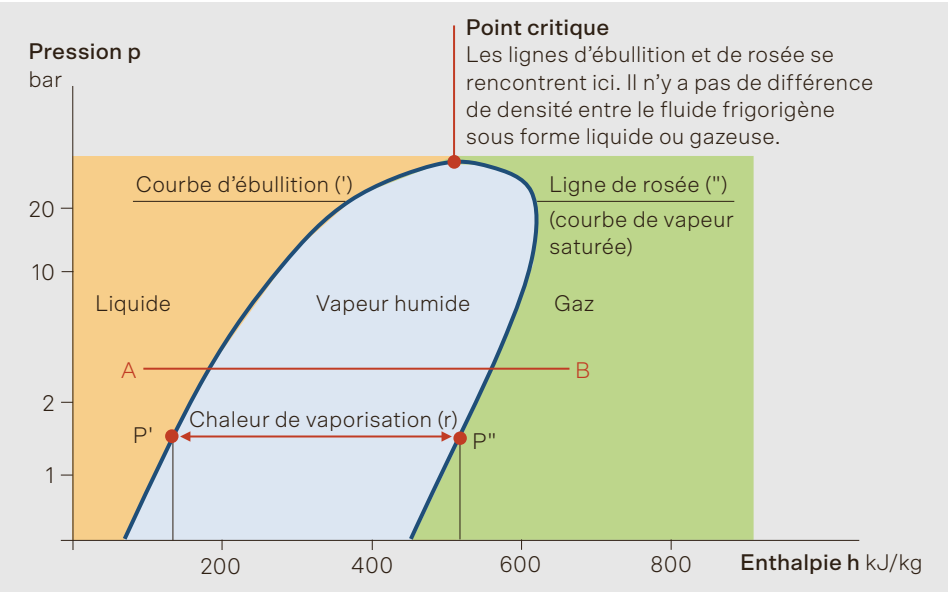


Illustration 3.3: Diagramme log p,h montrant la zone de vapeur humide où liquide et vapeur existent simultanément. La différence d'enthalpie entre le point sur la ligne d'ébullition (P') et le point sur la ligne de rosée (P") est la chaleur de vaporisation (r).

L'enthalpie de vaporisation figure dans le diagramme log p,h comme distance horizontale entre les lignes de liquide saturé et de vapeur saturée. Cet état d'ébullition dépend de la pression. Avec l'augmentation de la pression, l'enthalpie spécifique de vaporisation diminue, c'est-à-dire que la plage de température constante se réduit.

3.3 Le cycle de Carnot comme comparaison idéale

La compréhension des processus idéaux est importante pour le planificateur d'installations frigorifiques. Le processus idéal est une information précieuse lorsqu'il s'agit d'identifier le potentiel d'amélioration du processus réel.

Le cycle idéal des moteurs thermiques a été étudié pour la première fois en 1824 par le fondateur de la thermodynamique, N.-L. Sadi Carnot. Il a postulé qu'un processus inverse à celui de la machine à vapeur[1] devait exister – quasiment l'invention de la machine frigorifique ou de la pompe à chaleur.

Le cycle de Carnot se compose de deux processus partiels fonctionnant à entropie constante (compression isentropique et détente isentropique) et de deux processus partiels dans lesquels la chaleur est fournie et retirée de manière isotherme (c.-à-d. à température constante). Il peut donc être décrit assez simplement par deux **isothermes** et deux **isentropes**.

Le cycle de Carnot se compose de deux processus partiels fonctionnant à entropie constante (compression isentropique et détente isentropique) et de deux processus partiels dans lesquels la chaleur est fournie et retirée de manière isotherme (c.-à-d. à température constante). Il peut donc être décrit assez simplement par deux isothermes et deux isentropes.

Le cycle de Carnot peut également être évalué par le biais d'un rendement. À cette fin, on considère le rapport entre les avantages et les coûts. Le bénéfice d'une machine frigorifique est la production de chaleur absorbée (puissance frigorifique $\dot{Q}_{Froid}$) – le coût est la puissance mécanique du compresseur P. Comme le rapport bénéfice/coût est ici supérieur à 1, on parle de coefficient de performance ε et non plus de rendement η.

Sur la base de considérations idéales, le coefficient de performance de Carnot peut être calculé par le rapport entre la température lors de la chaleur absorbée (T_0) et la course de température entre l'absorption et l'évacuation de la chaleur ($T_c - T_0$) sans connaitre les puissances:

$$\varepsilon_{c\,Froid} = \frac{T_0}{(T_c - T_0)}$$

Équation 3-1

Les températures doivent être appliquées dans l'échelle de température absolue Kelvin (K) (0 °C = 273,15 K).

L'équation 3-1 permet de calculer très simplement le coefficient de performance théoriquement maximal réalisable d'une machine frigorifique. Elle est inatteignable pour une vraie machine et documente les limites physiques.

L'examen de l'équation montre les leviers théoriques permettant d'améliorer la puissance: Une faible course de température ($T_c - T_0$) et une augmentation de la température de refroidissement T_0 conduisent directement à une amélioration. L'Illustration 3.4 montre cette relation.

Le terme «pompe à chaleur» désigne la même machine que celle considérée jusqu'à présent, sauf que l'avantage

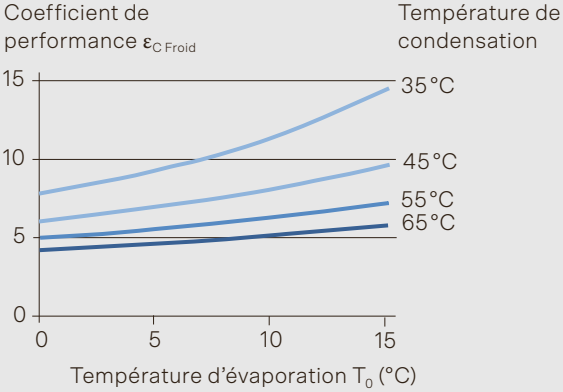


Illustration 3.4: Coefficients de performance théoriques d'une machine frigorifique $\varepsilon_{c\,Froid}$ à différentes températures de liquéfaction et d'évaporation, en °C.

1 Dans la machine à vapeur, l'énergie du gaz chaud est transformée en énergie mécanique.

d'une pompe à chaleur se situe du côté chaud ($\dot{Q}_{Chaleur}$). En conséquence, le coefficient de performance de Carnot d'une pompe à chaleur $\varepsilon_{c\,PAC}$ est calculé avec la température de condensation T_c:

$$\varepsilon_{c\,PAC} = \frac{T_c}{(T_c - T_0)}$$

Équation 3-2

Un équilibre de puissance sur l'ensemble de la machine conduit à la relation suivante entre les deux coefficients de performance de Carnot:

$$\varepsilon_{c\,Chaleur} = \varepsilon_{c\,Froid} + 1$$

Équation 3-3

Le cycle de Carnot est absolument le meilleur cycle pouvant être mis en œuvre. Les cycles réels ne peuvent jamais l'atteindre, mais ils peuvent très bien l'utiliser comme idéal pour identifier un potentiel d'amélioration. Lors de la conception d'une machine, l'ingénieur peut essayer de rapprocher son processus du cycle de Carnot. Ou bien il peut utiliser les équations 3-1 ou 3-2 pour évaluer si un changement dans les conditions de fonctionnement choisies pourrait conduire à une machine plus efficiente.

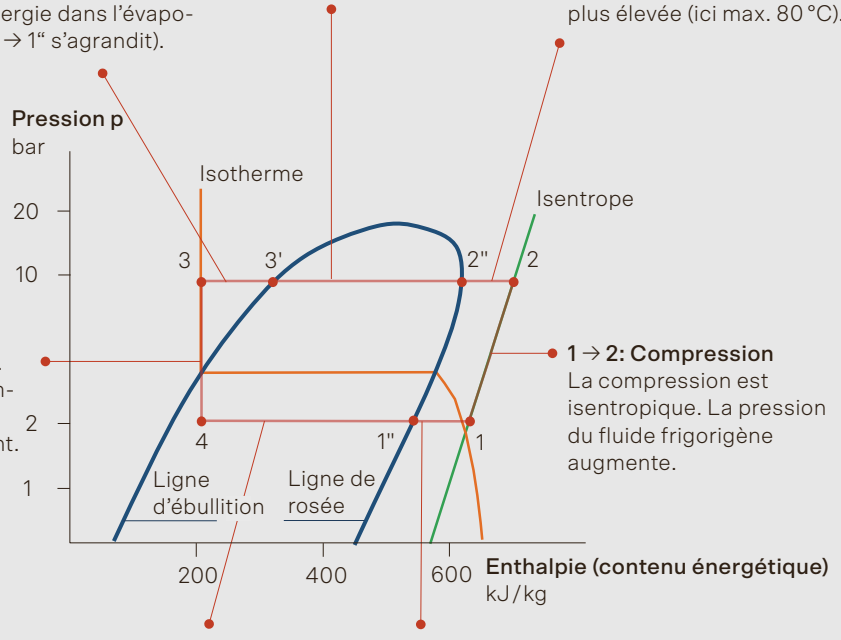
3.4 Utiliser le changement d'état

Lorsque le niveau de pression dans une machine frigorifique à compression est choisi de telle sorte que le fluide frigorigène puisse s'évaporer et se condenser, les zones importantes d'absorption et de libération de chaleur se situent dans la

3' → 3: Sous-refroidissement
Le sous-refroidissement du liquide pur à gauche de la ligne d'ébullition (ici d'environ 10 K) entraîne le déplacement du point 4 vers la gauche, ce qui permet d'absorber plus d'énergie dans l'évaporateur (la distance 4 → 1" s'agrandit).

2" → 3': Condensation
Dans la plage de condensation, la chaleur est libérée à une température constante (ici environ 60 °C).

2 → 2": Désurchauffe
Le désurchauffeur fournit une plus petite quantité de chaleur, mais peut extraire la chaleur à une température plus élevée (ici max. 80 °C).



3 → 4: Détente
Détente a lieu à enthalpie constante. La pression et la température du fluide frigorigène diminuent.

1 → 2: Compression
La compression est isentropique. La pression du fluide frigorigène augmente.

4 → 1": Évaporation
Lors de l'évaporation, le fluide frigorigène absorbe de la chaleur.

1" → 1: Surchauffe du gaz aspiré
La surchauffe du gaz aspiré garantit qu'aucun composant liquide ne pénètre dans le compresseur. Si un compresseur volumique est utilisé, le liquide aspiré provoquera un choc et finalement une panne du compresseur. Le compresseur étant le composant le plus précieux de la machine, il faut lui accorder une attention particulière.

Illustration 3.5: Les changements d'état (idéaux) du processus de refroidissement.

plage de vapeur humide, c'est-à-dire à des températures constantes.
Ceci est pratique pour la réalisation technique (déterminer la température de refroidissement), fournit une quantité de chaleur utilisable supplémentaire (chaleur latente) et rapproche le processus du cycle idéal de Carnot en raison des grandes parties isothermes.

Conditions de pression et de température dans la machine frigorifique à compression
Les conditions de pression et de température des quatre composants centraux de la machine frigorifique à compression peuvent être illustrées dans quatre quadrants (Illustration 3.6). Les quadrants diffèrent par la pression, la température et l'état du fluide frigorigène.

3.5 Flux d'énergie dans la machine frigorifique

La représentation du processus dans le diagramme log p,h permet de comprendre quelle énergie est convertie à quel moment. Toute augmentation ou diminution d'énergie peut être lue directement à partir de la variation d'enthalpie.
Un bilan de puissance sur l'ensemble de la machine fournit la base pour comprendre les flux d'énergie. La convention veut que les puissances fournies aient des valeurs numériques positives et que les puissances évacuées aient des valeurs numériques négatives. Un équilibre des puissances signifie que la somme de toutes les puissances dépassant la limite du système doit être égale à zéro. La puissance de refroidissement $\dot{Q}_{Froid,}$ la puissance de chaleur évacuée $\dot{Q}_{Chaleur}$ et la puissance d'entrainement électrique

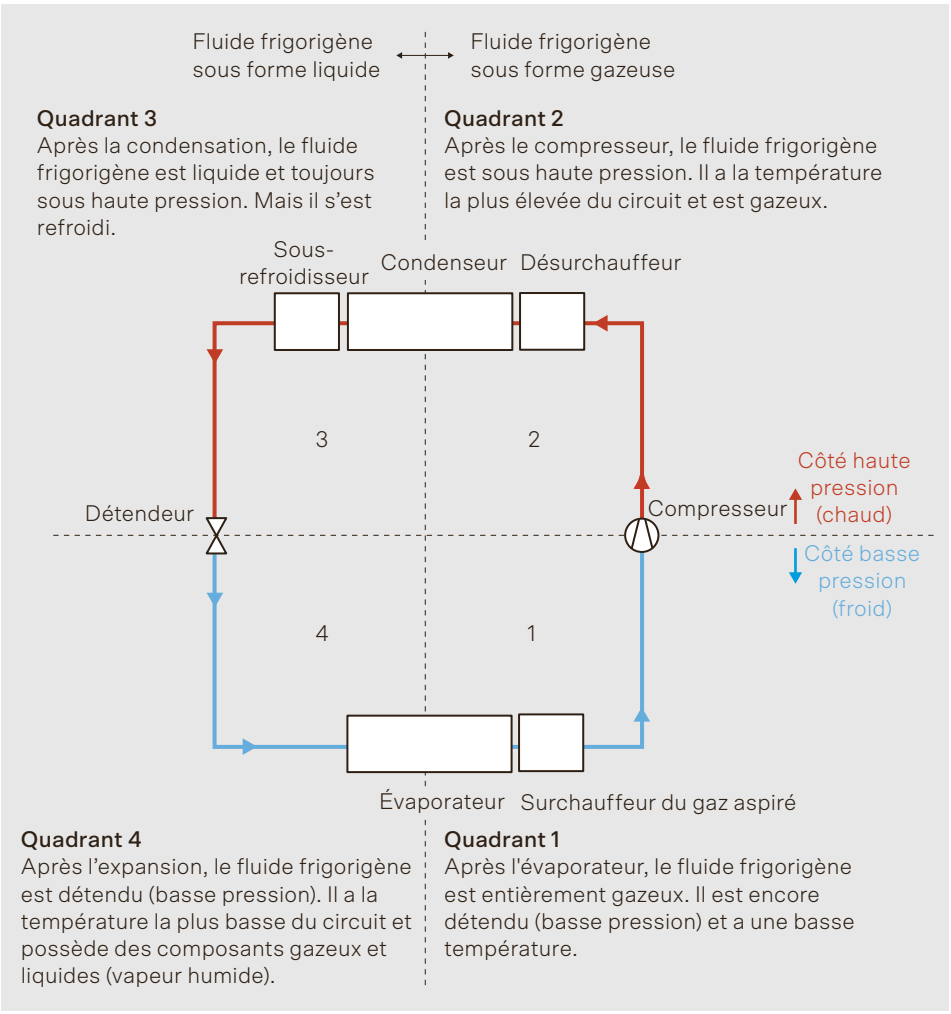


Illustration 3.6: Conditions de pression et de température dans la machine frigorifique à compression.

du compresseur fournie ($P_{él}$) se présentent comme des puissances. L'équation 3-4 montre comment la puissance de refroidissement et la puissance d'entrainement du compresseur s'additionnent pour donner la puissance de chaleur évacuée:

$$\dot{Q}_{Froid} + P_{él} = -\dot{Q}_{Chaleur}$$

Équation 3-4

$\dot{Q}_{Froid}$ Puissance thermique ajoutée (puissance frigorifique), en kW
$P_{él}$ Puissance électrique ajoutée au compresseur, en kW
$\dot{Q}_{Chaleur}$ Puissance thermique évacuée, en kW

Formulées en enthalpies spécifiques, les différences peuvent être trouvées dans le diagramme log p,h dans Illustration 3.7.

$$(h_1 - h_4) + (h_2 - h_1) = h_2 - h_3$$

Équation 3-5

Il est intéressant de suivre le parcours de l'énergie dans la machine frigorifique. L'Illustration 3.8 montre ces flux énergétiques à l'aide d'un diagramme de Sankey (diagramme des flux énergétiques).

Le flux d'énergie illustre la mesure du flux de chaleur fourni et évacué. Au niveau du détendeur, on reconnait le flux d'énergie de la haute à la basse pression avec la baisse de température associée. Dans l'évaporateur, la chaleur absorbée par le poste frigorifique est ajoutée et la somme des deux est transportée vers le compresseur. Seule la puissance d'entraînement est alors ajoutée et la température augmente jusqu'au gaz chaud. La majeure partie de l'énergie quitte alors la machine dans le condenseur sous forme de chaleur et le reste retourne à la vanne de détente.
Le taux d'énergie peut être configuré pour chaque étape partielle (voir aussi la section sur le diagramme log p,h).

$$q + w_t = h_{HORS} - h_{EN}$$

q Quantité de chaleur ajoutée ou évacuée, en kJ/kg
w_t Travail technique ajouté ou évacué, en kJ/kg
h_{EN} Enthalpie à l'entrée du système partiel, en kJ/kg
h_{HORS} Enthalpie à la sortie du système partiel, en kJ/kg

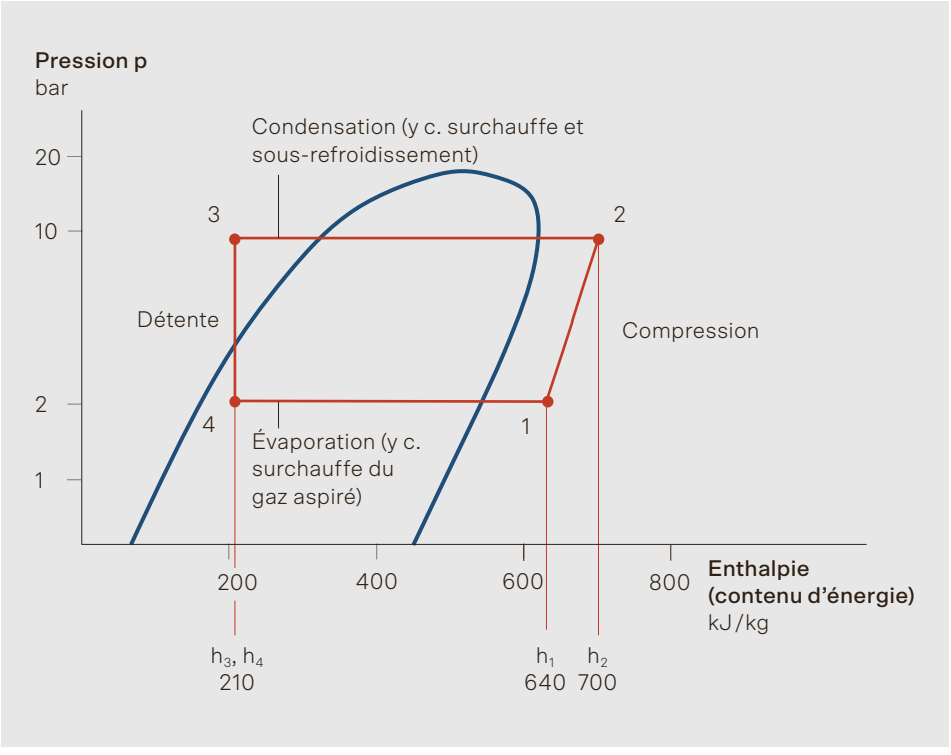


Illustration 3.7: Exemple d'un bilan de puissance sur l'ensemble de la machine. Calcul selon l'équation 3-5: (640–210 kJ/kg) + (700–640 kJ/kg) = 700–210 kJ/kg.

Considérons maintenant un système partiel dont le point 1 est l'entrée et le point 2 la sortie (1-2). À partir de la quantité de chaleur q_{12} ou de travail w_{t1-2} en kJ/kg ainsi obtenue, on calcule une puissance en kW en la multipliant par le débit massique du fluide frigorigène $\dot{m}$ (kg/s):

$$\dot{Q}_{1-2} = \dot{m}\, q_{1-2}$$

$$P = \dot{m}\, w_{t1-2}$$

Un bilan peut également être établi sur un seul échangeur de chaleur. La quantité de chaleur spécifique transférée d'un côté de l'échangeur de chaleur est calculée à partir de la différence d'enthalpie du seul médium circulant.

$$q_{1-2} = h_2 - h_1$$

En supposant que la quantité totale d'énergie libérée d'un côté est également complètement absorbée par l'autre côté, les différences d'enthalpie du côté du fluide frigorigène et du côté du fluide caloporteur d'un échangeur de chaleur peuvent être mises en équation. L'Illustration 3.9 montre cette situation pour le condenseur (indice c).
La chaleur transférée peut être équilibrée. La méthode de calcul suivante s'applique:

Côté secondaire

$$\dot{Q}_{cFluide\ caloporteur} = \dot{m}_W\, (h_{HORS} - h_{EN})$$

Côté primaire

$$\dot{Q}_{cFluide\ frigorigène} = \dot{m}_K\, (h_{F\,EN} - h_{F\,HORS})$$

Bilan

$$\dot{Q}_{cFluide\ caloporteur} = -\,\dot{Q}_{cFluide\ frigorigène}$$

Il s'ensuit

$$(h_{KEN} - h_{KHORS}) = (h_{AW} - h_{hC\,EN})\,\frac{\dot{m}_W}{\dot{m}_K}$$

Équation 3-6

$h_{hC\,EN}$ Enthalpie fluide caloporteur EN
h_{AW} Enthalpie fluide caloporteur HORS
$\dot{m}_W$ Débit massique fluide caloporteur
$h_{K\,EN}$ Enthalpie fluide frigorigène EN
$h_{K\,HORS}$ Enthalpie fluide frigorigène HORS
$\dot{m}_K$ Débit massique fluide frigorigène

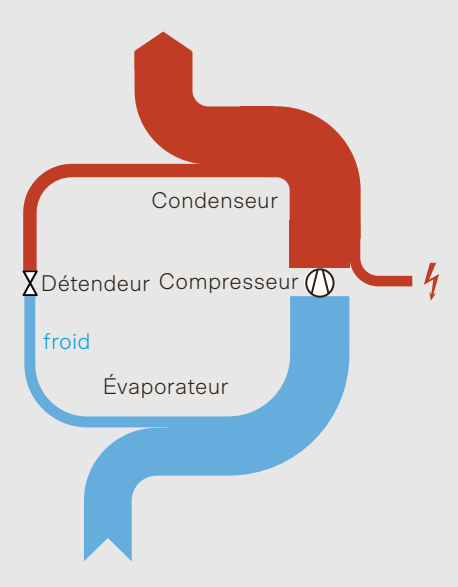


Illustration 3.8: Diagramme du flux d'énergie de la machine frigorifique à compression.

L'Illustration 3.9 montre les courbes de température correspondantes du fluide frigorigène et du médium caloporteur. On voit clairement que la condensation du fluide frigorigène crée une étape dans la progression et que le médium caloporteur sous forme liquide pure connait une augmentation continue de la température.
Pour les zones individuelles où aucun changement d'état n'a lieu, une diffé-

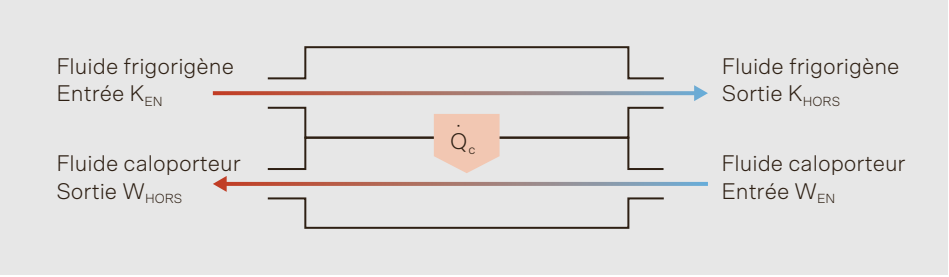


Illustration 3.9: Représentation d'un fluide caloporteur à l'exemple d'un condenseur. Le fluide frigorigène (K) entre à K_{EN} et sort à K_{HORS}, le fluide caloporteur (W) entre à W_{EN} et sort à W_{HORS}. La chaleur dégagée par le fluide frigorigène est entièrement transférée au fluide caloporteur.

rence d'enthalpie peut être calculée approximativement avec la capacité thermique massique c et la différence de température. Pour le côté du fluide caloporteur, la règle suivante s'applique donc:

$$\dot{Q}_{cFluide\ caloporteur} = \dot{m}_W\, c_W\, (T_{C\text{-}Sor} - T_{C\text{-}Ent})$$

Cette relation simple ne peut être appliquée au côté fluide frigorigène que par étapes (désurchauffe, condensation, sous-refroidissement), car la puissance thermique des fluides frigorigènes sous forme gazeuse, à condensation et liquides diffère considérablement.

L'équation 3-5 illustre cette relation. Une modification du débit massique ou de la température d'entrée du côté du fluide caloporteur affectera immédiatement l'enthalpie du fluide frigorigène à la sortie – et c'est exactement le point 3 du cycle. Lorsque, en regardant le condenseur, le médium caloporteur entre plus chaud qu'il n'est prévu, le point 3 du cycle se déplace vers la droite – et le point 4 aussi. Cela signifie une réduction directe de la puissance frigorifique (voir Illustration 3.11).

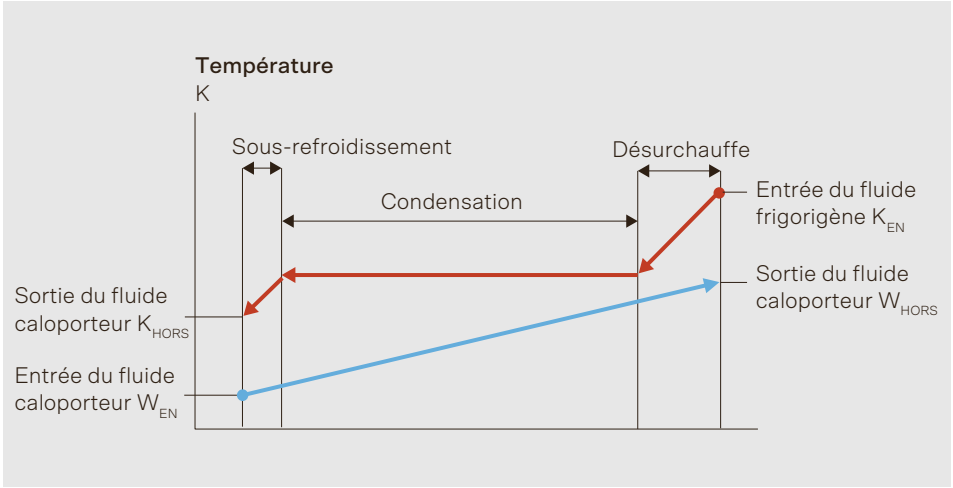


Illustration 3.10: Exemple de courbes de température réelles dans le condenseur: fluide frigorigène (rouge) et le fluide d'absorption de chaleur (bleu).

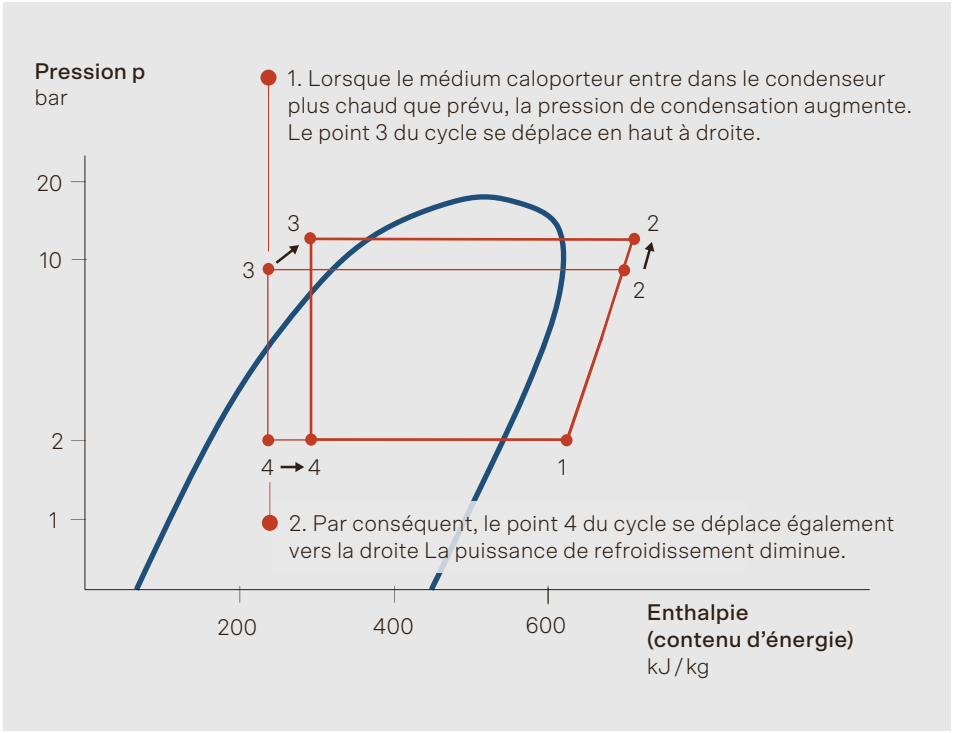


Illustration 3.11: Exemple de l'effet d'une température d'entrée plus élevée du fluide caloporteur sur la puissance de refroidissement. Lorsque la chaleur ne peut être libérée à la température optimale, la puissance de refroidissement est réduite.

3.6 Sélection des fluides frigorigènes appropriés

Pour qu'une substance puisse être utilisée comme fluide frigorigène, elle doit être bien adaptée au processus de refroidissement (compression, condensation, détente, évaporation). Les premiers fluides frigorigènes étaient des substances présentes dans la nature – les fluides frigorigènes dits naturels. Ce sont, par exemple, le dioxyde de carbone, les hydrocarbures ou l'ammoniac.
Outre la maîtrise technique, l'étanchéité des installations était un problème. Certains des premiers fluides frigorigènes couramment utilisés au 19e et au début du 20e siècle étaient toxiques ou hautement inflammables. Une fuite éventuelle du fluide frigorigène dans l'environnement représentait donc un danger (voir aussi «Voyage dans le temps à travers la climatisation», page 7).
Cela a obligé à rechercher des fluides frigorigènes de sécurité produits artificiellement – les fluides frigorigènes dits synthétiques, qui ont été utilisés à partir de 1930. La toxicité et l'inflammabilité ont ainsi pu être évitées. Cependant, au fil du temps, d'autres problèmes sont apparus (voir ci-dessous: potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone ODP, Potentiel de Réchauffement Global PRG).
La norme SN-EN 378 définit et règlemente les exigences de sécurité et d'environnement pour les machines frigori-

Propriétés	Souhait
Thermophysique	– Enthalpie d'évaporation élevée – Pression de vapeur aux températures de travail à un niveau techniquement bien contrôlable – Faible viscosité
Chimique	– Résistance chimique et thermique – Bonne compatibilité des matériaux – Bonne compatibilité avec les huiles de machines
Écologique	– Pas d'appauvrissement de la couche d'ozone (ODP = 0) – Faible potentiel de réchauffement de la planète (PRG = 0, TEWI inférieur)
Physiologique	– Manipulation non dangereuse
Économique	– Haute disponibilité – Faibles coûts

Illustration 3.12: Exigences pour la sélection des fluides frigorigènes.

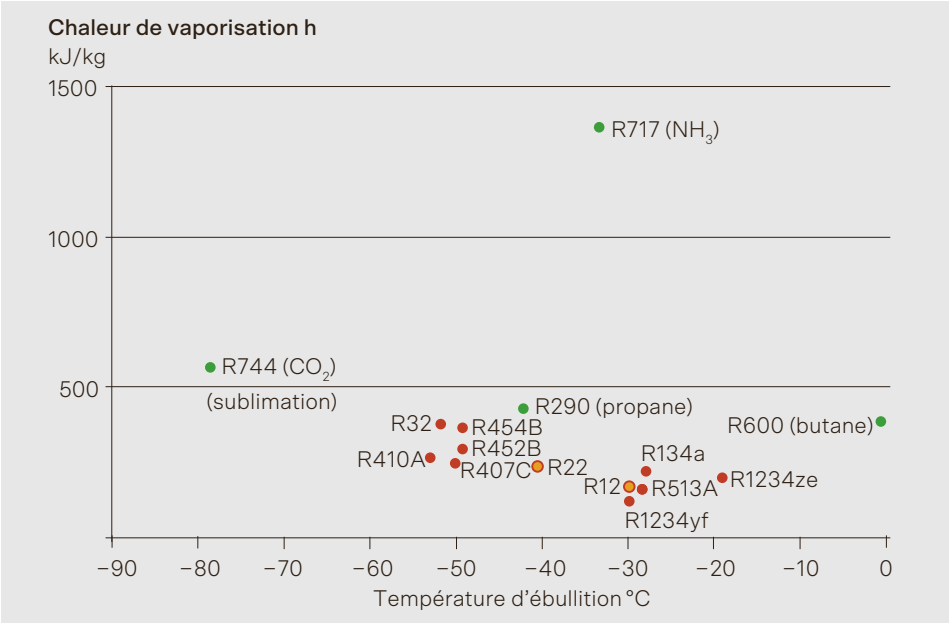


Illustration 3.13: Chaleur de vaporisation et température d'ébullition des fluides frigorigènes à la pression ambiante p = 1,013 bar). Noter que les fluides frigorigènes R12 et R22 sont interdits, mais ils sont encore fréquemment utilisés comme valeurs comparatives. C'est pourquoi ils sont également répertoriés ici.

fiques. En outre, les lois environnementales locales doivent être respectées lors du choix des fluides frigorigènes.
Pour choisir un fluide frigorigène approprié, on évalue ses propriétés thermophysiques, chimiques, écologiques, physiologiques et économiques (Illustration 3.10).
Le choix d'un fluide frigorigène commence par la considération thermophysique de l'installation: quelle puissance frigorifique le système doit-il fournir à quelles températures sans que le volume de fluide frigorigène devienne trop important?
Ensuite, on vérifie quelles réglementations écologiques doivent être respectées et si cela est possible avec le fluide frigorigène. Pour le constructeur de machines, il est également important de savoir quels matériaux et quels joints doivent être choisis. Et quelle huile peut être utilisée pour lubrifier le compresseur si nécessaire (propriétés chimiques). L'huile et le fluide frigorigène limitent considérablement la plage de fonctionnement du côté haute pression de la machine, car ils ne peuvent être utilisés que jusqu'aux températures spécifiées par le fabricant.
Les propriétés physiologiques du fluide frigorigène se reflètent principalement dans les exigences de sécurité de la machine frigorifique. À cette fin, les fluides frigorigènes sont répartis en classes selon leur toxicité et leur inflammabilité, et des mesures de sécurité correspondantes sont prescrites pour la construction des systèmes.
Le choix du fluide frigorigène est également basé sur des considérations économiques. Cela ne se limite pas au seul prix du fluide frigorigène et de la machine. L'accent est plutôt mis sur les coûts d'exploitation de la machine frigorifique. L'expérience montre qu'environ 80 % des coûts totaux d'une installation résultent de son exploitation (coûts énergétiques et maintenance).

Propriétés thermophysiques

Les propriétés thermophysiques du fluide frigorigène influencent principalement la fabrication de la machine. L'Illustration 3.14 montre l'enthalpie d'évaporation des fluides frigorigènes usuels selon leur température d'ébullition exprimée en pression relative. La température d'évaporation souhaitée T_0 est obtenue en augmentant la pression du système dans la machine frigorifique.
La température d'évaporation d'environ 0 °C requise dans le domaine de la climatisation (avec déshumidification) entraine une plage de pression relativement facile à gérer, inférieure à 10 bars, pour

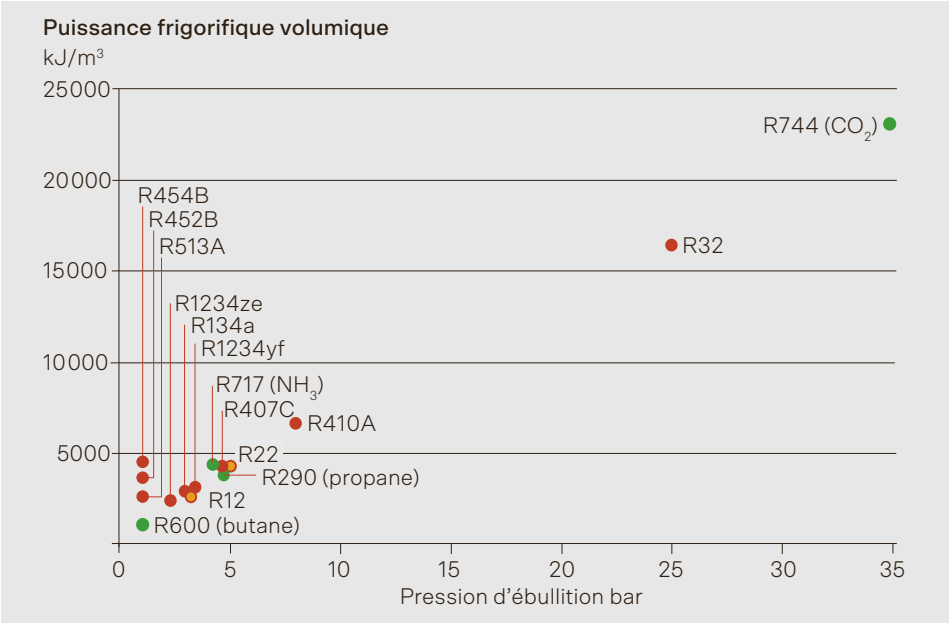


Illustration 3.14: Puissance frigorifique volumique maximale des différents fluides frigorigènes (valeur théorique avec (h'' – h') à 0 °C). La puissance frigorifique volumique du fluide frigorigène change en fonction des conditions de fonctionnement. Les valeurs courantes dans la pratique pour les installations de climatisation figurent dans l'Illustration 3.17.

les fluides frigorigènes les plus courants. L'utilisation du CO_2 comme fluide frigorigène conduit à des pressions nettement plus élevées (supérieures à environ 30 bars de pression d'évaporation p_0) et exige donc du fabricant de la machine des connaissances particulières et la maitrise des processus de fabrication correspondants.
L'ammoniac offre environ trois fois plus de chaleur de vaporisation que les autres fluides frigorigènes et permet donc des puissances de refroidissement plus élevées pour des débits massiques raisonnables du fluide frigorigène. En même temps, par rapport à d'autres fluides frigorigènes, la quantité de fluide peut être considérablement réduite dans les grandes installations. Il convient de noter que la densité du fluide frigorigène est prise en compte dans le calcul de la puissance de refroidissement (appelée puissance de refroidissement volumique, voir Illustration 3.14).
Si l'on considère la puissance de refroidissement volumique à 0 °C, l'Illustration 3.14 montre le potentiel de chaleur de vaporisation de différents fluides frigorigènes en utilisant la chaleur de vaporisation complète. Le fluide frigorigène naturel CO_2 se distingue ici, bien qu'il nécessite des pressions d'exploitation plus élevées. En outre, la récupération de la chaleur est recommandée pour les installations à CO_2.

Propriétés physiologiques

La classification physiologique des fluides frigorigènes est basée sur leur inflammabilité et leur toxicité. Les normes applicables réglementent la manipulation selon les classes de l'Illustration 3.15.

En général, les fluides frigorigènes moins toxiques sont affectés à la classe A, et les plus toxiques à la classe B. L'inflammabilité est indiquée par un chiffre en annexe et va de 1 (pas de propagation de la flamme) à 3 (hautement inflammable).
La classification du fluide frigorigène détermine les mesures de sécurité à prendre lors de l'installation des machines frigorifiques. Les mesures sont réglementées dans la norme SN EN 378 et expliquées dans le chapitre sur la planification (voir Illustration 4.2).
Une nouvelle classe 2L a été définie pour les fluides frigorigènes HFO, car les HFO peuvent être inflammables dans certaines circonstances, mais leur vitesse de combustion reste faible. Dans la définition des mesures de sécurité lors de la manipulation du HFO, le planificateur d'installations frigorifiques doit s'orienter davantage sur l'ammoniac que sur le R134a, pour lequel le HFO est souvent utilisé comme fluide frigorigène de substitution.

Propriétés écologiques

- **Appauvrissement de la couche d'ozone (ODP):** Les premiers fluides frigorigènes dits sûrs appartenaient au groupe des chlorofluorocarbures CFC. Ils sont non-toxiques et ininflammables. Cependant, ils ont un potentiel élevé d'appauvrissement de la couche d'ozone dans l'atmosphère.
- **Le potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone** d'un fluide frigorigène est appelé ODP (Ozone Depletion Potential). Plus la valeur ODP est élevée, plus le fluide frigorigène est nuisible à la couche d'ozone. Les fluides frigorigènes actuels n'ont pratiquement au-

Inflammabilité		Toxicité	
		Faiblement toxique (faible toxicité) Classe A	Fortement toxique (toxicité élevée) Classe B
Hautement inflammable	Classe 3	A3	B3
Inflammable	Classe 2	A2	B2
Difficilement inflammable	Classe 2L	A2L	B2L
Non inflammable	Classe 1	A1	B1

Illustration 3.15: Les différentes classes de fluides frigorigènes en fonction de leur toxicité et de leur inflammabilité.

cun potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone.
- **Potentiel de réchauffement global (PRG):** les fluides frigorigènes ont un potentiel d'effet de serre et contribuent donc au réchauffement de la planète. Le potentiel de réchauffement global correspondant d'un fluide frigorigène est indiqué par la valeur PRG (Global Warming Potential). La valeur PRG du fluide frigorigène est liée au CO_2 (PRG = 1), qui est principalement responsable du réchauffement climatique en termes de quantité.

D'un point de vue environnemental, la valeur du PRG d'un fluide frigorigène est au premier plan. Plus le PRG est élevé, plus la contribution du fluide frigorigène au réchauffement global est importante lorsqu'il est libéré. Il convient de noter: le fluide frigorigène naturel CO_2 n'est pas produit artificiellement, mais est déjà présent dans l'environnement. Il peut donc être évalué de manière neutre quant à son impact sur l'atmosphère.

3.7 Évaluation du TEWI

La valeur TEWI (Total Equivalent Warming Impact) a été définie pour calculer les propriétés écologiques d'une installation de climatisation sur toute sa durée de vie. D'une part, elle prend en compte l'impact environnemental indirect, qui est évalué à partir du besoin énergétique annuel d'un système (consommation d'électricité et émissions de CO_2 correspondantes). À cela s'ajoute la contribution directe des gaz à effet de serre due à la libération du fluide frigorigène utilisé. La contribution directe tient compte du remplacement du fluide frigorigène en cas de fuite et du taux de recyclage lors de la déconstruction de l'installation. La valeur TEWI représente donc la quantité équivalente de CO_2 libérée pendant la durée de vie d'un système. Le TEWI est calculé comme suit:

$$TEWI = PRG_{Exploitation} + PRG_{Fuite} + PRG_{Déconstruction}$$

La part indirecte (émissions de CO_2 dues à la consommation d'électricité) est enregistrée

$$PRG_{Exploitation} = n\ E\ b$$

n Durée de vie de l'installation (années)
E Besoin en énergie de l'installation (kWh/an)
b Teneur en CO_2 du mix d'électricité utilisé (kg CO_2/kWh)

et les parts directes dues à la quantité de remplissage due aux fuites moins le fluide frigorigène retourné lorsque l'installation est démolie:

$$PRG_{Fuite} = PRG_{Fluide\ frigorigène}\ L\ n$$

$PRG_{Fluide\ frigorigène}$	PRG du fluide frigorigène
L	Taux de fuite (kg/an)
n	Durée de vie de l'installation (années)

$$PRG_{Déconstruction} = PRG_{Fluide\ frigorigène}\ m\ (1-a)$$

$PRG_{Fluide\ frigorigène}$	PRG du fluide frigorigène
m	Quantité de remplissage du fluide frigorigène dans l'installation (kg)
a	Part du fluide frigorigène restituée pour le recyclage (%)

3.8 Fluides frigorigènes dans la climatisation

Fluides frigorigènes naturels

Les fluides frigorigènes naturels suivants sont largement utilisés dans le domaine de la climatisation:
- R717 Ammoniac NH_3
- R290 Propane C_3H_8
- R744 Dioxyde de carbone CO_2

Les fluides frigorigènes naturels ont un PRG très faible. Ils sont prélevés dans l'environnement et y retournent lorsqu'il y a des fuites dans la machine. Toutefois, en raison de leurs propriétés chimiques, des mesures de sécurité complexes doivent être prises dans certains cas.

Fluides frigorigènes synthétiques, stables dans l'air

Les fluides frigorigènes synthétiques suivants sont largement utilisés dans le domaine de la climatisation:

- R32
- R452B
- R454B
- R513A

La mise en circulation d'installations utilisant les fluides frigorigènes suivants est susceptible d'être davantage restreinte. En outre, la disponibilité est incertaine à l'avenir.

- R134a
- R407C
- R410A

Base de données PRG

Le potentiel de réchauffement global (PRG) d'un fluide frigorigène est déterminé, entre autres, par le temps de séjour dans l'atmosphère et le forçage radiatif. Les connaissances du temps de résidence et du forçage radiatif sont constamment améliorées. C'est pourquoi le Groupe d'experts intergouvernemental sur l'évolution du climat (GIEC) actualise régulièrement les valeurs du potentiel de réchauffement global dans ses rapports.
Les valeurs du PRG figurant dans le présent ouvrage technique se fondent sur la «Vue d'ensemble des principaux fluides frigorigènes» de l'OFEV de février 2025. Dans ce document, le potentiel de réchauffement global PRG est considéré sur un horizon temporel de 100 ans. Les valeurs numériques pour les CFC, HCFC, HFC/HFC et les fluides frigorigènes naturels sont basés sur le GIEC (2007), les valeurs numériques pour le HCFO sont basées sur les valeurs de l'Organisation météorologique mondiale OMM (2018) et les valeurs numériques pour le HFO sont basées sur le GIEC (2014).

Le fluide frigorigène R407C est un mélange basé sur le fluide frigorigène R32. Pendant l'évaporation, il a tendance à se séparer. Cela a pour conséquence que la température d'évaporation augmente avec la teneur en gaz. Dans ce contexte, on parle de ce qu'on appelle le glissement de température, qui est d'environ 7 K pour le R407C, par exemple. Les mélanges présentant cette propriété sont appelés mélanges zéotropiques.
Dans le cas du 513A, il se comporte de manière presque azéotropique (comme une substance pure), un comportement à peine visible.
On parle de plus en plus du R32 comme d'un fluide frigorigène pur, bien qu'il présente une certaine inflammabilité (classe A2L). Il est utilisé de façon croissante dans les machines frigorifiques, notamment pour les petites puissances de refroidissement.

Fluides frigorigènes non stables dans l'air

Les HFO (hydrofluoro-oléfines) sont des fluides frigorigènes synthétiques non stables dans l'air. Dans le domaine du froid de confort, les HFO suivants sont actuellement de plus en plus utilisés:

- R1234yf (PRG = 1)
- R1234ze (PRG = 1)

Les HFO sont appelés fluides frigorigènes de 4^{e} génération et ont été développés dans l'optique d'un faible PRG. Avec 1, cela représente une fraction du PRG d'autres fluides frigorigènes synthétiques couramment utilisés. Les HFO se rapprochent du PRG des fluides frigorigènes naturels (CO_2 = 1; ammoniac = 0; propane = 3). En raison des propriétés chimiques du HFO, des mesures de sécurité doivent également être prises lors de l'installation. Ils sont affectés à la classe de sécurité A2L car ils ont une vitesse de combustion lente. La conception des installations est donc plus proche de celle des installations à l'ammoniac que de celle des installations au R134a. Des produits de réaction acides peuvent apparaitre au cours de la réac-

tion chimique. Les HFO sont stables dans l'air pendant environ 10 jours puis se désintègrent. Les produits de réaction de la désintégration peuvent être détectés dans l'atmosphère. Leurs effets à long terme – notamment en ce qui concerne la formation d'acide trifluoroacétique (TFA) en cas de dégradation et les précipitations acides qui en résultent – ne sont pas encore clairs et font l'objet d'une surveillance étroite afin de s'assurer qu'aucun dommage environnemental à long terme n'en résulte. Une restriction éventuelle de l'utilisation des fluides frigorigènes HFO dans les prochaines années est actuellement (2025) en discussion.
La manipulation professionnelle ou commerciale des fluides frigorigènes nécessite un permis spécial.

Réglementation sur les gaz à effet de serre fluorés («F-Gas») et ORRChim
L'objectif principal du règlement sur les gaz fluorés (UE) 2024/573 est la réduction progressive des émissions de gaz à effet de serre fluorés (gaz F), qui sont principalement utilisés comme fluide frigorigène dans les systèmes de réfrigération et de climatisation, mais aussi dans les pompes à chaleur. Cet objectif doit être atteint grâce à des restrictions d'utilisation et de mise sur le marché, ainsi qu'à la promotion d'alternatives respectueuses du climat.
En Suisse, l'ordonnance sur la réduction des risques liés aux produits chimiques (ORRChim) réglemente l'utilisation des gaz F. Elle est régulièrement adaptée aux exigences de l'UE, généralement avec des exigences légèrement plus strictes, afin d'empêcher que des appa-

Caractéristiques de sécurité des fluides frigorigènes	
Valeur limite pratique	Concentration maximale d'un fluide frigorigène dans l'air d'une zone occupée par des personnes, à laquelle ni l'évacuation n'est entravée, ni aucun risque d'inflammation n'existe. Cette valeur limite est exprimée en kg de fluide frigorigène par m³ d'air.
ATEL	**Acute Toxicity Exposure Limit (limite d'exposition à la toxicité aiguë)** L'ATEL est la concentration maximale d'un fluide frigorigène dans l'air à laquelle une exposition de courte durée (par exemple en cas de fuite) ne provoque pas encore de dommages aigus pour la santé humaine. Si cette valeur est dépassée, il existe un risque d'intoxication aigüe.
ODL	**Oxygen Deprivation Limit (limite de privation d'oxygène)** La valeur ODL décrit la concentration d'un fluide frigorigène à partir de laquelle la teneur en oxygène de l'air est tellement réduite qu'il existe un risque d'asphyxie. De nombreux fluides frigorigènes tels que le propane, l'isobutane, le R134a ou le R410A sont plus lourds que l'air et déplacent l'oxygène, souvent sans odeur ni signe d'alerte visible, ce qui les rend particulièrement dangereux.
ATEL/ODL	Étant donné que la **toxicité (ATEL)** et le **déplacement de l'oxygène (ODL)** peuvent tous deux être mortels, la valeur la plus basse est toujours utilisée pour l'évaluation de la sécurité. Celle-ci est appelée valeur ATEL/ODL et sert de base au calcul des quantités de fluide frigorigène sûres.
LFL	Lower Flammability Limit (limite inférieure d'inflammabilité) La LFL est la concentration minimale d'un fluide frigorigène dans l'air à laquelle un mélange inflammable se forme. Cette valeur est déterminante pour l'évaluation des risques d'incendie et d'explosion et elle est utilisée notamment pour déterminer la quantité maximale admissible de fluide frigorigène inflammable.

Illustration 3.16: Caractéristiques de sécurité des fluides frigorigènes

reils nuisibles au climat, qui ne sont plus autorisés dans l'UE, n'entrent en Suisse. L'UE donne le ton en matière de renforcement des réglementations. Actuellement (situation en 2025), les exigences suivantes s'appliquent:

à partir de 2027: PRG maximal de 750 pour les installations d'une puissance > 12 kW

à partir de 2032: interdiction des gaz fluorés dans les installations de climatisation d'une puissance ≤ 12 kW

L'UE se réserve le droit de modifier ces dates en cas de difficultés d'approvisionnement ou de problèmes de fabrication. La tendance est claire: l'utilisation des gaz fluorés continuera d'être restreinte, l'objectif étant de passer complètement aux fluides frigorigènes naturels à moyen terme.

Les principaux fluides frigorigènes dans le domaine du froid de climatisation

Fluides frigorigènes	PRG	Puissance frigorifique rapportée au débit volumique	Plage de température d'une utilisation économique des rejets thermiques	Valeur limite pratique	Classe de sécurité	Toxicité	Inflammabilité
		kJ/m³	°C	kg/m³	(page 16)	(ATEL/ODL)	(LIE)
	[1]	[2]	[3]	[4]	[5]	[6]	[7]
Fluides frigorigènes naturels							
R290 Propane	3	2750	30–40 (max. 60)	0,008	A3	faiblement toxique	hautement inflamm.
R717 Ammoniac NH_3	0	3650	30–40 (max. 90)	0,00035	B2L	hautement toxique	faiblement inflamm.
R1270 Propène (propylène)	3	3350	30–40 (max. 55)	0,008	A3	faiblement toxique	hautement inflamm.
R744 CO_2	1	8500	30–60 (max. 90) [8]	0,1	A1	faiblement toxique	non inflammable
Fluides frigorigènes synthétiques, non stables dans l'air							
R1234ze	<1	1550	30–40 (max. 85)	0,061	A2L	faiblement toxique	faiblement inflamm.
R1234yf	<1	1900	30–40 (max. 75)	0,058	A2L	faiblement toxique	faiblement inflamm.
Fluides frigorigènes synthétiques, stables dans l'air							
Il est prévu que la mise sur le marché d'installations contenant des fluides frigorigènes synthétiques stables dans l'air ne soit plus autorisée à partir de 2027. La disponibilité future de ces fluides frigorigènes est en outre incertaine.							
R32	675	5300	35–45 (max. 55)	0,061	A2L	faiblement toxique	faiblement inflamm.
R452B	698	4400	30–40 (max. 55)	0,062	A2L	faiblement toxique	faiblement inflamm.
R454B	466	4500	30–40 (max. 55)	0,039	A2L	faiblement toxique	faiblement inflamm.
R454C	146	2875	30–45 (max. 55)	0,059	A2L	faiblement toxique	faiblement inflamm.
R513A	631	2050	30–40 (max. 75)	0,35	A1	faiblement toxique	non inflammable
R515B	287	1498	30–45 (max. 70)	0,29	A1	faiblement toxique	non inflammable

[1] PRG = Potential de réchauffement global (potential d'effet de serre), source: IPCC IV, 2007 et IPCC V, 2014 (pour HFO)

[2] Valeurs valables pour t_0 = 0 °C, t_c = 40 °C

[3] Valeurs indicatives des températures de la chaleur rejetée pour lesquelles l'énergie thermique peut être découplée à un prix de la chaleur inférieur à 2 ct./kWh. Selon le type de compresseur et le concept de l'installation, la chaleur rejetée utilisable est également possible à des températures plus élevées. La température maximale du fluide frigorigène correspondant se situe dans la plage des valeurs mentionnées entre parenthèses. Dans tous les cas, il convient de tenir compte de l'économicité (surcoût et rendement supérieur). Un désurchauffeur permet d'utiliser env. 10 à 15 % de la puissance du condenseur – sans élévation de la température de condensation. Cette chaleur rejetée est «gratuite» (voir aussi: Document de base concernant la garantie de performance des installations frigorifiques, page 3: Utilisation de la chaleur rejetée, SuisseEnergie/ASF 2015).

[4] La valeur limite pratique permet de calculer la concentration maximale dans un espace occupé. Selon la valeur la plus élevée, la toxicité ou l'inflammabilité influence la valeur limite pratique (voir annexe C, SN EN 378-1). En présence de prescriptions nationales ou régionales plus restrictives, celles-ci ont la priorité sur les exigences de la norme concernant ces valeurs limites.

[5] Voir aussi «Mesures de construction» (page 16 et suivantes)

[6] Légère adaptation linguistique pour une meilleure compréhension. Les termes utilisés correspondent à la terminologie de la norme SN EN 387-1, annexe E, comme suit:
- faiblement toxique = classe A (faible toxicité)
- hautement toxique = classe B (haute toxicité)

[7] Les termes utilisés correspondent à la terminologie de la norme ISO 817 et ASHRAE 34:
- non inflammable = classe 1
- faiblement inflammable = classe 2L
- inflammable = classe 2
- hautement inflammable = classe 3

[8] Pour le CO_2, la température de retour (température d'entrée dans le refroidisseur à gaz/condenseur) est déterminante. Celle-ci doit être la plus basse possible (règle d'or: toujours inférieure à 35 °C).

Illustration 3.17: Principaux fluides frigorigènes dans le domaine du froid de climatisation.
Source: Guide des fluides frigorigènes, SuisseEnergie.

10 points relatifs aux bases de la climatisation

1. Le cycle est la clé de la compréhension de la machine frigorifique.
2. Dans ce cycle, le fluide frigorigène passe par quatre phases:
   - La pression du fluide frigorigène est augmentée par le compresseur et il se réchauffe.
   - Il libère la chaleur dans le condenseur.
   - Il est détendu dans le détendeur et se refroidit ainsi.
   - Il s'évapore ensuite dans l'évaporateur et absorbe de la chaleur au cours du processus.
3. Le diagramme log p,h permet de représenter aisément les énergies converties (différences d'enthalpie).
4. Le cycle de Carnot est absolument le meilleur cycle pouvant être mis en œuvre. Les processus cycliques réels ne peuvent jamais l'atteindre, mais avec son aide, le processus cyclique réel peut être optimisé.
5. Plus les températures d'évaporation et de condensation sont proches, plus le cycle est efficient. Cela s'applique également à l'augmentation des températures d'évaporation.
6. Chaque fluide frigorigène présente des avantages et des inconvénients. Pour choisir un fluide frigorigène approprié, on évalue ses propriétés thermophysiques, chimiques, écologiques, physiologiques et économiques.
7. Le fluide frigorigène a une grande influence sur l'emplacement de la machine frigorifique et les exigences de sécurité requises.
8. Lorsque des fluides frigorigènes sont libérés, ils peuvent être nocifs pour le climat, toxiques, former des acides ou appauvrir la couche d'ozone.
9. Une fois libérés, les fluides frigorigènes naturels et les HFO ont un très faible potentiel de réchauffement global.
10. L'utilisation des fluides frigorigènes est réglementée par la loi. Les personnes qui manipulent des fluides frigorigènes doivent être titulaires d'une autorisation spéciale conformément à l'ORRChim.

Chapitre 4

Le processus de planification

Une fonctionnalité et un confort élevés pour les utilisateurs, la qualité du design et la conservation de la valeur – tels sont les objectifs de la planification d'un bâtiment orienté vers la durabilité et l'économie globale. C'est pourquoi, dès la phase de concours, il est nécessaire de mettre en place une planification de la construction réunissant et intégrant toutes les compétences spécialisées: de la conception architecturale d'ensemble à l'ingénierie des structures, de la physique et des techniques du bâtiment.

4.1 Exigences générales

Pour une construction respectueuse du climat, les surfaces vitrées, les protections contre le rayonnement, les ombrages alternatifs doivent être coordonnés intelligemment avec le refroidissement, le chauffage et la gestion technique des bâtiments.

4.2 Facteurs d'influence

Les températures sont déterminantes pour l'économie d'énergie

La différence entre la température de condensation et d'évaporation est déterminante pour l'efficacité d'un compresseur. Plus la différence de température est faible, plus le compresseur fonctionne de manière efficace et économique. Pour y parvenir, il faut viser une température de condensation basse du côté chaud et une température d'évaporation élevée du côté froid.

Dans le cadre d'un projet donné, les températures des médiums (refroidissement et chauffage) doivent être définies en priorité. Dans la plupart des cas, ces températures sont déterminées par le refroidissement, le chauffage et la température nécessaires pour la production d'eau chaude sanitaire. Les conditions-cadres suivantes doivent être respectées:

- Les températures du médium frigoporteur sont définies par le processus et la norme SIA 384/4 (2025), spécifiant les températures du fluide pour des raisons énergétiques. Elles se situent strictement entre 10 et 18 °C.
- La température du médium caloporteur est liée à la température ambiante d'été dans le cas d'un post-refroidissement en toiture (éventuellement réduite par des effets adiabatiques, comme lors d'une pulvérisation d'eau). Selon la norme SIA 2028, la température de dimensionnement pour Zurich-Kloten est de 32,9 °C p. ex. (voir chap. 7.6 Refroidissement de retour)
- La protection contre les légionelles dans l'eau chaude sanitaire doit être respectée en conséquence.

Interpréter correctement les températures du fluide frigoporteur de la norme SIA 384/4 (2025)

Pour un immeuble commercial typique ou même un hôpital du Plateau suisse, il n'est pas absolument nécessaire de prévoir une température de départ du fluide frigoporteur selon la norme SIA 384/4 (2025) d'exactement 10 °C. L'exemple suivant montre comment des températures optimisées, même plus élevées, peuvent conduire à de bonnes solutions.

Lorsque la température du fluide frigoporteur est définie avec une température de départ de 12 °C (au lieu de 10 °C), cela permet d'obtenir un point de rosée de l'air soufflé de 14 °C. Ainsi, une température de départ du fluide frigoporteur de 14 °C peut être assurée pour les plafonds rafraîchissants par une régulation de la température de départ sur le groupe. Il faut s'attendre à ce que, en raison des «pertes de froid» (apports d'énergie) au «point d'utilisation», les températures du médium frigoporteur soient encore supérieures de 1 à 2 K, ce qui permet d'éviter la formation de condensat sur les surfaces de refroi-

dissement et dans les aéroréfrigérants à air recyclé.
Une température de retour du médium frigoporteur de 18 à 20 °C (ΔT env. 3 à 4 K dans le plafond rafraîchissant) permet d'obtenir des débits volumiques significatifs et assure des différences de température moyenne optimales dans les plafonds rafraîchissants, soit des conditions ambiantes d'environ 24 °C et 55 à 60 % d'humidité relative, avec des performances raisonnables et économiques par unité de surface (voir chapitre 6.4).
Lorsqu'il faut garantir un refroidissement sans condensation, il y a lieu d'installer un contrôle du point de rosée de l'air soufflé ou de l'air extrait, en cas d'émission d'humidité dans le local. Pour cela, il faut mesurer la température et l'humidité, et en déduire le point de rosée. Si celui-ci est supérieur à la température de dimensionnement, une routine programmée peut être utilisée pour augmenter l'air d'alimentation du groupe en conséquence et garantir l'absence de condensat. Bien que cela réduise temporairement la puissance du plafond rafraîchissant, la puissance de refroidissement est maintenue – pour une température ambiante augmentée – à la même valeur.
Lorsqu'un point de rosée plus bas de l'air soufflé est nécessaire, seul le débit volumique d'air soufflé absolument minimal nécessaire doit être traité en plus avec une petite machine frigorifique, éventuellement à évaporation directe. Celle-ci peut être refroidie de manière optimale dans le réseau de médium frigoporteur à 12 °C. Il en résulte un très bon coefficient de performance (COP_{Froid}) et l'apport énergétique est minimisé.
Une température du médium caloporteur de 38 – 32 °C est la contrepartie du refroidissement. Ces températures peuvent également être maintenues à des températures extérieures plus élevées avec des aéroréfrigérants hybrides, garantissent un coefficient de performance optimal (COP_{Froid}) de la machine frigorifique-thermique et sont bien adaptées au chauffage de surface (plafonds chauffants-rafraîchissants et chauffage par le sol), aux unités à transfert de chaleur forcé (unités de recirculation, ventilo-convecteurs, convecteurs actifs avec ventilateurs, réchauffeurs d'air soufflé) ainsi qu'au préchauffage de l'eau sanitaire via des échangeurs à plaques (système de charge). Une petite pompe à chaleur adaptée (propane, CO_2) peut être utilisée pour réchauffer l'eau chaude sanitaire. Cela permet d'exploiter au mieux l'énergie du réseau du médium caloporteur. En raison de la température élevée de la source d'énergie, cette pompe à chaleur fonctionne très efficacement et présente donc un très bon coefficient de performance.

Fiabilité et disponibilité opérationnelles élevées

La disponibilité du système de refroidissement ou de chauffage et de ses composants est définie comme le pourcentage du temps de fonctionnement pendant lequel ce système ou ce composant fonctionne sans erreur – le temps de fonctionnement étant généralement lié à la saison. Les systèmes informatiques et de traitement, les appareils médicaux, mais aussi les équipements de sécurité et les systèmes d'analyse dans les laboratoires dépendent du refroidissement et donc de la disponibilité de la machine frigorifique ou du système de refroidissement et éventuellement de chauffage. Une disponibilité ou un temps moyen entre défaillances (MTBF, Mean Time Between Failure, Temps moyen entre défaillances) de 99,9 % sont souvent exigés, ce qui correspond à une défaillance maximale du système d'un peu moins de dix heures par an (8760 h fois 0,001). Le temps moyen de réparation (MTTR, Mean Time to Repair, Temps moyen de réparation) définit la durée moyenne d'indisponibilité ou maximale d'interruption admissible d'un système (RTO, Recovery Time Objective, Durée maximale d'interruption admissible).
Souvent, seule la production est examinée de près dans l'évaluation des risques. Cependant, la disponibilité est une exigence pour l'ensemble du système et

tous les composants doivent être pris en compte. La production de froid ne remplira pas son rôle si le post-refroidissement ne fonctionne pas, si une pompe tombe en panne ou si un utilisateur modifie par inadvertance un point de consigne de manière incorrecte via le système de contrôle. Dans la perspective du système global, une évaluation individuelle des risques doit être effectuée pour chaque composant. Pour les composants critiques tels que les générateurs, les pompes, les commandes de vannes et autres éléments soumis à l'usure, il faut éviter qu'un point de défaillance unique (SPOF) se produise, c'est-à-dire que la défaillance du composant entraîne celle de l'ensemble du système.

Les composants identifiés comme critiques doivent être sécurisés par des mesures conceptuelles. La méthode (n+1) est généralement choisie pour cela. Lorsque n = 1 est défini, deux composants ayant chacun une capacité de 100 % sont utilisés. Si, par exemple, on choisit n = 3, quatre composants sont installés à 33 % en branchement parallèle. Grâce à ce concept de redondance, un composant peut donc tomber en panne et la capacité totale reste disponible. (voir également chapitre 2.5).

Dans ce cas, des mesures appropriées doivent être prises pour que la commutation ou le changement de séquence de priorité soit effectué automatiquement par la gestion technique du bâtiment. Lorsqu'une durée maximale d'interruption admissible (RTO, Recovery Time Objective) doit être respectée, une commutation manuelle n'est possible que dans de rares cas (service de garde, service de nuit, service de week-end).

Il doit être possible de remplacer chaque composant critique en cours d'exploitation sans interruption, c'est-à-dire sans altérer les performances du système. En plus du concept (n+1), cela nécessite également un certain équipement des composants. Par exemple, il doit être possible d'isoler une pompe redondante du réseau au moyen de clapets, le médium (eau) étant évacué de l'unité d'alimentation isolée au moyen de robinets de purge et de vidange. Dès lors, la pompe peut être remplacée, le clapet anti-retour contrôlé, puis le bloc d'alimentation rempli et purgé. Avant de rebrancher la pompe au réseau, il faut tester son fonctionnement (différents états, programmation spéciale, messages du système etc.), la protection de la pompe étant éventuellement activée.

Redondance et maintenance

La redondance résulte en un plus grand nombre d'installations et se traduit par un plus grand nombre de sources d'erreurs potentielles et de composants défaillants que dans un système unique. Bien que les composants des systèmes redondants soient plus susceptibles de tomber en panne, la disponibilité globale du système reste plus élevée. Toutefois, cette plus grande disponibilité se fait au prix de

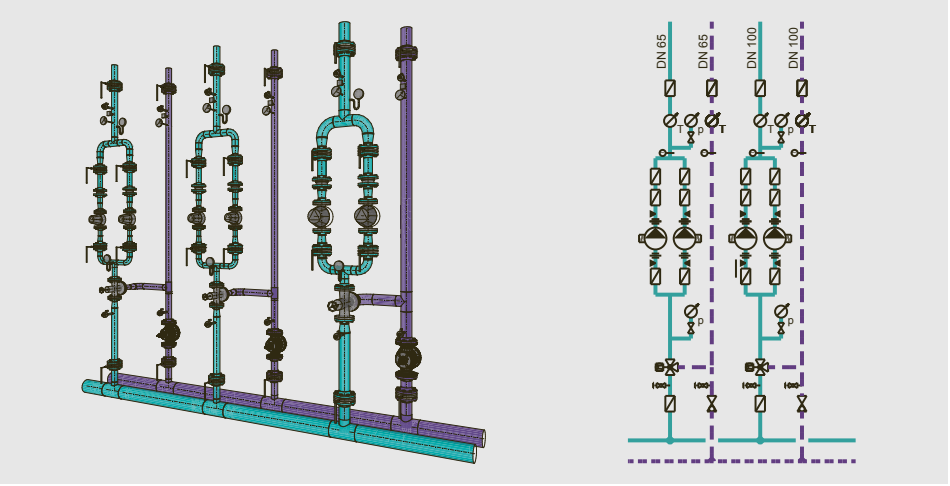


Illustration 4.1: Distributeur de froid avec pompes de groupe disposées de manière redondante et limiteurs de débit volumique disposés dans le retour. Les composants doivent être installés de manière à ce que les pompes puissent être remplacées pendant le fonctionnement.

coûts d'investissement, de maintenance et de gestion nettement plus élevés.
La défaillance d'un seul composant dans un système redondant ne signifie pas par définition la défaillance du système. Toutefois, l'exploitant du système doit être en mesure de rétablir la redondance dans un délai raisonnable. Pour que cela puisse se faire sans défaillance du système, il faut que le matériel de remplacement et le savoir-faire pour remplacer les composants soient disponibles ou qu'ils le soient dans le délai convenu. Néanmoins, il est possible que le rétablissement de la redondance nécessite une interruption des opérations. Dans ce cas, l'exploitant doit programmer les travaux dans une fenêtre de maintenance planifiée.

4.3 Installation et accessibilité

Les exigences relatives à la centrale de refroidissement/chauffage en matière d'emplacement, de protection, de ventilation, de bruit, d'accessibilité etc. peuvent être extrêmement complexes, surtout pour les systèmes de grande taille.[1]
Les exigences de sécurité dépendent du type et de la quantité de remplissage du fluide frigorigène.
En fonction de la classe de sécurité, différentes mesures sont nécessaires.[2]
Selon l'emplacement des composants frigorifiques, la norme SN EN 378-3 requiert différentes mesures de sécurité.

À cet égard, on distingue les emplacements suivants:
1. À l'air libre
2. Dans une salle des machines
3. Dans un espace occupé
4. Dans un espace inoccupé non affecté comme salle des machines
5. Dans une enceinte ventilée

Installations électriques dans les locaux dans lesquels des fluides frigorigènes inflammables A2L sont utilisés
Il convient de garantir qu'en cas de sortie du fluide frigorigène l'installation électrique dans le local est mise hors tension. Pour les installations conçues

conformément à SN EN 378:
dès que la concentration des fluides frigorigènes dépasse de 25 % la limite d'explosion inférieure (valeur LIE) dans le local, l'installation électrique doit être mise hors tension.

conformément au Feuillet technique SUVA 66139:
dès que la concentration des fluides frigorigènes dépasse de 20 % la limite d'explosion inférieure (valeur LIE) dans le local, l'installation électrique doit être mise hors tension.

Les éléments électriques qui restent sous tension (p. ex. éclairage de secours ou ventilateurs) doivent être protégés contre l'explosion. Il faut en tenir compte aussi en particulier en cas de climatisation de chambres d'hôtel directement refroidies avec des installations VRV-DRV avec des fluides frigorigènes inflammables.

1 Les principales influences proviennent de la directive SN EN 378 Installations frigorifiques et pompes à chaleur – Exigences en matière de sécurité et d'environnement, parties 1 à 3, ainsi que des directives de protection contre l'incendie de l'AEAI pour les installations thermiques (24-12d).
2 Les détails sur les mesures de construction sont décrits dans la norme SN EN 378-1 à 3 et dans l'Aide à l'exécution de l'ORRChim, point 4.4.3.

Quelques principes importants à l'exemple d'un local technique

Les principales mesures de construction concernant les fluides frigorigènes des classes A1 et A2L sont décrites ci-après.[1] De plus, le texte entre parenthèses renvoie aux passages déterminants de la SN EN 378-3. Il faut noter que pour les autres classes de fluides frigorigènes (A3, B2L…) il s'applique des exigences plus sévères et qu'il est recommandé de s'adresser à un planificateur expérimenté. De plus, les documents mentionnés dans SN EN 378 (avant-propos national) sont à respecter (p. ex. Feuillet technique SUVA 66139).

Air et ventilation

Il doit y avoir au minimum 4 renouvellements d'air par heure lorsque la salle des machines est occupée (5.13.2*)

Une ventilation mécanique d'urgence est nécessaire lorsque la concentration en fluide frigorigène de la classe de sécurité A1 dépasse soit la valeur limite pratique, soit la limite de toxicité. (5.13*)

Pour les fluides frigorigènes de la classe de sécurité A2L, il convient en outre d'estimer la limite inférieure d'explosivité (LIE). (5.14*)

Si du fluide frigorigène s'échappe, il convient de s'assurer qu'il sera évacué à l'air libre. (5.13.1*)

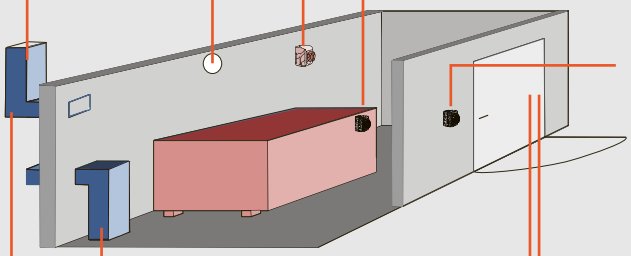
Si d'autres machines (chaudières, compresseurs d'air comprimé etc.) se trouvent dans le même local technique, celles-ci ne doivent laisser pénétrer aucun gaz réfrigérant. L'air doit être acheminé depuis l'extérieur via un système de gaine approprié. (5.3*)

Remarque relative à l'alarme incendie: Les alarmes incendie ne doivent pas réagir aux vapeurs des fluides frigorigènes. La priorité de l'ordre d'activation de la ventilation doit être définie avec les autorités compétentes ou l'assurance du bâtiment.

* voir SN EN 378

Mesures d'urgence

Tous les locaux techniques doivent être équipés de détecteurs de fluides frigorigènes, dès lors que la limite d'exposition de toxicité (ATEL) ou la limite inférieure d'explosivité (LIE) selon SN EN 378 est dépassée. Les détecteurs de fluides frigorigènes doivent déclencher une alarme et activer la ventilation mécanique (ventilation tempête). (9.1*)



Commutateur d'arrêt d'urgence 1: dans le local technique, un commutateur d'arrêt d'urgence doit être prévu. (5.6*)

Commutateur d'arrêt d'urgence 2: en dehors du local technique, à proximité des portes, une désactivation à distance doit être prévue. (5.6*)

Une sortie de secours doit conduire à l'air libre ou dans un couloir de sortie de secours. (5.12.2*)

Etanchéité

Tous les points au niveau desquels les conduites et les canaux de ventilation passent à travers des murs, plafonds et planchers doivent être étanchéifiés. (5.8)

Les locaux techniques doivent être étanches («étanches à la fumée»). Le fluide frigorigène qui s'échappe ne doit pas pouvoir s'infiltrer dans d'autres locaux. (5.2*)

Murs, sols, plafonds

Les murs, sols et plafonds doivent être conçus de façon à résister au feu pendant au moins 1 heure (EI60).

Portes

Les portes doivent s'ouvrir vers l'extérieur et avoir une résistance au feu de 30 minutes (EI30). (CFST 6517 et AEAI 24-15). Si la quantité de remplissage du fluide frigorigène de la classe de sécurité A2L dépasse la valeur limite pratique autorisée (kg/m^3), le local doit avoir une porte

- donnant directement à l'air libre ou
- donnant dans un local intermédiaire ayant une porte étanche à fermeture automatique. Le local intermédiaire doit à son tour avoir une porte menant à l'air libre. (selon SN EN 378, Partie 1, 5.14.5)

1 En cas de doute, il convient de toujours faire appel aux textes originaux correspondants de la norme SN EN 378 ou du Feuillet technique SUVA 66139.

Illustration 4.2: Les principes de sécurité les plus importants à respecter lors de la construction d'un système avec un fluide frigorigène stable dans l'air des classes A1 et A2L. Source: Guide des fluides frigorigènes, OFEN, 9/2025

Production frigorifique dans une enceinte non accessible

Lorsque les composants frigorifiques sont installés dans une enceinte non accessible, il convient de noter que celle-ci peut être ouverte pendant le travail et que le fluide frigorigène peut s'échapper dans l'espace environnant. En matière de sécurité, la norme SN EN 378 fait la différence entre:

1. Enceinte sans ventilation

Dans les installations contenant des fluides frigorigènes A1, la quantité maximale autorisée (toxicité), évaluée conformément à la classe d'emplacement où est disposé l'enceinte, ne doit pas être dépassée.

2. Enceinte ventilée

Les installations contenant un fluide frigorigène inflammable (p. ex. A2L) dans une enceinte ventilée doivent être évacués à l'extérieur. Lorsque des enceintes ventilées sont installées dans un local technique, les exigences relatives à la ventilation du local de machines doivent être respectées (SN EN 378-3, points 4.3 et 5). Lorsque l'enceinte est installée dans une zone où séjournent des personnes (espace occupé), elle ne peut être utilisée que si la quantité de remplissage maximale admissible n'est pas dépassée et si les exigences en matière de ventilation sont respectées (SN EN 378-3, point 4.6 et SN EN 378-2, points 6.2.15 et 6.2.14).

Installation à l'extérieur

Si l'installation frigorifique est installée à l'extérieur, les points suivants doivent notamment être pris en compte pour les fluides frigorigènes des classes A1 et A2L:

- En cas de fuite, le fluide frigorigène ne doit pas pénétrer dans le bâtiment par les siphons de sol, les ouvertures de ventilation (par exemple, les conduits d'air entrant), les portes ou les ouvertures dans le toit (SN EN 378-3, point 4.2) .
- Si le fluide frigorigène qui s'échappe peut s'accumuler (par exemple, installation dans une cavité accessible), d'autres exigences telles que la ventilation, les détecteurs de gaz, etc. doivent être respectées (SN EN 378-3, section 4.2).
- Pour les installations contenant plus de 25 kg de réfrigérant (avec des réfrigérants stables dans l'air), des détecteurs, une alarme, etc. sont également nécessaires (Aide à l'exécution de l'OFEV, section 4.4.3).

À partir de 2027, des détecteurs, des systèmes d'alarme, etc. seront probablement obligatoires pour les installations contenant 500 tonnes d'équivalent CO_2 ou plus.
Pour plus de détails sur l'installation en extérieur, voir SN EN 378-3: 4.2.

Les principes de sécurité d'une salle des machines

Les mesures les plus importantes pour les fluides frigorigènes des classes A1 et A2L sont présentées à l'Illustration 4.2. Les passages pertinents de la norme SN EN 378-3 sont également mentionnés entre parenthèses. Il faut noter que pour les autres classes de fluides frigorigènes (A3, B2L), des exigences plus sévères sont imposées. Les planificateurs débutants doivent consulter un planificateur ou un fournisseur expérimenté avec ces fluides et qui en connaît les pièges.
De plus, les normes et directives mentionnées dans SN EN 378 (avant-propos national) sont à respecter. p. ex. Feuillet technique SUVA 66139 Exploitation sûre des installations frigorifiques et des pompes à chaleur).

Quelles sont les exigences de sécurité à respecter? La norme SN EN 378 ou le Feuillet technique 66139 de la SUVA?

Selon la configuration de l'espace et le fluide frigorigène, les exigences de sécurité de la norme SN EN 378 sont renforcées par les exigences de la SUVA (sécurité au travail).

1. À quelle classe de sécurité le fluide frigorigène appartient-il?

La classe de sécurité (voir page 5) montre la toxicité (A ou B) et l'inflammabilité (1, 2L, 2 ou 3) du fluide frigorigène.

2. Qui a accès au bâtiment?

La norme SN EN 378-1 (chapitre 4.2.5) distingue trois différentes zones d'installation et/ou d'accès (locaux, parties du bâtiment, bâtiment).

Catégorie a) Accès général: Emplacement dans lequel séjourne un nombre incontrôlé de personnes. Celles-ci ne sont pas familiarisées avec les mesures de sécurité. Exemples: hôpitaux, supermarchés, écoles, hôtels, auberges, appartements etc.
Catégorie b) Accès surveillé: Emplacement où ne séjourne qu'un nombre déterminé de personnes. Au moins l'une d'entre elles est familiarisée avec les mesures de sécurité. Exemples: locaux de bureaux ou commerciaux, laboratoires etc.
Catégorie c) Accès réservés: Accès uniquement pour les personnes autorisées. Celles-ci sont familiarisées avec les mesures de sécurité. Exemples: entreprises de production (produits alimentaires, chimie, laiteries, abattoirs), zone non publique des supermarchés etc.

3. Où se trouvent les composantes frigorigènes?

Dans le cas du lieu d'installation de l'installation frigorifique ou des éléments conducteurs de fluide frigorigène, il convient de distinguer les quatre classes suivantes:

Classe I, tout dans la zone de séjour des personnes: L'installation frigorifique ou les éléments conducteurs de fluide frigorigène se trouvent dans la zone de séjour des personnes.
Classe II, tous les compresseurs et réservoirs de pression se trouvent **dans le local technique ou à l'air libre**. La conduite, l'évaporateur, les vannes peuvent se trouver dans la zone de séjour des personnes.
Classe III, tout dans le local technique ou à l'air libre: Tous les éléments conducteurs de fluide frigorigène se trouvent dans un local technique ou à l'air libre.
Classe IV, enceinte ventilée: Tous les éléments conducteurs de fluide frigorigène se trouvent dans une enceinte ventilée.

4. Quelle est la grandeur du local?

Le volume net, est défini par le local le plus petit dans lequel se trouve des composants frigorifiques et où séjournent des personnes. (SN EN 378-1, chapitre 7)

5. Détermination de la charge maximale de remplissage

Les exigences posées aux valeurs limites de la quantité de remplissage de fluides frigorigènes figurent dans les valeurs mentionnées dans le tableau de la norme SN EN 378-1:
1. Base de toxicité voir tableau C1
2. Base d'inflammabilité voir tableau C2
La plus petite valeur des deux détermine la quantité de remplissage maximale autorisée.

Important: La charge de remplissage maximale est une prescription technique de sécurité. Elle peut être renforcée par les prescriptions environnementales telle que l'ORRChim.

L'aide à la planification électronique payante SN EN 378 de la SVK permet de déterminer systématiquement les exigences relatives à la quantité maximale de fluide frigorigène et aux équipements de sécurité nécessaires.

Illustration 4.3:
Les cinq étapes permettant de déterminer la charge de fluide frigorigène maximale autorisée pour un système de climatisation.

L'arbre de décision dans l'Annexe C aide à déterminer quelles exigences respecter dans quel cas.

Comment déterminer la quantité maximale de fluides frigorigènes autorisée?
Selon l'utilisation du bâtiment et l'emplacement des parties et équipements chargés de fluide frigorigène, la quantité maximale (toxicité et protection incendie) de fluides frigorigènes peut être limitée. Les 5 étapes de l'Illustration 4.3 montrent le chemin à suivre pour déterminer la quantité maximale de remplissage.
Important: La quantité de remplissage maximale est une prescription technique de sécurité. Elle peut être renforcée par les prescriptions environnementales telle que l'ORRChim.

Autres mesures de sécurité
Selon la configuration de l'installation, il peut être nécessaire de convenir avec les autorités locales de la présence d'extincteurs, de dispositifs et équipements destinés à la protection des personnes, d'issues de secours, de secteurs coupe-feu etc., ainsi que d'une éventuelle analyse des risques.[1]
Toutes les installations doivent être protégées contre des surpressions du système. Selon le type et la taille de l'installation, les conduites de décharge des soupapes de sécurité doivent être reliées directement à l'air libre ou à un récipient de récupération spécial. Les réglementations et directives pertinentes doivent être respectées.
Les prescriptions et réglementations en vigueur indiquent si (et le cas échant comment) l'aération des salles contenant des machines frigorifiques-thermiques doit être conçue en prévention de risques éventuels pour les personnes ou l'environnement. En cas de doute, contacter les autorités compétentes (p. ex. SUVA).

Conditions techniques
L'emplacement de la machine frigorifique et de l'aéroréfrigérant doit être étudié par l'architecte dès la planification, en tenant compte des espaces critiques vis-à-vis du bruit (chambre à coucher, bureau etc.) et des propriétés voisines. Il convient de prendre en compte l'insonorisation, en particulier contre les bruits solidiens. Une attention particulière doit être accordée aux aéroréfrigérants installés à l'extérieur lors du fonctionnement de nuit en été.

1 Office fédéral de l'environnement, Berne
OFEV: Seuils quantitatifs selon l'Ordonnance sur les accidents majeurs (OPAM).
3e version actualisée, février 2017;
www.bafu.admin.ch/uv-0611-f)

4.4 Installations au propane et à l'isobutane

Le propane et l'isobutane sont des fluides frigorigènes naturels qui devraient jouer à l'avenir un rôle central dans les installations de climatisation. Avec un potentiel de réchauffement global (PRG) de seulement 3, ils sont considérés comme particulièrement respectueux du climat. Leur inconvénient réside toutefois dans leur inflammabilité: ils appartiennent tous deux à la classe de sécurité A3. C'est pourquoi, lors de leur utilisation, il convient d'accorder une importance particulière à la protection contre les incendies et les explosions afin de protéger les personnes et les biens matériels.

Outre leur haute inflammabilité, le propane et l'isobutane sont plus lourds que l'air. En cas de fuite, ils s'accumulent donc dans les endroits bas. Il faut en tenir compte aussi bien lors de l'installation dans un bâtiment (par exemple au sous-sol) qu'à l'extérieur.

Les exigences relatives au lieu d'installation et les mesures de sécurité nécessaires doivent être convenues à l'avance avec le fournisseur ou déterminées sur la base de la norme SN EN 378-3 et des fiches techniques SUVA 2153 et 66139.

Définir la zone dangereuse

Il n'existe pas de solution standard simple pour l'installation d'équipements contenant des fluides frigorigènes de classe de sécurité A3. Les mesures de protection nécessaires dépendent essentiellement de la quantité de remplissage, du lieu d'installation (à l'intérieur ou à l'extérieur), des éléments de sécurité déjà mis en place dans la machine ou dans le boîtier ventilé, du volume de la pièce et de la ventilation nécessaire.

Une zone dangereuse doit être définie autour de tous les composants transportant du fluide frigorigène ainsi qu'aux points de sortie des dispositifs de sécurité (par exemple au niveau de la conduite d'évacuation) (voir Illustration 4.5). Aucune source d'inflammation ne doit se trouver dans cette zone. Sont notamment considérés comme sources d'inflammation les équipements électriques (p. ex. lampes, prises de courant), les véhicules, les flammes nues ou les outils produisant des étincelles.

Il faut également veiller à ce que le fluide frigorigène qui s'échappe ne puisse pas se répandre dans le bâtiment ou y pénétrer, que ce soit par les portes, les fenêtres, les puits de lumière, les ouvertures de ventilation (air entrant et sortant), les évacuations de toit ou les entrées des égouts. À l'extérieur, le fluide frigorigène ne doit pas non plus pouvoir s'accumuler dans des creux ou des dépressions. Il faut également tenir compte

Quantité de fluide frigorigène Installations dans le bâtiment	Exigences importantes
moins de 0,15 kg	Les quantités de fluide frigorigène inférieures à 0,15 kg (propane 0,153, isobutane 0,172 kg) sont considérées comme «sans danger» et aucune mesure de protection supplémentaire n'est nécessaire.
entre 0,15 kg et 1,5 kg	Une évaluation standardisée des risques est nécessaire ici, en fonction du lieu d'installation (par exemple, sous-sol, ventilation), de la zone d'accès (classification SN EN 378).
plus de 1,5 kg	La norme EKAS 6517 s'applique ici impérativement. Une évaluation complète des risques est nécessaire. En outre, un document relatif à la protection contre les explosions conforme à la fiche technique SUVA 2153 est requis.

Illustration 4.4:
En fonction de la quantité de fluide frigorigène, les fluides frigorigènes de classe A3 doivent répondre à différentes exigences.

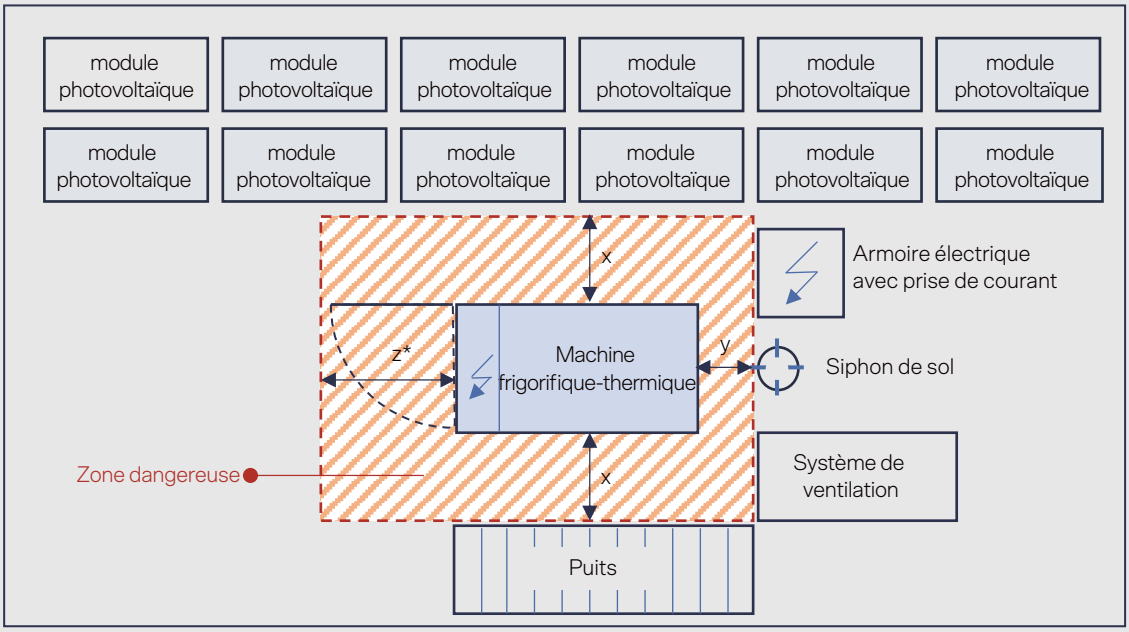
de la sortie de la conduite d'évacuation et du conduit de ventilation hors de la pièce ou du boîtier ventilé. Cette zone est généralement considérée comme une zone ATEX 2 (une atmosphère explosive apparaît rarement ou brièvement en fonctionnement normal), c'est pourquoi des distances de sécurité appropriées doivent également être respectées ici.
La zone dangereuse et les distances de sécurité nécessaires (voir Illustration 4.5, dimensions x, y et z) doivent être définies par le concepteur en collaboration avec le fabricant/fournisseur, les autorités de protection contre les incendies, la SUVA et les autorités environnementales.

Installation à l'extérieur
Pour les installations situées à l'extérieur, il faut s'assurer qu'en cas de fuite, aucun fluide frigorigène ne puisse pénétrer dans le bâtiment. De plus, aucune personne ni aucun bâtiment adjacent ne doit être mis en danger. Il faut également veiller tout particulièrement à ce qu'aucun fluide frigorigène ne puisse s'accumuler dans les «dépressions». Les prescriptions de la norme SN EN 378 s'appliquent ici.

Installation dans le bâtiment
Pour les installations placées à l'intérieur, il faut déterminer la quantité maximale autorisée de fluide frigorigène (voir Illustration 4.3). Si la quantité maximale autorisée est dépassée, il faut procéder à une évaluation des risques et prendre des mesures supplémentaires telles que
- Création d'une salle des machines
- Ventilation de la zone d'installation
- Système d'alarme de gaz (surveillance du fluide frigorigène), etc.

doivent être prises.
Dans les installations situées dans les sous-sols, un détecteur de gaz ainsi qu'une alarme sonore et visuelle doivent généralement être prévus au point le plus bas où le fluide frigorigène peut s'accumuler.

«Boîtier ventilé»
Une bonne façon d'installer un système de réfrigération au propane ou à l'isobutane dans un bâtiment de manière sûre et conforme aux réglementations consiste à le placer dans un boîtier ventilé conforme à la norme SN EN 378-2.



* Selon electrosuisse, la distance minimale pour ouvrir l'armoire électrique doit être de 80 cm, quel que soit le fluide frigorigène utilisé.

Illustration 4.5: Exemple de plan d'une machine frigorifique-thermique installée sur le toit avec les zones dangereuses autour de la machine indiquées.

Les spécifications du fabricant et de la norme SN EN 378-2 doivent être respectées, en particulier les points suivants:
- Le local d'installation doit avoir un volume net au moins 10 fois supérieur à celui du boîtier.
- Conduits de ventilation (dimensions, courbures, chute de pression, classe d'étanchéité) conformes aux spécifications du fabricant.
- Flux d'air dans le boîtier: assurer un flux direct ou indirect.
- Ventilateur antidéflagrant.
- Surveiller la ventilation ; en cas de dysfonctionnement, déclencher une alarme ou un arrêt sécurisé
- Évacuer l'air vicié à l'extérieur en toute sécurité, respecter la zone de danger à la sortie

Attention: afin de réduire le bruit, les installations frigorifiques sont souvent installées dans des caissons. Ces caissons ne sont souvent que partiellement ventilés et ne répondent pas aux exigences d'un caisson à ventilation technique.

Document relatif à la protection contre les explosions

Dans le cas d'une installation utilisant un fluide frigorigène inflammable A3, un document relatif à la protection contre les explosions doit prouver que tous les risques d'explosion ont été évalués et que les mesures de protection nécessaires ont été prises. Il doit être établi avant la mise en service et documenter entre autres:
- la répartition en zones
- les mesures de sécurité (ventilation, installations électriques, systèmes d'alarme de gaz, signalisation, etc.)
- le fonctionnement et la maintenance en toute sécurité

La fiche technique SVK (voir ci-dessous) contient un modèle de document relatif à la protection contre les explosions.

Voies d'évacuation

La voie d'évacuation – le chemin le plus court pour se rendre dans un endroit sûr à l'extérieur ou à l'intérieur du bâtiment – doit être définie, documentée et clairement signalée. Les prescriptions de la Suva doivent être respectées.

Personnel qualifié

Les personnes qui construisent une installation frigorifique au propane ou à l'isobutane doivent être formées et compétentes dans le domaine des fluides frigorigènes inflammables. Pour travailler sur un circuit frigorifique avec des fluides frigorigènes inflammables, il faut au minimum être titulaire de l'«autorisation spéciale pour la manipulation de fluides frigorigènes».
Cette autorisation garantit que les spécialistes disposent des connaissances et des compétences nécessaires pour protéger l'environnement et la santé. L'Association suisse du froid (SVK) est responsable de l'autorisation spéciale «Fluide frigorigène – installations frigorifiques fixes».

Machines frigorifiques à faible charge de R290

Les machines frigorifiques à faible charge de R290 équipées d'échangeurs de chaleur à microcanaux sont spécialement conçues pour réduire considérablement la charge de réfrigérant par kW. Alors que les refroidisseurs conventionnels nécessitent 0,12 à 0,2 kg de propane par kW de puissance frigorifique, les modèles à faible charge fonctionnent avec 0,01 à 0,10 kg/kW, soit beaucoup moins de propane. Ils se distinguent des installations R290 classiques par des échangeurs de chaleur plus compacts, plusieurs petits circuits frigorifiques et des charges plus faibles. Elles sont ainsi plus sûres, la limite inférieure d'explosivité dans la salle des machines peut être plus facilement respectée et elles sont souvent plus efficaces. Les inconvénients sont les suivants: elles sont plus sophistiquées sur le plan technique et généralement plus chères à l'achat.

Documents utiles sur la manipulation des fluides frigorigènes inflammables

- Fiche technique Suva 2153: guide pratique pour les installations utilisant des fluides frigorigènes inflammables, portant sur l'évaluation des risques, la classification des zones et les mesures de protection.
- Fiche technique SVK: «Utilisation de pompes à chaleur et d'installations frigorifiques avec des fluides frigorigènes inflammables à faible toxicité des classes de sécurité A3 et A2L»

Dimensionnement de la production de froid

Lors du dimensionnement de la machine frigorifique, trois apports énergétiques déterminent la puissance de refroidissement:

1. Charges de refroidissement externes
- Apport de chaleur de l'extérieur via l'enveloppe et la ventilation
- Le calcul des charges de refroidissement externe est effectué selon la norme SIA 380/2 (2022).

2. Charges de refroidissement internes
- Apport énergétique par l'utilisation (personnes, éclairage, machines)
- Les valeurs des utilisations standard selon le Cahier technique SIA 2024 peuvent être utilisées pour une première ébauche des charges de refroidissement internes dans l'avant-projet.

3. Charges thermiques latentes (cachées)
- Teneur en vapeur d'eau dans l'air ambiant

Pour déterminer la puissance de refroidissement nécessaire, il faut tenir compte des trois apports énergétiques.

La puissance frigorifique effectivement requise est constituée des valeurs suivantes:

1. La demande de refroidissement de la ventilation $\dot{Q}_V$ divisée en charges de refroidissement externe (conditions extérieures) et interne (température ambiante)
2. La demande de refroidissement de la salle (plafonds rafraîchissants, aéroréfrigérants à air recyclé etc.) $\dot{Q}_S$
3. La demande de refroidissement des processus $\dot{Q}_P$

La somme de ces apports énergétiques donne la charge de refroidissement d'une salle. Cependant, comme toutes les charges ne se produisent jamais simultanément à 100 %, les charges de refroidissement individuelles sont prises en compte avec un facteur de simultanéité. Cela permet de s'assurer que la puissance de refroidissement n'est pas inutilement surdimensionnée.

Utilisation de la chaleur à haute température

Dans l'idéal, la condensation s'effectue à l'aide de l'air extérieur. Ainsi, la chaleur produite se situe la plupart du temps entre 20 °C et 30 °C. Si une chaleur à température plus élevée est nécessaire, la température de condensation Tc peut être augmentée pour le «cas de chauffage» (voir Illustration 10.10).

Pour les utilisations de chaleur à des températures supérieures à 60 °C, la norme SIA 384/4 (2025) indique les éléments à prendre en compte lors de la conception du système de production de froid. Les éléments suivants jouent ici un rôle important

- la rentabilité (taille de l'installation),
- les considérations relatives à la redondance,
- le type d'intégration hydraulique,
- la durée de fonctionnement annuelle de la machine frigorifique-thermique à haute température et
- la part de chaleur de condensation pouvant être utilisée à des fins de chauffage

L'Illustration 4.6 montre les combinaisons possibles de systèmes permettant de fournir une chaleur supérieure à 60 °C.

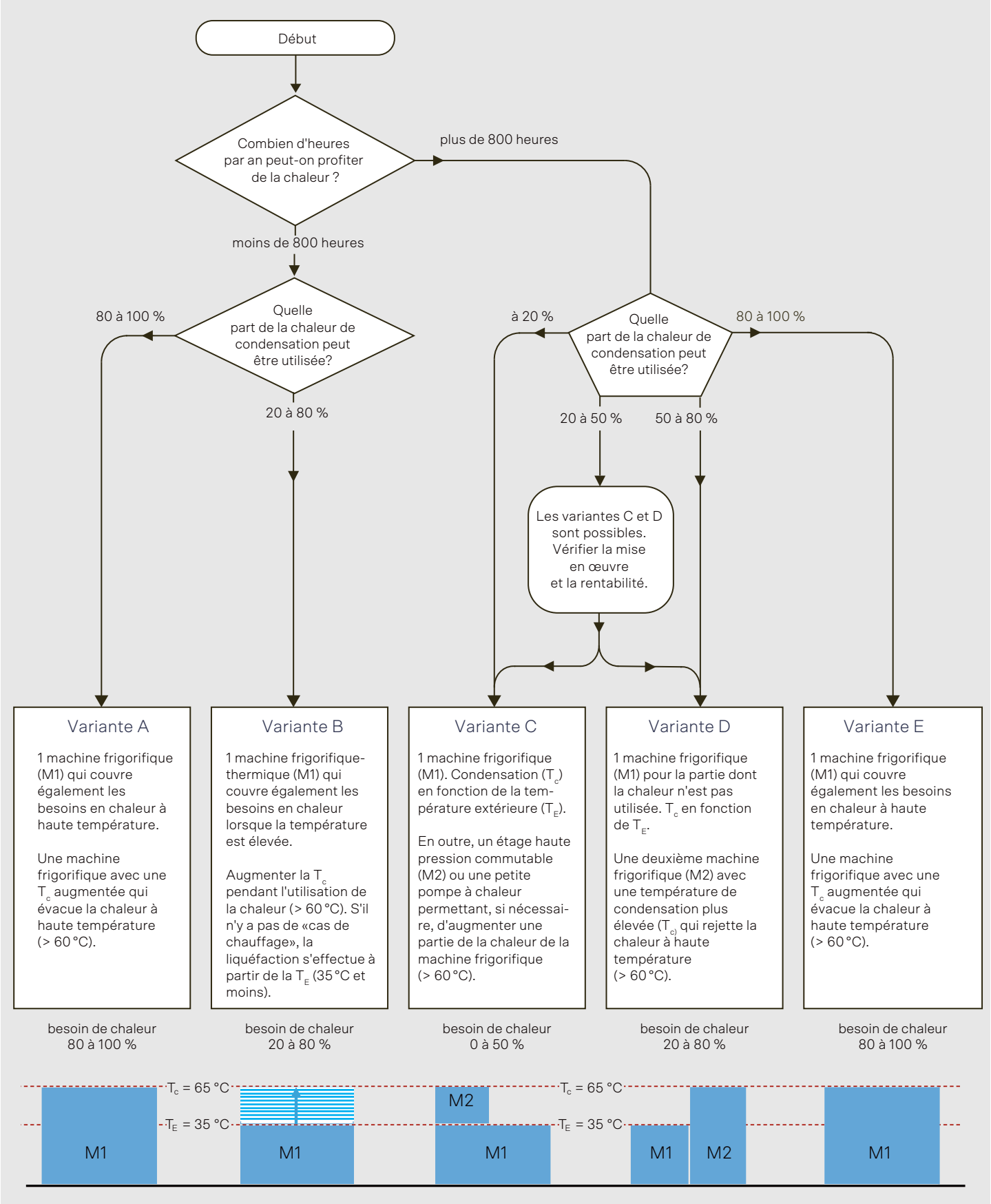


Illustration 4.6: Combinaisons possibles pour fournir de la chaleur à haute température (> 60 °C). Base: SIA 384/4 (2025)

Concept de mesure
Le planificateur doit penser au concept de mesure dès l'avant-projet. Y a-t-il besoin d'une mesure uniquement pour la réception de garantie ou aussi pour contrôler le système et l'efficacité énergétique? L'énergie de refroidissement est une forme d'énergie précieuse et coûteuse. De plus en plus de bâtiments ne doivent pas être chauffés mais refroidis, et il est donc nécessaire d'enregistrer la consommation spécifique du froid **coûteux produit** pour les différents locataires.

Mesures pour la réception de garantie:
L'objectif est de comparer les informations fournies par le fabricant dans son offre et dans le contrat avec les données réelles lors de l'exploitation. Les instruments de mesure mobiles peuvent être utilisés pour la réception de la garantie, notamment pour la mesure du débit volumique.

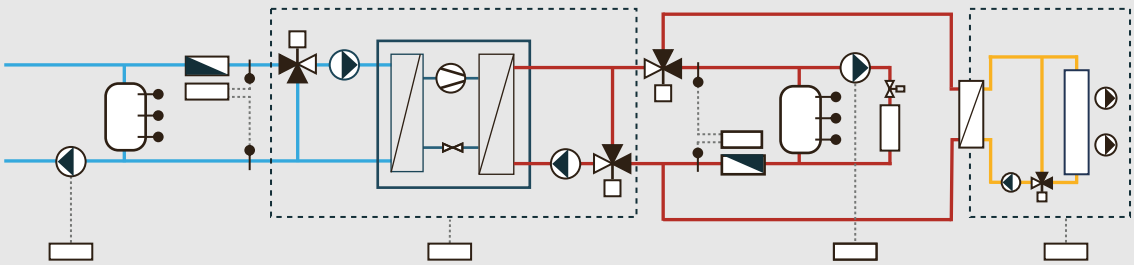
Concept de mesure de l'énergie: La mesure de l'énergie permet de vérifier si les exigences de planification sont respectées. En outre, cette mesure permet de contrôler l'énergie et fournit les données nécessaires à l'optimisation opérationnelle et à un éventuel décompte des coûts énergétiques. Un tel concept nécessite l'installation fixe des instruments de mesure. Lors de la mise en place de ce dispositif, il convient de tenir compte des points suivants:

- Haute précision de la mesure du débit avec une distance suffisante entre l'entrée et la sortie.
- Mesure précise de la température: attention à la stratification
- Mesure de la puissance: mesure du courant avec une grande précision (tension et courant pour les 3 phases)
- Établissement d'un bilan énergétique pour vérifier la mesure.
- Étalonnage des compteurs de chaleur et d'électricité utilisés pour répercuter les coûts sur les locataires.

La norme SIA 384/4 (2025) définit la conception des instruments de mesure requis pour les générateurs de froid.
Les règles suivantes s'appliquent:

- La consommation d'énergie, de chaleur et d'eau doit être enregistrée à l'aide de compteurs appropriés (voir Illustration 4.8).
- Les valeurs de température et de pression doivent être affichées ou enregistrées en continu (voir Illustration 4.9).

L'Illustration 4.8 et l'Illustration 4.9 montrent les instruments de mesure jusqu'à une puissance frigorifique de 350 kW. Les instruments de mesure pour les installations de plus de 350 kW sont indiqués dans les tableaux 1 et 2 de la norme SIA 384/4 (2025).



[1] Dans les petites installations, la mesure est souvent effectuée conjointement avec la combinaison d'appareils de commutation du groupe de refroidissement ou de chauffage.

Illustration 4.7: Exemple de concept de mesure pour la production de froid avec récupération de chaleur et refroidissement.

Instrumentation (Mesure avec compteurs)		Puissance de refroidissement en kW	
		< 100	100 à < 350
Compteur de froid pour chaque groupe de consommateurs de froid (groupe de refroidissement)	kWh	–	oui
Compteur de froid pour chaque producteur de froid	kWh	oui [3, 4]	oui [3, 4]
Compteur de chaleur (en cas d'utilisation de la chaleur)	kWh	oui	oui
Compteur de chaleur (en cas d'utilisation de la chaleur)	kWh	–	–
Compteur électrique du post-refroidisseur (avec mode free-cooling)	kWh	oui	oui
Compteur électrique du producteur de froid	kWh	oui, à partir de 3 kW_{el}	oui
Compteur électrique des dispositifs auxiliaires (mesure groupée) [1]	kWh	oui, à partir de 3 kW_{el}	oui, à partir de 3 kW_{el}
Compteur électrique pour dispositifs auxiliaires non inclus dans la mesure groupée [2]	kWh	oui, à partir de 3 kW_{el}	oui, à partir de 3 kW_{el}
Heures de service par compresseur	h	oui	oui
Impulsions de démarrage	Imp.	oui	oui
Consommation d'eau (post-refroidisseur)	m^3	oui	oui

1 Tous les dispositifs auxiliaires du producteur de froid qui peuvent être alimentés par le même groupe et mesurés par un compteur électrique (mesure groupée).

2 Dispositifs auxiliaires qui sont alimentés par différentes groupes d'approvisionnement et qui ne peuvent pas être inclus dans la mesure groupée (par ex. si un post-refroidisseur sur le toit est alimenté en courant de manière indépendante par le producteur de froid situé au sous-sol).

3 Les compteurs de froid doivent disposer d'un dispositif d'enregistrement des valeurs mensuelles.

4 Il est recommandé d'enregistrer ces valeurs.

Illustration 4.8: Instruments de mesure nécessaires pour enregistrer les valeurs de consommation d'énergie, de chaleur et d'eau. Source: SIA 384/4 (2025)

Instrumentation (Affichage ou enregistrement)		Puissance de refroidissement en kW	
		< 100	100 à < 350
Température aller circuit frigorifique	°C	afficher	afficher [2]
Température de retour circuit frigorifique	°C	afficher	afficher [2]
Température à la sortie de l'évaporateur	°C	afficher	afficher [2]
Température à l'entrée de l'évaporateur	°C	afficher	afficher [2]
Température à l'entrée du condenseur [1]	°C	afficher	afficher [2]
Température à la sortie du condenseur [1]	°C	afficher	afficher [2]
Température aller circuit de chaleur	°C	afficher	afficher [2]
Température de retour circuit de chaleur	°C	afficher	afficher [2]
Température à l'entrée et à la sortie de l'aéroréfrigérant	°C	afficher	afficher [2]
Pression de service circuit frigorifique	bar	afficher	enregistrer
Pression de service circuit de chaleur	bar	afficher	enregistrer

1 Il faut saisir soit la température à l'entrée, soit la température à la sortie du condenseur.

2 Il est recommandé d'enregistrer ces valeurs.

Illustration 4.9: Instruments de mesure nécessaires pour afficher ou enregistrer les valeurs de température et de pression. Source SIA 384/4 (2025)

4.5 Normes et exigences

La norme SIA 384/4 (2025)[1] contient les considérations nécessaires pour qu'une installation de ventilation ou climatisation fournisse, avec une consommation énergétique modérée, des conditions thermiques agréables dans les locaux durant toute l'année en limitant les répercussions négatives sur la santé et la construction.Grâce à des définitions précises de l'état de confort basées sur la norme SIA 180 ainsi que des valeurs de garantie et des conditions d'acceptation, la norme SIA 384/4 (2025) vise à définir clairement les besoins des utilisateurs et à ce que les conditions pertinentes puissent être quantifiées et contrôlées.

Exigences constructives

Dans la norme SIA 384/4 (2025), les exigences constructives concernant la protection thermique et la protection contre l'humidité sont définies conformément à la norme SIA 180. Les valeurs limites des exigences relatives à l'enveloppe thermique du bâtiment sont définies sur la base de la norme SIA 380/1. Les exigences constructives pour les bâtiments équipés d'installations de ventilation et de climatisation s'appliquent à l'étanchéité à l'air de l'enveloppe du bâtiment, à la protection thermique en été, à la protection contre l'humidité et au confort des utilisateurs.

Conditions pour qu'un bâtiment puisse être refroidi

Le refroidissement ne peut être mis en œuvre que si les exigences constructives selon la norme SIA 384/4 (2025) et la loi sur l'énergie[2] sont respectées. Le besoin de refroidissement peut être précisé:

1. En cas d'exigences particulières concernant la température de l'air ambiant: espaces de vente et halles de stockage de marchandises sensibles à la température, laboratoires ou salles de serveurs conçus pour 26 °C etc.
2. En cas d'augmentation de l'apport de chaleur interne avec ou sans ventilation par les fenêtres (avec ou sans refroidissement nocturne)
3. Pour les températures élevées des pièces en été (apport de chaleur supérieur à 250 Wh/m^2 en 12 heures ou 350 Wh/m^2 en 24 heures, à prouver par simulation ou mesures)
4. Pour des exigences spécifiques de processus ou de production (industrie alimentaire et pharmaceutique, hôpitaux, mécanique de précision etc.)

Machine frigorifique ou pompe à chaleur?

La meilleure utilisation de l'énergie électrique est obtenue lorsque l'installation est utilisée simultanément comme machine frigorifique et comme pompe à chaleur (machine frigorifique-thermique MFT). De cette façon, on utilise à la fois le froid produit et la chaleur engendrée. Souvent, cela n'est possible que si l'utilisateur de la puissance frigorifique a également une demande de chaleur (p. ex. le préchauffage de l'eau chaude ou le réchauffage de l'air pour la déshumidification). Lorsque toute la chaleur produite est utilisée, on peut supposer qu'il s'agit «techniquement» d'un système de type pompe à chaleur.

Exigences relatives à l'utilisation de la chaleur

Selon la loi sur l'énergie (LEne), la chaleur produite lors du refroidissement doit être utilisée dans la mesure où cela est techniquement et opérationnellement possible, et économiquement viable. Cela s'applique en particulier aux installations frigorifiques qui fonctionnent toute l'année. Selon la norme SIA 384/4 (2025), sont considérées comme économiquement viables les installations respectueuses de l'environnement et du climat dont les coûts du cycle de vie (Life Cycle Cost, LCC) ne dépassent pas de plus de 5 %

1 Norme SIA 384/4 (2025): Installations de ventilation et de climatisation – Bases générales et performances requises, 2014

2 Justificatif énergétique EN-5: Refroidissement/Éclairage

ceux d'une installation conventionnelle. La SIA fournit un modèle de calcul de rentabilité pour évaluer la rentabilité (voir annexe I). Dans tous les cas, celles-ci doivent être exploitées en fonction de la demande.

Exigences relatives aux températures d'eau glacée

Pour la production de froid, la température de l'eau glacée doit être aussi élevée que possible.

Pour les applications de climatisation, les valeurs suivantes s'appliquent selon la norme SIA 384/4 (2025). Des températures plus élevées sont également possibles en fonction du projet:

1. Refroidissement de confort (refroidissement de surface) à partir de 18 °C
2. Refroidissement sans déshumidification 14 °C à < 18 °C
3. Refroidissement avec déshumidification partielle 10 °C à < 14 °C
4. Refroidissement avec déshumidification contrôlée (froid industriel) 6 °C à < 10 °C

(voir également chapitre 6.2).

Pour les cas particuliers où la température de l'eau glacée est plus basse (inférieure à 6 °C), il faut installer un système séparé avec son propre niveau de température. Si la charge de froid est déterminée par la température de l'air extérieur, il doit être possible de lier le point de consigne de la température de l'eau glacée à cette température de l'air extérieur.

Détermination du besoin en froid

L'utilisation de méthodes de calcul exactes et de programmes de simulation est importante pour la planification. Toutefois, dans la phase d'avant-projet et de conception, les valeurs empiriques et les chiffres de référence (SIA 2024 Conditions d'utilisation standard pour l'énergie et la technique du bâtiment) sont mieux adaptés aux optimisations de concepts.

La norme SIA 380/2 (2022) Calculs énergétiques des bâtiments décrit les exigences relatives aux méthodes de détermination de la demande de puissance thermique ou de chauffage et de climatisation des bâtiments. Cette norme traite également du calcul de la puissance et de la demande d'énergie au niveau de l'énergie finale. Elle est destinée à optimiser les bâtiments climatisés et humidifiés.

Autres normes importantes

Les normes SIA 384/2 (2020) Systèmes de chauffage dans les bâtiments et SIA 380/1 Besoin de chaleur pour le chauffage doivent également être respectées. La norme SIA 380/1 a pour objectif une utilisation modérée et économique de l'énergie pour le chauffage des bâtiments et est coordonnée avec le MoPEC 2014 (Modèle de prescriptions des cantons dans le domaine de l'énergie). Cette norme contribue ainsi à une méthode de construction écologique.

4.6 Procédure lors de la planification

Exigences posées au système

Lors de la planification de la production et de la distribution de froid, il faut toujours tenir compte du côté chaud – l'utilisation ou l'évacuation (élimination) de la chaleur produite. Le cas optimal et économiquement très intéressant est l'utilisation de ces deux «côtés».

Schéma de base

Le point de départ de la planification est le schéma de base de l'approvisionnement en froid (chaleur). Idéalement, la machine est au centre, gérant un accumulateur à la fois du «côté froid» (entrée d'énergie) et du «côté chaud» (sortie d'énergie). La gestion alternative de l'accumulateur met la machine en marche, soit en «mode thermique» (besoin de chaleur), soit «mode frigorifique» (besoin de froid). Si, par exemple, il y a un besoin en froid par des mesures correspondantes sur l'accumulateur du médium frigoporteur et que la machine est mise en marche en conséquence, l'état de charge de l'accumulateur du médium caloporteur doit être vérifié immédiatement. En effet, la production du «froid» demandé rend impérative l'évacuation de la chaleur accumulée. Dès que l'accumulateur du médium caloporteur a atteint un certain état de charge (p. ex. 80 %), un «consommateur forcé» doit être activé. Il peut s'agir, par exemple, de l'apport d'énergie dans le champ de sondes géothermiques ou de l'évacuation de l'énergie par les aéroréfrigérants vers l'extérieur (évacuation de l'énergie). Il en va de même à l'inverse: Si la machine est enclenchée en mode thermique, il faut prévoir les sources d'énergie nécessaires (le refroidissement de la pièce, mais également l'eau souterraine, du lac ou du cours d'eau, le champ de sondes géothermiques etc.).

En l'absence de besoin de chaleur

Selon le projet, il peut n'y avoir aucune possibilité d'utilisation de la chaleur ou qu'une possibilité modeste. Dans ces cas, l'accumulateur thermique peut être supprimé et l'énergie produite peut être libérée directement dans l'environnement. Cependant, il est impératif que la température de condensation soit décalée en fonction de la température extérieure. De cette façon, la température de condensation peut être réduite pendant les périodes plus fraîches (printemps, automne, hiver), l'efficience du système sensiblement augmentée et la rentabilité améliorée.

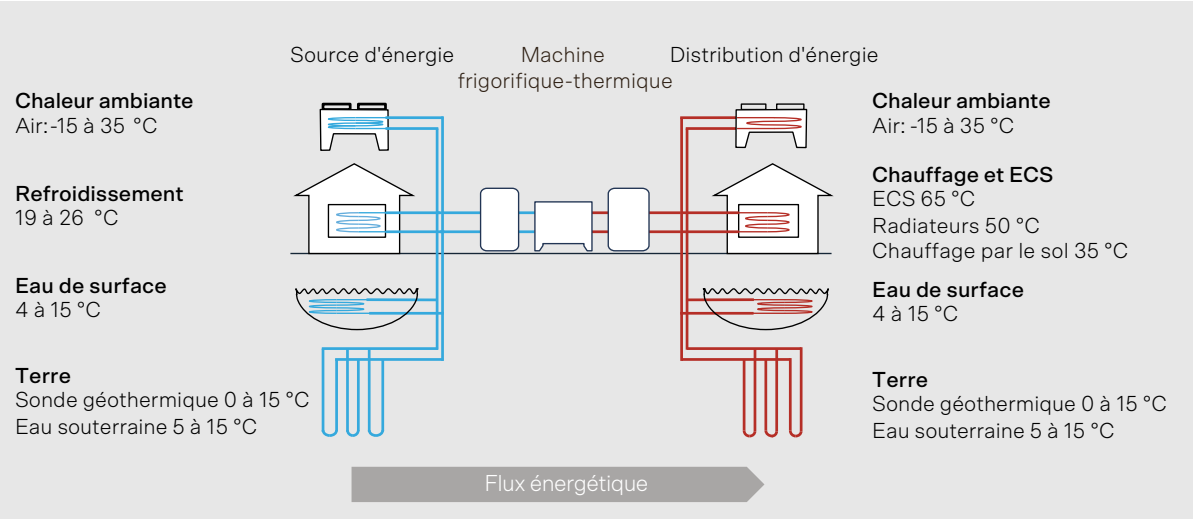


Illustration 4.10: Système global avec les sources d'énergie, la machine frigorifique-thermique et les possibilités de distribution de la chaleur.

Liste de contrôle: conception
Points auxquels le planificateur doit penser lors de la conception du projet.

1. Pour la production
- ☐ Puissance (médium frigoporteur, médium caloporteur)
- ☐ Disponibilité (exigences en matière de sécurité d'approvisionnement)
- ☐ Répartition de la production entre plusieurs machines (au moins avec des circuits séparés)
- ☐ Plage de régulation de la machine, gradation de la puissance
- ☐ Intégration hydraulique des machines
- ☐ Temps de fonctionnement Q_{Froid} de la machine frigorifique de 0 à 100 %
- ☐ Tolérance maximale de température (chaleur-froid)
- ☐ Raccordement électrique, capacité du transformateur et prescriptions PDIE (courant de démarrage)
- ☐ Conditions, souhaits du client
- ☐ Conditions géologiques (sondes géothermiques, eaux souterraines)

2. Pour les consommateurs de froid
- ☐ L'air soufflé ou l'air ambiant est-il refroidi de manière sensible ou latente?
- ☐ Température de départ du circuit de froid requise ($T_{CF\text{-}Dép}$), tolérance de température admissible
- ☐ Augmentation de la température du fluide frigoporteur (hiver)
- ☐ Quelle est la température de retour prévue du circuit de froid ($T_{CF\text{-}Ret}$)?
- ☐ Puissance frigorifique requise, influencée par la météo: charge de base, pic de jour, minimum de nuit, week-end
- ☐ Puissance frigorifique requise (charge interne, refroidissement hivernal): charge en ruban, pic de jour, minimum de nuit, week-end
- ☐ Taille maximale d'accumulateur possible
- ☐ Stockage saisonnier avec couplage géothermique (sondes géothermiques) prévu

3. Pour les consommateurs de chaleur
- ☐ Température de départ de chauffage requise ($T_{CF\text{-}Dép}$), tolérance de température admissible
- ☐ Réduction de la température de l'eau surchauffée (été)
- ☐ Quelle est la température de retour prévue ($T_{CF\text{-}Ret}$)?
- ☐ Clarifier l'utilisation de la chaleur (chauffage de l'eau sanitaire, puissance de pointe, besoin journalier, charge de base)
- ☐ Puissance de chauffage requise
- ☐ Puissance de chauffe requise influencée par la météo: pic de jour, minimum de nuit, week-end
- ☐ Taille maximale possible d'accumulateur
- ☐ Stockage saisonnier avec couplage géothermique (test des sondes géothermiques)
- ☐ L'air soufflé est-il préchauffé ou réchauffé?

Remarques relatives à l'hydraulique

Le système hydraulique doit être conçu pour être aussi simple que possible. Les systèmes complexes et les réglages compliqués des volets sont à éviter autant que possible. Si nécessaire, les circuits hydrauliques doivent être séparés au moyen d'un échangeur de chaleur.

Le système hydraulique doit être conçu de manière à ce que les mesures de températures et de débit volumique soient possibles à tout moment; pour le débit, une mesure ponctuelle est souvent suffisante, surtout dans les systèmes à débit volumique constant. Un simple tronçon de tuyauterie peut alors être pris en compte.

- Pour la mesure de la pression ou de la pression différentielle, il faut installer des dispositifs appropriés (p. ex. des embouts de mesure Twinlock): cela permet de contrôler les pompes de l'extérieur et d'optimiser leur exploitation.
- En cas de débit volumique variable dans le circuit de l'évaporateur ou du condenseur, les spécifications du fournisseur de la machine doivent être respectées.
- Afin d'éviter la surchauffe accidentelle du circuit de l'évaporateur ou du condenseur, il est conseillé de prévoir un circuit de sécurité approprié (exemple: machine frigorifique «HORS», pompe «EN», vanne de mélange reste en position de déviation «bloquée»).
- Utiliser l'eau traitée (selon SICC BT102).

Intégration de la machine frigorifique

Le circuit de mélange doit permettre de respecter les valeurs-limites de température admissibles tant du côté de l'évaporateur (température d'entrée maximale) que du côté du condenseur (température d'entrée minimale) et d'éviter les dysfonctionnements (voir également chapitre 8.3).

Lorsque des accumulateurs stratifiés sont utilisés des deux côtés (médiums frigoporteur et caloporteur), il est obligatoire que le médium (mélangé) introduit dans ces accumulateurs ait la température de dimensionnement. Si tel n'est pas le cas, non seulement la stratification de la température – et donc la capacité de stockage – peut être altérée, mais aussi la mesure de la température pour la commande (et la commande séquentielle) des machines. Selon la manière dont le médium est introduit dans l'accumulateur, cela peut entraîner de fortes variations de température et donc des dysfonctionnements (voir chapitre 8.6).

Tant du côté du générateur que de la consommation, il est important que les températures soient maintenues optimales. L'intégration hydraulique des points de consommation doit être soigneusement prévue. Les débits volumiques et les pressions différentielles associées doivent être complètement régulés lors de la mise en service.

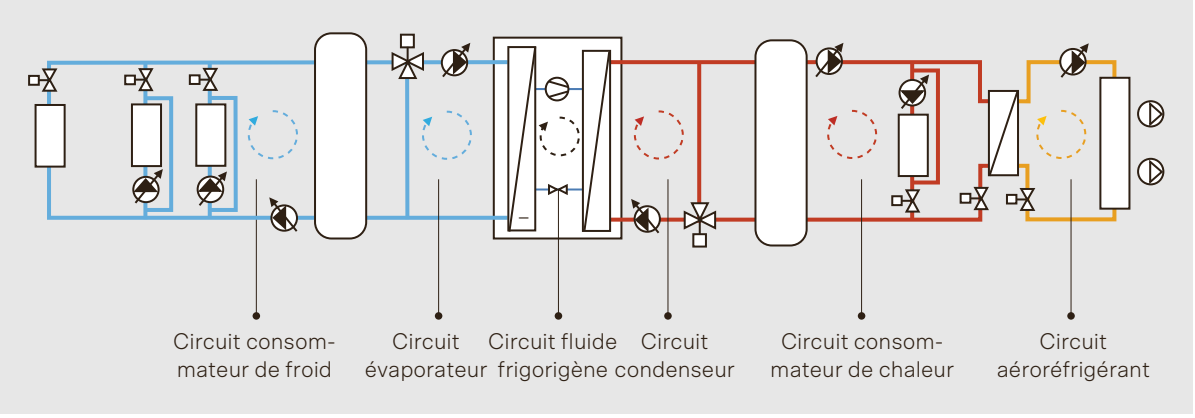


Illustration 4.11: Aperçu du système global avec les différents circuits.

Mesures de réduction du bruit

Lors de la planification de machines frigorifiques-thermiques, il convient de procéder à une évaluation minutieuse des émissions sonores. Les mesures de réduction du bruit prises en compte suffisamment tôt évitent des frais inutiles. Des adaptations ultérieures occasionnent souvent des dépenses supplémentaires élevées et beaucoup de tracas.

Émissions sonores

Bruit aérien: Une enceinte insonorisée doit être prévue pour le générateur, et un encapsulage ou un habillage phonique du local est nécessaire pour les grands systèmes. Une attention particulière doit être accordée aux aéroréfrigérants. Chaque compresseur doit disposer de son propre agrément. Cela permet de faire fonctionner tous les aéroréfrigérants les nuits d'été avec des besoins réduits en refroidissement. Dans ce cas, les ventilateurs de refroidissement fonctionnent à faible vitesse, ce qui réduit considérablement le niveau de puissance sonore. L'installation fonctionne donc «silencieusement».
Dans les cas extrêmes, les unités de refroidissement doivent être installées dans un local technique doté silencieux séparateurs aux ouvertures d'entrée et de sortie d'air.

Bruit solidien: Le bruit solidien peut être évité par l'utilisation systématique de raccords flexibles (tuyaux, compensateurs, manchons élastiques, connexions électriques flexibles). Pour réduire les vibrations de la pompe à chaleur, il convient d'utiliser des amortisseurs de vibrations disposés entre la pompe et son socle ou entre le socle et le sol en béton.

Déroulement de la planification selon les phases SIA

Au cours du processus de planification, comme le montre l'Illustration 4.8, des clarifications sont apportées, des données sont collectées, des concepts sont élaborés et des décisions sont prises. Dans la description de la phase, les points spécifiques au froid sont mis en évidence, mais fondamentalement les services de planification spécifiés dans les règlements SIA doivent être fournis.

Phase 31 Avant-projet
- Décision de principe sur le refroidissement
- Saisie des besoins (utilisation, processus, autres corps de métier, architecture etc.)
- Élaboration du concept: considérer le refroidissement et le chauffage comme un système
- Choix du système et températures possibles du système
- Performances approximatives (premiers calculs)
- Estimation des surfaces techniques (taille des locaux)
- Discussions préliminaires avec les autorités concernant l'approbation du concept
- Estimation approximative des coûts d'investissement et d'exploitation

Phase 32 Projet de l'ouvrage
- Compilation des données de puissance (le besoin de refroidissement est souvent difficile à déterminer – une documentation transparente est donc importante).
- Contrôle de l'intégration des composants (installation, révision, remplacement)
- Détermination précise des températures du système et des puissances frigorifiques
- Élaboration d'un concept de mesure (également en ce qui concerne les mesures d'acceptation et l'optimisation opérationnelle)
- Définition des fonctions sommaires
- Élaboration des justificatifs pour les autorités (énergie, bruit, protection incendie etc.)
- Estimation des coûts

Phase 33 Procédure de demande d'autorisation/projet de mise en œuvre
- Soumissions aux autorités: l'expérience a montré que les autorisations peuvent être décisives pour l'ensemble du projet: «Justificatif refroidissement» (Justificatif énergétique EN-5), ventilation des centres techniques, désenfumage, voies d'évacuation et exigences en matière de protection incendie, accès pour l'inspection etc.

Phase 4 Appel d'offres
- Incorporation des exigences officielles
- Descriptifs de fonctionnement
- Spécification détaillée de la machine avec au moins deux états de fonctionnement
- Répertoire des services pour les demandes de devis
- Appel d'offre, comparaison des offres, adjudications

Phase 51 Planification de la mise en œuvre
- Réunion de coordination avec le fournisseur des machines frigorifiques et le fournisseur de l'AG, au cours de laquelle les communications (interfaces de données) sont définies
- Demande des certificats d'usine
- Planification de l'exécution sur la base des données des fournisseurs et des entrepreneurs
- Vérification resp. complément du descriptif de commande et de régulation

Phase 52 Exécution/direction professionnelle de la construction
- Réalisation des réceptions d'usine (si nécessaire)
- Contrôle de l'intégralité de l'hydraulique
- Contrôle des dispositifs de sécurité
- Planification de la mise en service

Phase 53 Mise en service, achèvement
- Déclarations de performance et documentation
- Mise en service: Coordination avec les fournisseurs des machines frigorifiques et de GA
- Réception: prise en compte des conditions climatiques (températures extérieures)
- Contrôle des performances avec vérification fonctionnelle, réajustement (recommandé)
- Soumission de l'offre pour l'optimisation opérationnelle (phase 6)
- Annonce de l'installation à l'OFEV (voir page 57)

Illustration 4.12: Description des phases SIA avec quelques remarques sur les points à prendre en compte spécifiquement pour une installation frigorifique de climatisation.

4.7 Pierres d'achoppement fréquentes lors de la planification

Dans la pratique, les planificateurs butent sans cesse sur des points similaires. Quelques exemples à prendre en compte lors de la planification:

- L'installation, la surveillance du fluide frigorigène et la ventilation (ventilation tempête, enceinte des machines) dépendent du type de fluide frigorigène (p. ex. NH3 ou R134a).
- La quantité de fluide frigorigène influence le débit volumique de la ventilation mécanique (respecter la directive SN EN 378).
- Les machines frigorifiques utilisant des fluides frigorigènes synthétiques ne peuvent être utilisées que dans certaines conditions (voir ORRChim et Guide des fluides frigorigènes de SuisseEnergie).
- Les données de raccordement électrique ont une influence sur l'installation électrique (valeur de raccordement, alimentation, courant de démarrage, courant réactif, temps de délestage etc.). Cela a un impact sur le la composante de puissance des tarifs (courants de démarrage élevés des moteurs de compresseur) et donc sur les coûts de l'électricité.
- Il faut s'assurer que le réseau électrique (l'alimentation du bâtiment) peut fournir une puissance suffisante.
- Il faut tenir compte des dimensions, du type et du nombre de raccordements du côté du médium caloporteur ou frigoporteur (p. ex. un ou deux condenseurs).
- Le poids des composants influence l'installation, l'intégration et les dimensionnements des raccords.
- Il existe de grandes différences entre fabricants au niveau de la philosophie de régulation et la solution d'interface – les possibilités et les plages de régulation disponibles peuvent être très différentes. Un descriptif clair du fonctionnement est donc essentiel. En principe, ceux de la commande de la machine et de la gestion de l'accumulateur doivent être documentés par le fournisseur de la machine. Cependant, tous ne le proposent pas.
- Des débits volumiques variables via la machine sont possibles – en fonction de l'intégration hydraulique de la machine – mais doivent être convenus avec le fournisseur. Ici aussi, un descriptif clair du fonctionnement et un schéma hydraulique avec des données sur les performances sont utiles.
- La plage de régulation de la machine frigorifique influence le dimensionnement de l'accumulateur de froid. Dans le cas d'une machine frigorifique avec régulation en tout-ou-rien, l'accumulateur doit être beaucoup plus grand que pour une machine avec une plage de régulation variable de 20 à 100 % ou d'une par paliers ou avec plusieurs machines.
- Lorsque la température de condensation de l'eau chaude sanitaire est augmentée temporairement, l'intégration hydraulique des accumulateurs doit être soigneusement étudiée. Il est en effet possible que la température du médium caloporteur dans l'accumulateur soit affectée et que des fluctuations de température dans le départ de chauffage soient inévitables.
- Dans le cas d'une installation nécessitant une réception, des coûts supplémentaires sont à prévoir pendant l'exploitation pour les contrôles réguliers.
- Un protocole écrit est nécessaire pour l'installation et le retrait de tous les gros appareils et composants (machines frigorifiques-thermiques, accumulateurs, échangeurs de chaleur, unités de ventilation etc.).

4.8 Exigences posées aux fournisseurs

Pour que le fournisseur de la machine frigorifique puisse se faire une idée de l'ensemble de l'installation, il a besoin d'une description de ladite installation de la part du planificateur CVC. Il doit transmettre les objectifs du planificateur et du client. Les informations suivantes sont requises:

Schéma
Schéma complet avec les températures prévues du médium (départ et retour) ainsi que les connexions hydrauliques avec les caractéristiques de puissance saisies.

Données de dimensionnement
Température de dimensionnement d'hiver et d'été, tout décalage de point de consigne, compilation détaillée des puissances et des courbes de charge.

Sources énergétiques, stockage
Dispose-t-on d'énergies renouvelables telles que l'air neuf, les sondes géothermiques, l'utilisation d'eaux souterraines, de lacs et de cours d'eau?
Des plaquettes ou des granulés de bois ainsi que du biogaz, du gaz naturel ou du gaz liquéfié sont-ils disponibles pour des niveaux de température plus élevés?
Qu'en est-il de l'installation de la citerne de mazout et de l'alimentation électrique?

Exemple: Détermination des températures
- 75 °C: Température élevée pour le réchauffage de l'eau chaude sanitaire, le chauffage des dépendances, des bâtiments existants (réduction ultérieure à 65 °C)
- 30 – 38 °C: Basse température pour les systèmes de composants thermoactifs, les plafonds chauffants/rafraichissants, les installations de chauffage de l'air RLT, le chauffage à recirculation d'air, le préchauffage de l'eau chaude sanitaire
- 14 – 18 °C: Froid de climatisation pour système de composants thermoactifs, plafonds chauffants/rafraichissants, refroidisseurs d'air pour systèmes de traitement de l'air, refroidisseurs à circulation d'air
- 6 – 10 °C: Froid de climatisation pour les gros équipements médicaux, déshumidificateurs pour les installations RLT, stock, armoires de conditionnement d'air

Production de froid-chaud
Compilation détaillée des puissances avec les températures requises, les courbes de charge, la disponibilité, les redondances etc.

Distribution de froid
Systèmes de refroidissement tels que plafonds rafraîchissants-chauffants, auvents de plafond, panneaux rayonnants froids ou poutres de refroidissement, TABS, regroupement et régulation

Distribution de chaleur
Systèmes de distribution de chaleur tels que planchers et murs chauffants, plafonds rafraîchissants-chauffants, panneaux refroidissants actifs ou poutres refroidissantes, TABS (système de composants thermoactifs), répartition en groupes et régulation.

MCR, GTB, gestion de l'accumulateur
Toutes les installations et groupes de construction doivent être équipés de dispositifs de mesure, de commande, de régulation et de surveillance afin de garantir un fonctionnement correct et sûr. Les programmes spécifiques aux projets devraient également intégrer les composants externes du système et assurer ainsi la régulation et la surveillance globales de l'ensemble du système de production, y compris la gestion de l'accumulateur. Cela nécessite une connexion au système de gestion du bâtiment.

Appels d'offres «fonctionnels» pour des systèmes ou des composants de systèmes

Dans un appel d'offres «fonctionnel», surtout utilisé pour les petits systèmes, «seuls» les objectifs ou les puissances du système ou d'un composant de l'installation sont spécifiés dans des conditions données. De cette manière, on peut s'appuyer sur les connaissances, la créativité et l'expérience des fournisseurs pour spécifier et concrétiser l'installation. La comparaison des différentes offres est exigeante car, selon la documentation, les offres ne sont pas comparables ou le sont difficilement. Les appels d'offres fonctionnels s'avèrent une bonne solution pour les services globaux ou les petites installations intégrées à la recherche de solutions innovantes. Il est conseillé de faire preuve de retenue dans le cas de services complexes avec un fort potentiel de changement.

Fonctions à définir pour une production de froid ou une pompe à chaleur

Avec un concept de mesure clairement défini ainsi que l'évaluation des mesures de l'énergie et des médiums, le fournisseur de l'installation doit prouver ou établir les fonctions principales suivantes:

- l'installation doit prouver ou établir les fonctions principales suivantes:
- Des chiffres clés pertinents pour la réalisation des valeurs garanties
- Fourniture de données pour l'optimisation du fonctionnement énergétique (BO)
- Enregistrements de tendances pour la détection précoce des dysfonctionnements
- Base pour les prévisions de consommation et la budgétisation
- Preuve de la conformité aux prescriptions légales (p. ex. la loi sur l'énergie)

Dans l'offre fonctionnelle, les conditions-cadres et les objectifs à atteindre

Exploitation de refroidissement avec un aéroréfrigérant à évaporation ouvert et un condenseur	
Puissance frigorifique $\dot{Q}_{Froid}$	300 kW
Puissance de condensation $\dot{Q}_{Chaleur}$	379 kW
Puissance absorbée $P_{él}$	79 kW
COP_{Froid} – pleine charge	3,8
Entrée d'eau glacée	16 °C
Sortie d'eau glacée	10 °C
Quantité de flux d'eau glacée	43,1 m^3/h
Part glycolée de l'eau glacée	0 %
Perte de charge de l'évaporateur	27 kPa
Entrée de l'eau de l'aéroréfrigérant	34 °C
Sortie de l'eau de l'aéroréfrigérant	40 °C
Flux de l'eau de l'aéroréfrigérant	57,5 m^3/h
Part glycolée de l'eau de l'aéroréfrigérant	35 %
Perte de charge de l'évaporateur	25 kPa
Efficacité de la machine	
L'efficacité de la machine doit être conforme aux prescriptions de la norme SIA 384/4 (2025).	

Régulation de la puissance Mode d'exploitation de la chaleur par rapport à la puissance frigorifique	
En continu de	70 % à 100 %
Puissance minimale $\dot{Q}_{Froid}$ à	~180 kW
Régulation de la puissance frigorifique	
En continu de	25 % à 100 %
Nombre de condenseurs	1 pièce
Nombre d'évaporateurs	1 pièce
Facteur d'encrassement de l'échangeur	0,044 m^2 K/kW
Nombre de compresseurs	1 pièce
Fréquence des phases de tension	400-3-50
Courant nominal	max. 145 A
Courant de démarrage	5 A
Circuits frigorifiques	1 pièce
Type/quantité de fluides frigorigènes	R290/30 kg
Poids en exploitation	1500 kg
Longueur	1900 mm
Largeur	1100 mm
Hauteur	1900 mm
Pression sonore	72 dB(A)
Niveau de puissance sonore	81 dB(A)

Illustration 4.13: Données techniques nécessaires à l'évaluation d'une machine frigorifique-thermique (exemple).

doivent être clairement décrits et inclus comme base dans le contrat de travail.

Données techniques d'une machine frigorifique-thermique
Afin d'évaluer la qualité d'une machine frigorifique-technique, le planificateur a besoin d'informations détaillées. Il s'agit de l'exploitation de refroidissement, de l'utilisation de la chaleur, du fonctionnement à charge partielle, de la disponibilité, des informations sur le fluide frigorigène et la quantité de remplissage, et des données sur le bruit (ou la puissance sonore). L'Illustration 4.13 montre les données les plus importantes dont un planificateur a besoin pour une évaluation sérieuse.

4.9 Que faut-il observer lors de la mise en service et de la réception?

Obligation de notification
Toute personne qui met en service (ou hors service) une installation fixe contenant plus de 3 kg de fluide frigorigène dont le potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone est stable dans l'air doit en informer l'OFEV. Pour les nouvelles installations, le numéro ad hoc communiqué par l'OFEV doit être apposé visiblement, de manière lisible et permanente au moyen d'un adhésif.

Tests intégrés (tests de fonctionnement)
Après la mise en service des installations, des essais intégrés de fonctionnement doivent être effectués pour chaque corps de métier ainsi que pour l'ensemble selon un plan d'essai, puis protocolés.
Les points suivants doivent être testés:
- Schéma de principe avec spécifications de puissance et de température

Grandeur mesurée	Type de grandeur mesurée	Incertitude de mesure élargie admissible	Tolérance admissible par rapport à la valeur de consigne
Liquides			
– Température	Plage	0,2 K	±1,0 K
– Débit massique	Plage	2 %	±10 %
– Différence de pression	Maximum	1,5 %	+6 %
Électrique			
– Consommation électrique	Maximum	Classe 1	+5 %
– Tension	Référence	Classe 1	–
– Puissance absorbée	Maximum	Classe 1	+10 %
– Vitesse de rotation	Plage	0,5 % ou min. 0,5 tr/min	±5 %
Air			
– Température ambiante	Plage	0,5 K	±1,0 K
– Température de l'air entrant (à la sortie de l'appareil de ventilation)	Plage Minimum	0,5 K	±1,0 K –1,0 K
– Humidité relative de l'air fourni ou ambiant	Plage	3 % HR	±15 %
Informations complémentaires sur la méthode de mesure: – Liquides SN EN ISO 9906, tableau 6, classe 1 – Électricité : SN EN 12599, tableau D.7, SN EN ISO 5801, tableau 12			

Illustration 4.14: Tolérances des grandeurs mesurées tenant compte des incertitudes de mesure. Extrait de la norme SIA 382/1 (2025), dans laquelle figure le tableau complet avec toutes les informations détaillées.

- Dimensionnement et caractéristiques essentielles de puissance des chauffe-eau, des accumulateurs, des champs de sondes géothermiques, des pompes etc.
- Protocole de disponibilité (sécurité opérationnelle, redondance etc.)
- Descriptif du fonctionnement et de la régulation: commande des installations, surveillance, sécurité etc.
- Protocole sur la qualité de l'eau dans le réseau de conduites
- Protocole de maintenance: vérification de l'accessibilité des installations, opérations de maintenance etc.
- Justificatif des puissances (inclure dans le procès-verbal de réception une réserve selon laquelle les puissances doivent être prouvées dans des conditions extérieures correspondantes).

La conformité aux données de puissance spécifiées pour les différents équipements techniques du bâtiment doit être démontrée dans des conditions réelles de fonctionnement qui doivent prouver que les composants individuels et l'installation dans son ensemble atteignent les valeurs de consigne convenues. Dans la plupart des cas, ces mesures ne peuvent pas être simplement interprétées à partir des données théoriques. Les conditions extérieures réelles lors des mesures de contrôle doivent donc toujours être enregistrées. Lors de la mesure de quantités dépendant de la charge, l'objectif doit être de maintenir le fonctionnement stationnaire (p. ex. toutes les portes et fenêtres doivent rester fermées pendant les mesures).

Conditions de réception

Les conditions de réception sont remplies si les valeurs mesurées se situent dans la plage de tolérance convenue par rapport à la valeur de consigne. Sauf convention contraire, les exigences de la norme SN EN 12599 s'appliquent avec les tolérances des grandeurs mesurées (pour les tolérances, voir également l'Illustration 4.14). Toutes les exigences convenues doivent être remplies simultanément.

Mise en service

La mise en service doit être effectuée conformément aux spécifications de la norme SIA 378/4. En particulier, la vérification métrologique avec les calculs associés et l'enregistrement des données de performance suivantes est requise:

- La preuve que l'équilibrage hydraulique a été effectué
- Le coefficient de performance ($COP_{Chaleur}$) et les performances des systèmes des pompes à chaleur
- Le coefficient de performance (COP_{Froid}) et la puissance des machines frigorifiques
- Les volumes d'eau des systèmes hydrauliques

Il est judicieux d'instruire l'exploitant pour la première fois lors des tests et de lui fournir les documents nécessaires. Par la suite, tous les exploitants doivent être formés. La formation s'appuie sur une documentation complète du système. Cette étape une fois franchie, l'acceptation préliminaire et la rectification des défauts peuvent avoir lieu.

Tests intégraux (fonctions interconnectées)

Les tests intégraux permettent de vérifier les fonctions interconnectées des installations du bâtiment et de sécurité ainsi que le fonctionnement du système global (p. ex. le test de Blackout). En outre, les points faibles sont identifiés. Cet essai est réalisé sur la base du Cahier technique SIA 2046. Il est important que les dispositions d'application soient remplies avant le test.

Sessions de suivi

Les exploitants peuvent bénéficier d'au moins une session de suivi (p. ex. après un semestre).

Réajustement
Il est conseillé de procéder à un réajustement et à un contrôle du système après 300 heures de fonctionnement. Il est judicieux d'en convenir dans le cadre du contrat de travail et de services.

Contrôle des résultats
Les performances d'homologation ne pouvant être déduites des données théoriques, on peut procéder à un contrôle des performances réelles, même pour des valeurs approchées. La décision de procéder à un contrôle des résultats est convenue au cas par cas entre le client et le planificateur et est au moins partiellement commandée séparément. Les défauts découverts lors du contrôle des résultats font partie des services de garantie et doivent être signalés comme des vices cachés. Le contrôle des résultats a lieu après la mise en service, la réception et la correction des défauts dans un délai d'un à deux ans.
Le contrôle des résultats poursuit des objectifs tels que:
- Une exploitation sans défaut
- Preuve du bon fonctionnement des installations dans des conditions réelles d'exploitation (été, hiver, période intermédiaire)
- Mesure du COE pour les machines frigorifiques et les pompes à chaleur

Un contrôle des résultats est souvent commandé en même temps qu'une optimisation opérationnelle.

4.10 Maintenance et entretien de l'installation de climatisation

Optimisation de l'exploitation
L'optimisation de l'exploitation (BO) est réalisée au cas par cas après concertation entre le propriétaire du bâtiment et le planificateur (ou une institution externe) et fait l'objet d'une commande séparée. L'optimisation de l'exploitation devrait se fonder sur le Cahier technique SIA 2048 Optimisation énergétique de l'exploitation. Si une optimisation de l'exploitation est organisée immédiatement après la réception, tout défaut découvert est considéré comme faisant partie des services de garantie et doit être signalé comme un vice caché.
L'optimisation de l'exploitation est réalisée après la mise en service, la réception, la correction des défauts et le contrôle des résultats au cours des deux premières années. Le contrôle des résultats des mesures d'optimisation de l'exploitation a généralement lieu au cours de la troisième année.
L'optimisation de l'exploitation poursuit les objectifs suivants:
- Adaptation de l'exploitation de l'installation pour une utilisation efficace
- Réduction de la consommation d'énergie et des coûts d'exploitation

Maintenance
L'Ordonnance sur la réduction des risques liés aux produits chimiques (ORRChim) stipule que les propriétaires d'appareils et d'installations contenant plus de 3 kg de fluide frigorigène doivent tenir un livret d'entretien. Le spécialiste qui effectue les travaux de maintenance doit saisir les informations nécessaires dans ce livret après l'entretien et après chaque intervention.

Contrôle d'étanchéité
Toutes les installations de climatisation contenant plus de 3 kg de fluide frigorigène stable dans l'air doivent faire l'objet d'un contrôle d'étanchéité régulier, mais au moins à chaque intervention et à chaque maintenance. (Pour plus de détails, voir l'annexe D, fluide frigorigène: remplacement et contrôle d'étanchéité).

Obligation de déclaration
Les installations de climatisation contenant plus de 3 kg de fluides frigorigènes doivent être déclarées à l'OFEV lors de leur mise en et hors service (www.bafu.admin.ch/communication-ff).

Surveillance technique
Pour les installations dont la charge de fluide frigorigène est égale ou supérieure à 25 kg par circuit, une surveillance technique de l'air ambiant avec un dispositif d'alarme automatique est nécessaire pour la détection précoce des fuites. Il faut surveiller au moins le local des machines et, en cas d'installation à l'extérieur ou sur le toit, l'air intérieur de l'enveloppe de l'installation. Il est possible de renoncer à la surveillance technique des condenseurs refroidis par air. La norme SN EN 378-3 fournit des prescriptions supplémentaires pour la sécurité des personnes.
En particulier, l'étanchéité des soupapes de sécurité doit être contrôlée. Pour des teneurs en fluide frigorigène plus importantes, l'utilisation de disques de rupture ou au moins l'installation de pièges à huile est recommandée (voir SN EN 378-2).
(voir OFEV: uv-1726-d)

Fluide frigorigène: remplissage et substitution
Les installations existantes peuvent continuer à être exploitées même si elles contiennent un fluide frigorigène dont le rechargement n'est plus autorisé (p. ex. R22).Toutefois, en cas de perte de fluide frigorigène (p. ex. en raison d'une fuite), celui-ci doit être complètement récupéré et remplacé par un fluide autorisé.
Dans ce cas, il faut bien vérifier si cela vaut vraiment la peine de convertir le circuit frigorifique à un fluide frigorigène de substitution approprié. Cela s'applique également à la transformation de l'installation (p. ex. le remplacement du compresseur). (Pour plus de détails, voir l'annexe D, fluide frigorigène: remplacement et contrôle d'étanchéité).

Règle de base pour le remplacement du fluide frigorigène:
Pour les refroidisseurs d'eau de plus de 10 ans et les systèmes de climatisation dont la puissance frigorifique est inférieure à 80 kW, il convient de toujours envisager le remplacement de l'installation.

La durée de vie toujours au centre des préoccupations
Aujourd'hui, lorsqu'on planifie une nouvelle installation frigorifique, on choisit un fluide frigorigène pérenne (voir Illustration 3.17) afin de garantir qu'en cas de fuite, le fluide frigorigène puisse être facilement remplacé sans modification de l'installation.

Digression

Construire sans refroidissement – que faut-il envisager?

Il existe deux stratégies différentes pour maintenir un climat intérieur confortable et protéger le bâtiment de la chaleur estivale:

- Empêcher le bâtiment de se réchauffer fortement par des mesures constructives.
- Évacuer la chaleur existante par des mesures techniques ou gérer de manière optimale le renouvellement de l'air dans les pièces. Il s'agit généralement d'installations de ventilation avec récupération de chaleur, qui sont standard dans de nombreux bâtiments neufs (bâtiments Minergie, immeubles commerciaux, hôpitaux etc.).

Isolation et choix des couleurs

Dans les bâtiments neufs ou existants, l'isolation est une mesure importante pour protéger le bâtiment d'un réchauffement excessif. Pour une bonne isolation en hiver, il faut un matériau dont la conductivité thermique est la plus faible possible. Pour empêcher la chaleur estivale d'entrer, il faut un matériau isolant ayant une capacité de stockage de la chaleur aussi faible que possible. Les matériaux d'isolation doivent donc combiner ces deux propriétés. La couleur de la façade a également un effet sur les températures à l'intérieur de la maison: les couleurs claires reflètent plus fortement la lumière du soleil et ne chauffent donc pas autant que les couleurs foncées. Cependant, une bonne isolation ne signifie pas que le refroidissement n'est pas nécessaire. En outre, une bonne isolation peut s'avérer contre-productive en cas d'augmentation de l'émission de chaleur depuis l'intérieur. De bons conseils de physique du bâtiment sur le choix et le type d'isolation des bâtiments contribuent donc de manière significative à la protection contre la chaleur et le froid.

Fenêtres et ombrage

La taille, la position, le type et le nombre de fenêtres doivent être optimisés en combinaison avec des dispositifs d'ombrage et inclus dans un concept de protection thermique efficace. Si nécessaire, il est judicieux de limiter la proportion des surfaces de fenêtres ou de renoncer aux grandes baies vitrées. Il existe également une large gamme de mesures et d'éléments d'ombrage pour les bâtiments existants, tels que des volets roulants, pliants ou coulissants flexibles, des stores ou des auvents. Les dispositifs d'ombrage montés à l'extérieur sont beaucoup plus efficaces car les rayons du soleil ne frappent pas directement le verre de la fenêtre. Des fenêtres spécialement teintées (verre de protection solaire) ou des fenêtres avec un film de protection solaire offrent une alternative mais laissent également entrer moins de lumière dans la maison. L'ombrage interne garde moins la chaleur et n'est recommandé que comme protection contre l'éblouissement.

Points de contrôle

Les points suivants sont à respecter:

- Optimiser le nombre, la taille et l'orientation des fenêtres et les équiper d'éléments d'ombrage
- Si possible, ne pas imperméabiliser le sol à proximité du bâtiment
- Les arbres sont des sources naturelles d'ombre sur la propriété (avec le risque d'ombrager involontairement le bâtiment au détriment de la luminosité)
- Choix correct du matériau d'isolation pour la toiture et les façades
- Utiliser des matériaux de construction naturels
- Couleurs claires des façades
- Toits végétalisés (rétention des eaux de pluie et protection contre la chaleur)
- Envisager de végétaliser la façade de la maison
- Pour les éléments de protection solaire fixes, tenir compte de la position du soleil en été et en hiver
- Contrôler le refroidissement nocturne automatisé (protection contre le vent et les intempéries, protection anti-effraction)
- Si le refroidissement nocturne n'est pas une option, il faut au moins envisager un refroidissement de l'air fourni.

Des informations complémentaires figurent dans la norme SIA 180, chapitre 5 Isolation thermique en été.

10 points relatifs à la planification d'une climatisation de confort

1. Il est souvent difficile de déterminer correctement le besoin de froid – il est donc nécessaire de disposer d'une documentation transparente et compréhensible sur la façon dont le besoin de refroidissement a été déterminé et avec quelles hypothèses.
2. Lors de la conception de la climatisation de confort, le côté chaud est toujours pris en compte afin de trouver une exploitation judicieuse de la chaleur.
3. Avec un concept de mesure minutieux, les planificateurs créent la base nécessaire à la réception de garantie, au contrôle des spécifications de planification et au contrôle de l'énergie. Ce dernier est la condition préalable à l'optimisation du fonctionnement.
4. Les bonnes installations de climatisation évitent les basses températures du système. Ce n'est que dans des cas exceptionnels – lorsque l'air doit être déshumidifié – que des températures d'eau glacée de 10 °C ou moins sont nécessaires.
5. Les machines frigorifiques et tous les autres composants (p. ex. l'aéroréfrigérant) doivent être inclus pour assurer une haute disponibilité de la climatisation de confort. Dans la perspective du système global, une évaluation individuelle des risques doit être effectuée pour chaque composant.
6. Le générateur doit être conçu pour la puissance réelle requise et non surdimensionné. La puissance frigorifique est déterminée par les charges de refroidissement externes et internes ainsi que par les charges de refroidissement latentes (cachées).
7. La machine frigorifique fonctionne la plupart du temps en plage de charge partielle. Lors de l'évaluation de différentes offres, les informations sur le comportement en charge partielle doivent être documentées et comparées.
8. Une attention suffisante doit être accordée à des questions telles que l'inflammabilité (fluides frigorigènes) ou le bruit (celui des compresseurs, condenseurs, aéroréfrigérants secs).
9. Une mise en service soignée, un réajustement après 300 heures et une optimisation du fonctionnement après la première année d'exploitation constituent la base d'un système économique et écologique.
10. Grâce à une conception intelligente du bâtiment, il est très souvent possible d'obtenir une atmosphère intérieure agréable sans refroidissement actif, c'est-à-dire sans installations frigorifiques.

Chapitre 5

Types de construction et composants

La machine frigorifique est le cœur de l'installation de refroidissement. Le planificateur connaît les paramètres d'un bon système et peut demander au fournisseur des spécifications appropriées. Et il sait comment contrôler les paramètres après la mise en service. Cependant, le planificateur n'est pas responsable de la définition et de la conception des composants individuels de la machine frigorifique.

5.1 Le circuit frigorifique et ses composants

Les principaux composants du circuit frigorifique d'une machine frigorifique à compression sont les suivants:

- le compresseur
- l'échangeur de chaleur
  - le condenseur
  - l'évaporateur
- le détendeur

Le système est complété par d'autres composants tels qu'un voyant, un filtre et un réservoir.

Remarque sur les conduites

Afin de minimiser les pertes de froid dans une machine frigorifique et éviter la condensation de l'humidité sur les conduites froides, la conduite d'aspiration doit être pourvue d'une isolation frigorifique. Pour les machines avec récupération de chaleur, l'isolation de la conduite de refoulement et du condenseur est également nécessaire.

5.2 Les types de compresseurs et leur fonction

Le compresseur aspire le fluide frigorigène sous forme gazeuse issue de l'évaporation et le comprime à la pression nécessaire pour assurer sa condensation. Différentes technologies sont utilisées pour la compression:
Les principaux types de compresseurs sont résumés dans l'Illustration 5.2. Les types colorés (à pistons, à spirales, à double vis, turbo) sont couramment utilisés en climatisation.

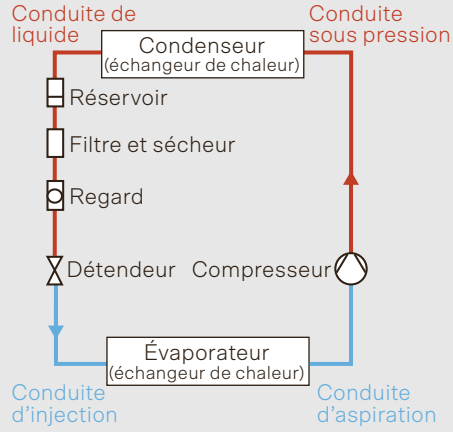


Illustration 5.1:
Le circuit frigorifique et les principaux composants d'une installation frigorifique à évaporation directe et à condensation directe.

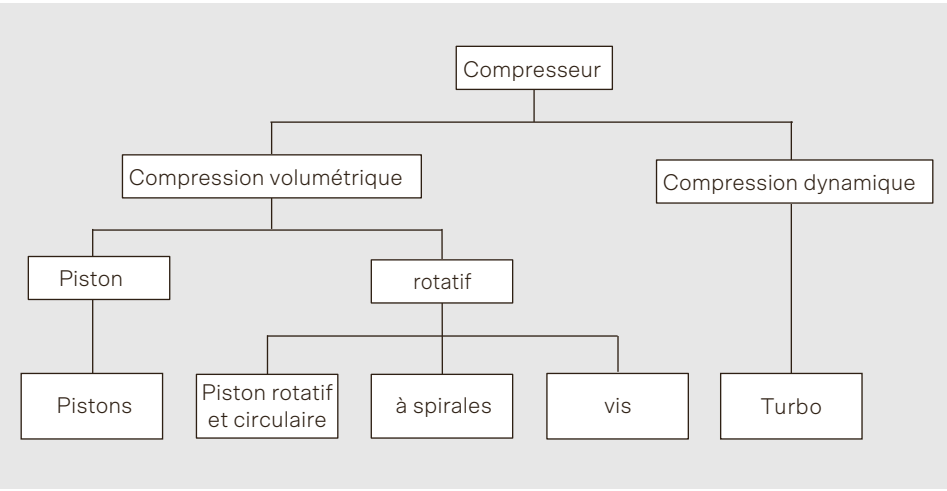


Illustration 5.2:
Les compresseurs selon leur principe de fonctionnement. Les compresseurs colorés sont les plus couramment rencontrés dans la réfrigération de la climatisation.

Compresseur à pistons

Les compresseurs à pistons sont universellement applicables et sont utilisés dans la climatisation dans la gamme des petites et moyennes puissances. Ils conviennent également pour surmonter les grandes différences de pression entre la condensation et l'évaporation, comme c'est le cas, p. ex., dans l'utilisation de la chaleur pour le chauffage de l'eau. En outre, ils se caractérisent par un bon rendement à pleine charge. Dans la plage de charge partielle – avec une puissance réduite – ils sont modérément efficients.

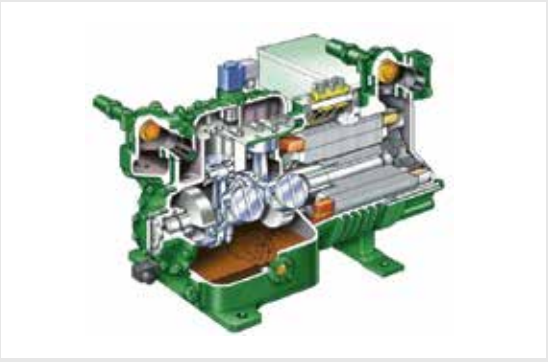


Illustration 5.3: Compresseur à pistons semi-hermétique (Photo: Bitzer)

Compresseur à spirales

Dans un compresseur à spirales, deux spirales montées de manière excentrique rétrécissent de plus en plus l'espace interstitiel. Le fluide frigorigène qui se trouve dans l'espace intermédiaire est ainsi pressé au centre et comprimé.
La puissance frigorifique est contrôlée par la mise en marche et l'arrêt de chaque compresseur (machine multi-compresseur). Les machines frigorifiques équipées de compresseurs à spirales constituent une solution économique dans la gamme de puissance frigorifique de 30 à 300 kW.

Illustration 5.4: Compresseur hermétique à spirales. (Photo: Emerson Climate Technologies GmbH)

Compresseur à vis

On utilise principalement un compresseur à deux vis. Un boîtier contient deux rotors parallèles, couplés mécaniquement par la force, avec des dents hélicoïdales qui s'engrènent. L'espace libre entre les flancs de la vis devient de plus en plus petit dans le sens du refoulement, ce qui crée une pression. De l'huile est injectée entre les vis pour réduire la friction et le reflux.
Le compresseur à vis non régulé fonctionne avec un rapport de pression constant. Afin d'adapter le fonctionnement du compresseur aux conditions d'exploitation, une régulation appropriée est nécessaire.

Illustration 5.5: Compresseur à vis semi-hermétique. (Photo: Bitzer)

Turbocompresseur

Dans le turbocompresseur, le gaz entrant dans la roue à aube est accéléré vers l'extérieur par le mouvement rotatif du rotor. La vitesse diminue et la pression augmente. L'énergie dynamique est ensuite convertie en pression dans le diffuseur.
Pour plus de détails sur le comportement et l'utilisation des turbocompresseurs, voir l'annexe (chapitre 11.3, Approfondissement 1: Turbocompresseur).

Illustration 5.6: Turbocompresseur. (Photo: Turbocor)

Propriétés des différents compresseurs

L'Illustration 5.7 énumère les principales caractéristiques avec des données de puissance approximatives pour une utilisation dans le domaine de la climatisation. Tous les types de compresseurs ne peuvent pas être utilisés sur l'ensemble de la plage de puissance. En outre, ils diffèrent par la plage de température possible (différence entre la température de condensation et d'évaporation).

Durées minimales de fonctionnement des compresseurs

Afin d'atteindre une efficacité énergétique minimale du système de refroidissement et d'éviter les dommages causés par des démarrages et des arrêts trop fréquents du compresseur, les compresseurs doivent respecter les durées minimales de fonctionnement conformément à la norme SIA 384/4 (2025). La durée minimale de fonctionnement est définie en fonction de la puissance frigorifique du générateur de froid (voir Illustration 5.8). Afin de respecter les durées minimales de fonctionnement, il convient de prévoir des composants appropriés tels que des accumulateurs et des capteurs.

Type de compresseur	Pistons	Scroll	Vis	Turbo
Utilisation	petites à moyennes puissances	petites à moyennes puissances	moyennes à grandes puissances	de 200 kW à très grandes puissances
Puissance frigorifique du compresseur	jusqu'à 500 kW	jusqu'à 90 kW	jusqu'à 800 kW	à partir de 250 kW
Puissance frigorifique de la machine frigorifique	jusqu'à 1000 kW	jusqu'à 300 kW	jusqu'à 6000 kW	200 kW – 30 MW
Possibilité de régulation				
à vitesse de rotation constante	étapes avec arrêt du cylindre	uniquement scroll numérique: possible en continu	en continu avec vanne ou régulation par dérivation	en continu avec étranglement d'aspiration
avec régulation de la vitesse de rotation env.[1]	30 % – 100 %	20 % – 100%	20 % – 100 %	25 % – 100 %
Possibilité d'utilisation de la chaleur avec un chauffage au gaz chaud	oui (env. 10 % de la puissance)	oui (env. 10 % de la puissance)	oui, avec refroidisseur d'huile	non
Plage de température (env.)[2]	0 °C – 65 °C	0 °C – 65 °C	0 °C – 65 °C	0 °C – 50 °C
Provoque des vibrations	considérable	faible	faible	faible
Maintenance	maintenance simple		travaux de maintenance plus importants, uniquement possibles dans un atelier spécial	maintenance relativement simple par des spécialistes

1 La vitesse minimale (pour les compresseurs lubrifiés à l'huile) dépend du retour d'huile. Une vitesse trop faible entraîne une lubrification insuffisante (panne de pression d'huile).
2 Évaporation sur condensation

Illustration 5.7: Propriétés des différents types de compresseurs.

Type de construction du compresseur	Puissance de refroidissement en kW			
	10 à < 100	100 à < 200	200 à < 500	≥ 500
Compresseur à piston roulant	10 min.	–1	–1	–1
Compresseur scroll	10 min.	15 min.	20 min.	25 min.
Compresseur alternatif	15 min.	20 min.	25 min.	30 min.
Compresseur à vis	15 min.	20 min.	25 min.	30 min.
Turbocompresseur	–1	20 min.	30 min.	40 min.

1 Ce type de construction n'est pas courant dans cette plage de puissance.

Illustration 5.8: Durées minimales de fonctionnement en minutes pour différents types de compresseurs. Source: SIA 384/4 (2025)

5.3 Comportement du compresseur

Les températures d'évaporation et de condensation ont une grande influence sur la puissance et l'efficience du compresseur. Plus les températures d'évaporation et de condensation sont rapprochées, plus le compresseur est efficient et puissant. L'exemple d'un compresseur à pistons illustre ce point (Illustration 5.9).

Plage de température 60 K: À une température de condensation de 60 °C et une température d'évaporation de 0 °C, le compresseur de l'exemple a une puissance de 75 kW ($P1_{60K}$) et un coefficient de performance de 2 ($P2_{60K}$).

Plage de température 20 K: Lorsque la température de condensation tombe à 30 °C et que, simultanément, la température d'évaporation peut être portée à 10 °C, la puissance frigorifique du compresseur passe à 175 kW ($P1_{20K}$) et le coefficient de performance à 6 ($P2_{20K}$).
Il est donc important de maintenir la différence de température entre la condensation et l'évaporation aussi faible que possible et de conserver ainsi l'efficacité énergétique de l'installation. Ce principe s'applique à tous les types de compresseurs car il est déterminé par le processus de refroidissement et non par le compresseur (voir également chapitre 3.3).

Possibilités de régulation des compresseurs
La puissance de refroidissement de tous les compresseurs peut être modifiée grâce à la régulation de la vitesse de rotation. Elle se caractérise par une efficacité énergétique optimale et une usure réduite (coûts d'entretien moindres). Cependant, le prix de l'installation est plus élevé.

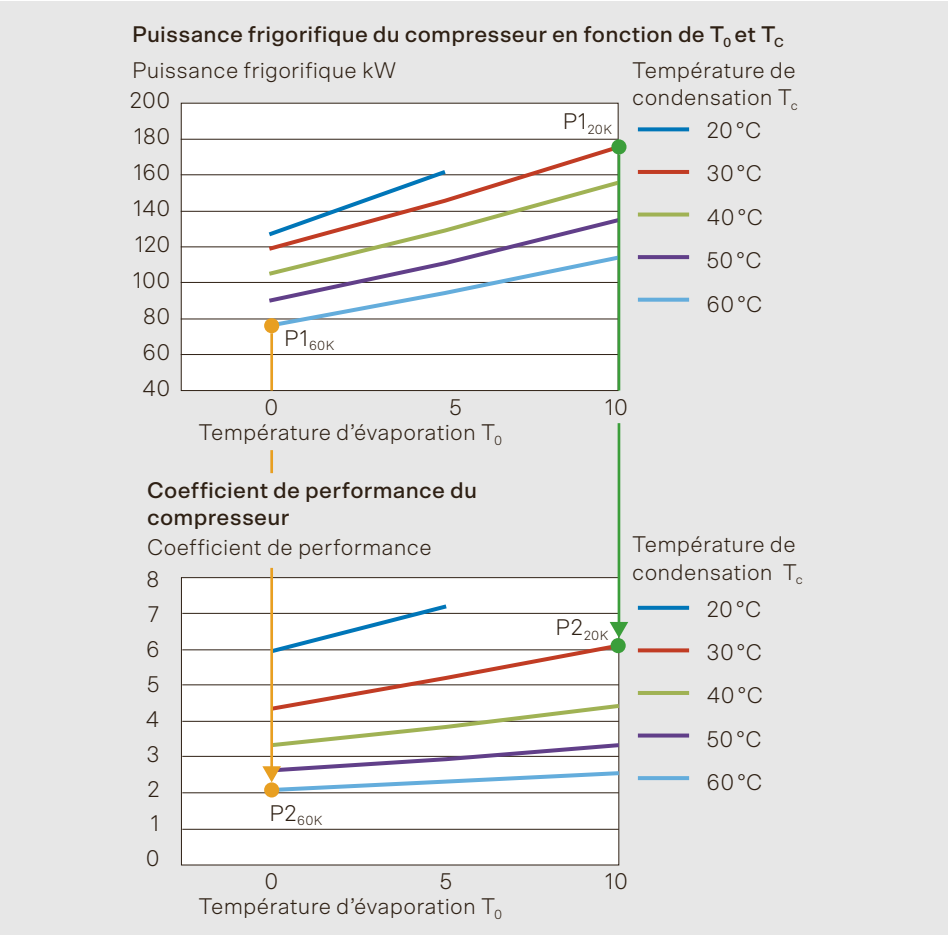


Illustration 5.9: Diagramme de puissance d'un compresseur à pistons en fonction de la température d'évaporation T_c et de la température de condensation T_0.

Régulation de la vitesse

Une régulation de la vitesse contrôle la vitesse d'un moteur ou d'un réducteur. Elle permet d'adapter la puissance de manière flexible et en fonction des besoins. Il existe différentes possibilités pour modifier la vitesse. La plus répandue est le convertisseur de fréquence. Mais la vitesse peut également être modifiée à l'aide de moteurs à pôles commutables ou de réducteurs à régulation pour les compresseurs ouverts.

Les convertisseurs de fréquence (CF), également appelés onduleurs, permettent un réglage continu de la vitesse du moteur dans les installations frigorifiques. La modification de la fréquence du courant d'alimentation influence directement la vitesse du compresseur. De cette manière, le débit massique et la puissance frigorifique produite peuvent être régulés en fonction des besoins.

La plage de fréquence réglable se situe généralement entre 25 et 70 Hz, selon le modèle de convertisseur de fréquence et de compresseur. Les limites d'utilisation du compresseur spécifiées par le fabricant doivent toujours être respectées. En cas de charge très faible, un CF atteint également sa limite d'utilisation et ne peut plus réguler

l'installation. De plus, le retour d'huile et le refroidissement du moteur doivent être garantis même en cas de fonctionnement à charge partielle minimale.

Un autre aspect à prendre en compte est l'efficacité. La technologie VF permet certes un ajustement flexible et optimisé de la puissance. Cependant, le convertisseur génère des pertes d'environ 3 % à pleine charge, qui doivent être prises en compte dans l'évaluation globale du rendement du système.

De plus, l'utilisation de convertisseurs de fréquence entraîne des harmoniques dans le réseau électrique. Afin de garantir la qualité du réseau et d'éviter les perturbations électriques, des filtres électriques ou des selfs sont donc nécessaires. Les pertes du convertisseur de fréquence dépendent également de la fréquence.

Dans le cas d'un fonctionnement en réseau avec plusieurs compresseurs, il n'est pas nécessaire que chaque compresseur soit équipé d'un convertisseur de fréquence. Pour obtenir la flexibilité et l'efficacité souhaitées, il suffit souvent de faire fonctionner un compresseur à fréquence régulée.

En Suisse, les convertisseurs de fréquence dans la plage de puissance comprise entre 0,12 et 1000 kW doivent au minimum répondre à la norme internationale d'efficacité IE2.

Régulation de la vitesse de rotation des compresseurs à vis

Les compresseurs à vis avec régulation de vitesse atteignent leur meilleur rendement à un niveau situé entre environ 60 et 100 % de la vitesse nominale. Dans ce champ de travail, la puissance absorbée spécifique est minimale tandis que le rendement est au maximum et constant. Entre 30 et 60 % de la vitesse nominale, le rendement est encore acceptable, mais il diminue continuellemmt avec la baisse de vitesse. Quand la vitesse nominale se situe entre 20 % et 30 %, la puissance absorbée spécifique augmente considérablement. À ce stade, il n'est plus possible d'exploiter le compresseur d'une manière rentable.

Exploitation	Fréquence [Hz]	Vitesse du compresseur [tr/min.]	Puissance frigorifique [kW]
Fonctionnement en surfréquence	70	4200	51,1
Fonctionnement normal	50	3000	41,4
Fonctionnement à fréquence réduite	25	1800	17,4

Illustration 5.10: Exemple illustrant le comportement du moteur et du compresseur à différentes fréquences.

Régulation de vitesse de rotation des compresseurs à déplacement positif
Dans les compresseurs volumétriques (à piston, à spirale et à vis), une augmentation de la vitesse entraîne un débit plus important de fluide frigorigène par seconde. L'augmentation de la vitesse de rotation engendre un plus grand transport de la masse de fluide frigorigène par seconde. L'augmentation du débit massique du fluide frigorigène entraîne une augmentation de la puissance frigorifique (voir chapitre Bases). La réduction de la vitesse de rotation réduit le débit massique du fluide frigorigène en conséquence. La pression de sortie ne change pas, car elle dépend de la géométrie de la chambre de compression.

Régulation de vitesse de rotation des compresseurs centrifuges (Turbo)
Dans les compresseurs volumétriques (à piston, à spirale et à vis), une augmentation de la vitesse entraîne un débit plus important de fluide frigorigène par seconde. L'augmentation de la vitesse entraîne une augmentation simultanée du débit massique et de la pression de refoulement par déplacement de la courbe du compresseur. La réduction de la vitesse réduit la pression et le débit massique en conséquence. Tant pour l'augmentation que pour la diminution, il existe des limites d'exploitation pour la fonction de débit du compresseur, au-delà de laquelle, aucune exploitation n'est plus possible.

Autres mesures de régulation du rendement des compresseurs
Dans ce qui suit, diverses options de régulation supplémentaires sont décrites, avec lesquelles les performances de la machine peuvent être modifiées mécaniquement à vitesse de rotation constante.

Désactivation des cylindres
S'applique uniquement aux compresseurs à pistons:
Avec cette régulation, la vanne d'aspiration est maintenue ouverte mécaniquement sur un ou plusieurs cylindres. Le mouvement du piston aspire le gaz de la conduite d'aspiration et le repousse ensuite. En conséquence, le cylindre devient inactif et la puissance diminue en raison de la réduction du débit massique total. Dans le même temps, cependant, les pertes mécaniques subsistent. La plage de régulation par compresseur dépend du nombre de cylindres et de la conception du compresseur. Elle se situe approximativement entre 50 et 100 %, une régulation simple mais peu efficace.

Les différentes possibilités de régulation de la puissance des compresseurs:	
Régulation du	Possibilité de régulation
circuit frigorifique	– Régulation de la pression d'aspiration – Régulation du bypass des gaz chauds
compresseur	– Fonctionnement intermittent (marche/arrêt) – Régulation mécanique de la puissance – Bypass interne – Relevage de la soupape sur les compresseurs à piston – Fermeture du canal d'aspiration des gaz sur les compresseurs à piston – Régulation par tiroir pour les compresseurs à vis – Relevage de la spirale pour les compresseurs Scroll
	Régulation de la vitesse – Convertisseur de fréquence – Moteur à changement de pôles – Variateurs pour les compresseurs ouverts

Illustration 5.11: Différentes possibilités de régulation de la puissance des compresseurs.

Interruption brève du refoulement (Digital-Scroll)

Avec un compresseur «digital», la compression du fluide frigorigène sous forme gazeuse, par une interruption brève du refoulement (régulation PWM, Pulse Width Modulation, soit modulation de largeur d'impulsion). Un défilement numérique permet un réglage continu de la puissance. En raison des pertes mécaniques, ce type de régulation n'est pas très efficace et provoque des fluctuations de pression du côté du refoulement.

Régulation par tiroir

Dans le cas des compresseurs à vis, la puissance est ajustée à la demande à l'aide d'un tiroir ou d'une régulation par dérivation.

Le tiroir permet, de par son déplacement, de modifier la longueur effective utilisable pour la compression. L'installation d'une régulation par tiroir, notamment en exécution parallèle ou tandem, affaiblit la construction du compresseur et nécessite par conséquent un boitier robuste. Dans la plage de puissance comprise entre 100 et 70 %, cette régulation permet d'obtenir une bonne efficacité énergétique. En fonctionnement à charge partielle (en dessous de 70 %), l'efficacité énergétique diminue de manière significative.

Régulation par étranglement de l'aspiration

Avec les turbocompresseurs, la puissance du compresseur peut être réduite en réduisant le débit du fluide frigorigène. Pour ce faire, les aubes directrices à l'entrée du compresseur sont ajustées. Le rendement du compresseur diminue alors régulièrement. La régulation optimale et énergétiquement efficiente en énergie est obtenue par la régulation de la limitation d'aspiration en combinaison avec la régulation de la vitesse de rotation.

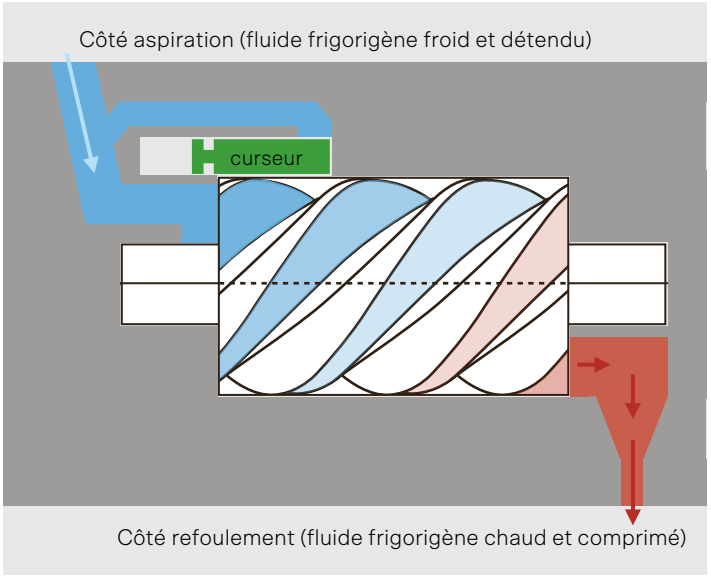


Illustration 5.12: Compresseur à vis à 100 % de puissance. Le tiroir est sorti et un taux de 100 % du débit massique est acheminé vers la vis.

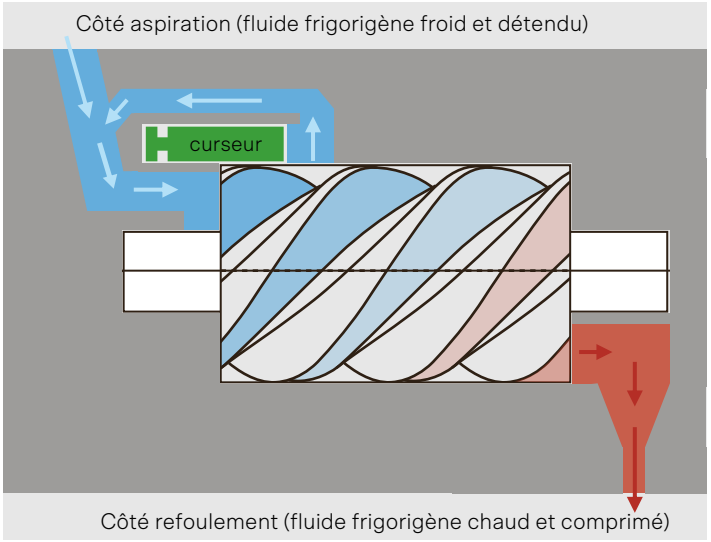


Illustration 5.13: Compresseur à vis à 70 % de sa puissance. La vanne coulissante est rentrée. Une partie du flux massique reflue et seule une partie est acheminée vers la vis.

Groupe parallèle à plusieurs compresseurs

Un réglage plus fin de la puissance peut être obtenu en faisant fonctionner plusieurs compresseurs en parallèle (voir Illustration 5.14). Le débit massique du fluide frigorigène est alors réparti entre plusieurs étages de compresseurs montés en parallèle. Les températures d'évaporation et de condensation sont identiques pour tous les compresseurs.

Adaptation de la puissance dans un groupe parallèle par fonctionnement intermittent

L'Illustration 5.15 montre comment, dans un groupe parallèle à trois compresseurs, la puissance frigorifique nécessaire est fournie par un fonctionnement intermittent (mise en marche/arrêt, également appelé fonctionnement intermittent).

En cas de faible charge, seul le compresseur 1 fonctionne dans un premier temps en mode intermittent.

Dès que plus d'un tiers de la puissance frigorifique maximale est nécessaire, le compresseur 1 fonctionne en continu à 100 % de sa puissance, tandis que le compresseur 2 prend en charge l'ajustement supplémentaire de la puissance par cycle.

Si plus des deux tiers de la puissance sont nécessaires, le compresseur 2 fonctionne également en continu à 100 % et le compresseur 3 prend en charge l'ajustement de puissance restant jusqu'à la pleine charge.

Le fonctionnement par cycles entraîne toutefois des pertes d'énergie considérables, notamment en raison des cycles de démarrage fréquents.

Adaptation de la puissance dans un réseau parallèle avec convertisseur de fréquence (CF)

L'Illustration 5.16 présente une variante plus économe en énergie: un réseau parallèle avec trois compresseurs, dans lequel le compresseur 1 est équipé d'un convertisseur de fréquence pour une régulation continue de la puissance. Les compresseurs 2 et 3 fonctionnent chacun sans régulation à 100 % de leur puissance.

Le FU couvre une plage de puissance d'environ 20 % à 100 % de la puissance frigorifique maximale en continu. Le compresseur 1 équipé du CP fournit un tiers de la puissance frigorifique maximale à 100 % de sa puissance (un étage de compresseur correspond à un tiers de la puissance totale). À 20 % de puissance, le compresseur 1 couvre environ 7 % de la puissance frigorifique maximale. Ce n'est qu'à très faible charge – inférieure à environ 7 % de la puissance frigorifique maximale – qu'un fonctionnement en continu n'est plus possible.

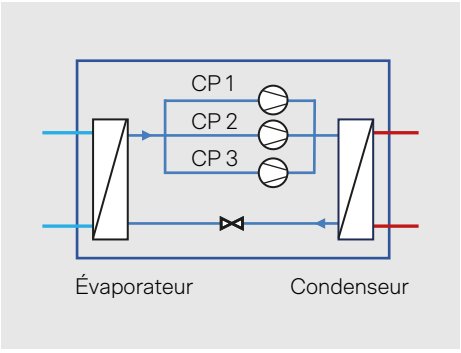


Illustration 5.14: Groupe parallèle à trois étages de compression.

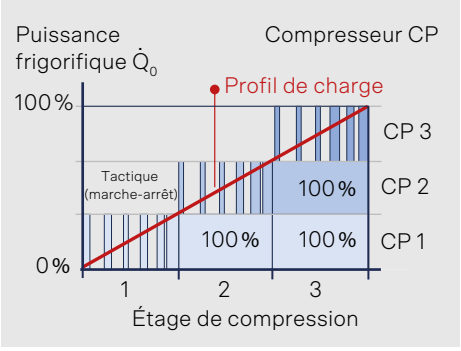


Illustration 5.15: Régulation de puissance avec fonctionnement intermittent dans un réseau parallèle.

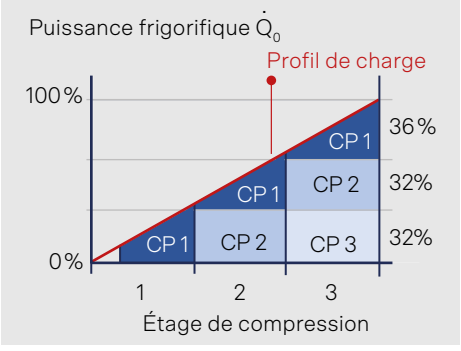


Illustration 5.16: Régulation de puissance avec un seul variateur de fréquence dans un réseau parallèle.

5.4 Types de construction des compresseurs

Différents types de construction des compresseurs sont utilisés en fonction de l'application et des coûts induits. Ils diffèrent par la façon dont le compresseur et l'entraînement sont assemblés. Aperçu des caractéristiques, avantages et inconvénients des différents types de construction des compresseurs:

Compresseur complètement hermétique	Compresseur semi-hermétique	Compresseur ouvert
Dans les machines entièrement hermétiques, le compresseur et le moteur électrique forment une unité autonome (soudée de manière étanche). – Aucune perte de fluide frigorigène – Refroidissement du moteur par le fluide frigorigène, augmentation de la température d'évaporation possible que dans une mesure limitée – Petit moteur, car directement refroidi – Petites unités, non réparables – Plage de puissance des compresseurs hermétiques: jusqu'à env. 100 kW de puissance frigorifique	Dans les machines semi-hermétiques, le compresseur et le moteur sont assemblés et accessibles. Cela rend la réparation possible. – Aucune perte de fluide frigorigène – Refroidissement du moteur par le fluide frigorigène, la chaleur perdue est évacuée directement avec le fluide. – Rendement élevé du moteur, petit moteur, augmentation de la température d'évaporation possible uniquement de manière limitée. – Petites et moyennes unités – Coûts éventuellement élevés en cas de dommages au moteur – Plage de puissance des compresseurs semi-hermétiques: env. de 50 à 700 kW de puissance frigorifique	Dans les machines ouvertes, le compresseur et le moteur sont séparés l'un de l'autre. Ce système est principalement utilisé pour les puissances plus élevées et les applications avec ammoniac. (le NH_3 attaquerait les enroulements en cuivre). – Risque de perte de fluide frigorigène par le presse-étoupe du compresseur – Plusieurs entraînements peuvent être utilisés – Le moteur dégage de la chaleur dans l'environnement – Réparable – Bien adapté aux applications frigorifiques industrielles – Plage de puissance des compresseurs ouverts: 200 à 2000 kW

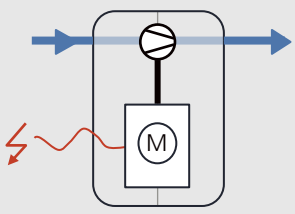
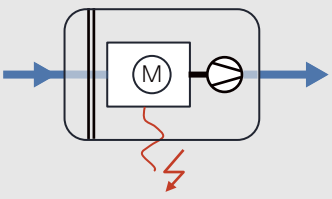
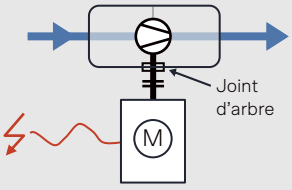

		

Illustration 5.17: Compresseur entièrement hermétique.	Illustration 5.18: Compresseur semi-hermétique.	Illustration 5.19: Compresseur ouvert.

Aspects de l'alimentation électrique

Avec les moteurs électriques branchés directement, l'intensité du courant de démarrage est environ six fois supérieure à celle du courant nominal. Cette pointe de puissance n'est pas acceptable par le réseau. Pour la compagnie d'électricité, le démarrage direct n'est donc autorisé que pour les petits moteurs d'une puissance d'entraînement de 3 à 5 kW.

Le problème des courants de démarrage élevés peut être résolu avec un convertisseur de fréquence. Malheureusement, tous les maîtres d'ouvrage ne sont pas prêts à investir dans un convertisseur de fréquence.

Pour les machines frigorifiques sans convertisseur de fréquence, les conditions générales de l'installation influencent le choix de la méthode de démarrage ou le principe de fonctionnement du compresseur.

Démarreurs progressifs

Des démarreurs progressifs peuvent être utilisés pour réduire le courant de démarrage. Ils sont pontés après la phase de démarrage et fonctionnent sans perte.

Harmoniques dans les convertisseurs de fréquence

Les convertisseurs de fréquence peuvent générer des harmoniques dans le réseau électrique. Ceux-ci «polluent» le réseau, ce qui entraîne des perturbations. Les harmoniques doivent donc être supprimés à l'aide de filtres ou de selfs. Les filtres d'harmoniques peuvent être installés directement sur le convertisseur de fréquence. Il est possible d'utiliser soit un convertisseur de fréquence avec filtre intégré, soit un filtre global dans la distribution électrique principale. Il convient de noter que les filtres entraînent une perte d'environ 3 %.

Coordination avec le planificateur électricien

Dans la phase de projet, le planificateur d'installations frigorifiques doit clarifier les aspects électriques suivants en collaboration avec le constructeur de la machine frigorifique et l'ingénieur électricien:

- Type de démarrage
- Courant de démarrage et courant nominal
- Prescriptions de la compagnie d'électricité et
- Contrôle du convertisseur de fréquence (s'il est prévu).

Illustration 5.20: Modes de démarrage des moteurs de compresseurs.

Type de démarrage	Courant de démarrage	Cadre financier approximatif		Remarque
		20 kW électrique	100 kW électrique	
Direct	env. 6 fois	aucun	–	En règle générale, uniquement possible sur le plan électrique pour les compresseurs d'une puissance allant jusqu'à 3 à 5 kW.
Triangle-étoile	env. 2 fois	1000 Fr.	2000 Fr.	Pour les machines standard, le contacteur triangle-étoile est inclus dans l'installation de démarrage.
Démarrage par enroulements fractionnés	2 à 3 fois	1000 Fr. + Plus-value moteur	2000 Fr. + Plus-value moteur	Nécessite un moteur spécial. Protection similaire à un interrupteur triangle-étoile
Convertisseur de fréquence	pas de courant de démarrage supérieur	3000 Fr.	7000 Fr.	Le CF est généralement fourni avec la machine par son fabricant.
Démarreurs progressifs	pas de courant de démarrage supérieur	4000 Fr.	10 000 Fr.	

Conception du compresseur

La conception du compresseur relève de la responsabilité du fournisseur. Le chapitre 4.6 décrit les informations dont le fournisseur a besoin de la part du concepteur à cet effet.

Pour la conception, le fournisseur dispose de différents programmes de conception proposés par les fabricants de compresseurs. Ceux-ci permettent de saisir

1. les paramètres techniques
   - application
   - type de construction
   - fluide frigorigène
2. les données de conception
   - puissance frigorifique
   - point de fonctionnement
   - conditions de fonctionnement et
3. type de régulation de puissance

(Illustration 5.21).

Le programme propose différents compresseurs qui répondent aux spécifications. Outre les données du compresseur (puissance frigorifique, puissance de l'évaporateur, puissance de condensation, puissance électrique, coefficient de performance, etc.), les températures de conception et les limites d'utilisation sont également indiquées (Illustration 5.22).

Illustration 5.21: Données pour la conception du compresseur. Source: www.bitzer.de/websoftware

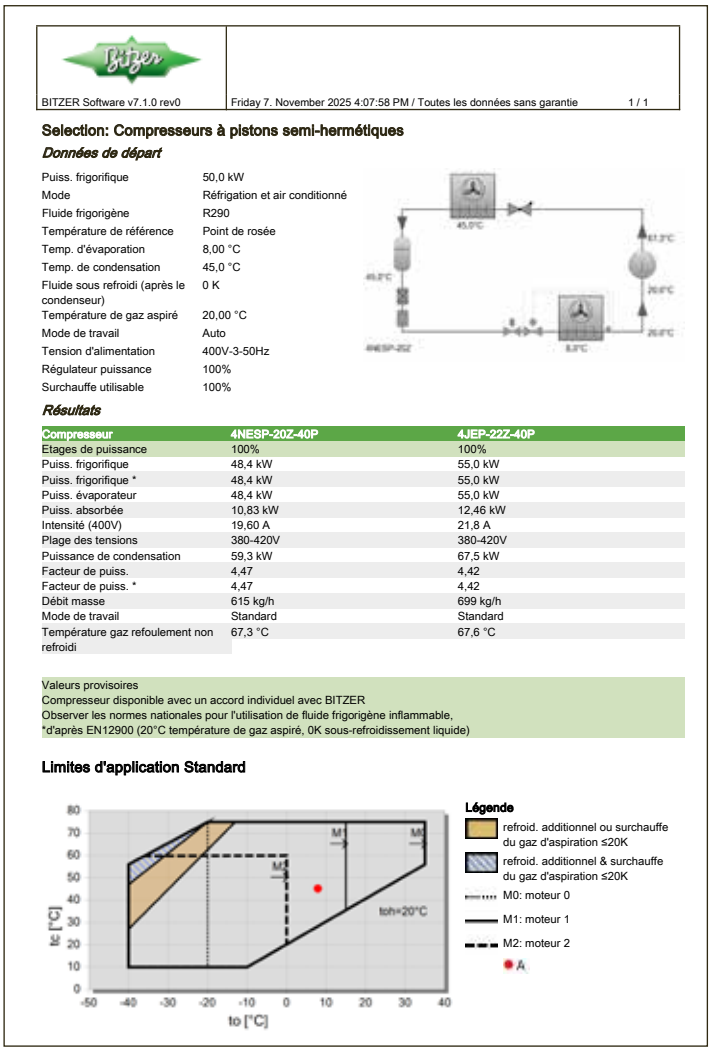


Illustration 5.22: Exemple de résultat possible pour la conception d'un compresseur Source: www.bitzer.de/websoftware

Limites d'utilisation du compresseur

L'utilisation d'un compresseur est soumise à des limites physiques et techniques qui doivent impérativement être prises en compte lors de la conception et de l'exploitation (voir Illustration 5.23). Une restriction essentielle concerne la température de condensation maximale ①. Elle est limitée par la résistance à la pression du compresseur et sa consommation électrique maximale. Le dépassement de cette température peut entraîner des dommages mécaniques ou une surcharge du moteur.

Un autre point critique est la température de sortie maximale ⑤ du compresseur. Celle-ci est limitée par la résistance à la température des matériaux utilisés. Dans certaines applications, cette valeur limite peut toutefois être augmentée en utilisant un sous-refroidissement supplémentaire du fluide frigorigène (voir zone bleue dans l'Illustration 5.23).

Il existe également des restrictions du côté basse pression: la température d'évaporation minimale ④ ne doit pas être dépassée, car elle résulte de la température d'ébullition du fluide frigorigène utilisé à la pression atmosphérique. Une pression d'évaporation trop basse peut entraîner un fonctionnement du compresseur en dessous de la pression atmosphérique, ce qui peut entraîner des conditions de fonctionnement indésirables.

Il est également important de tenir compte de la différence de pression minimale qui doit exister entre le côté condensation et le côté évaporation ③. Elle est nécessaire pour garantir une lubrification suffisante des composants. Dans le cas des compresseurs à pistons, elle est également essentielle pour que les soupapes de travail puissent s'ouvrir et se fermer de manière fiable.

Enfin, la température d'évaporation maximale ② constitue également une limite d'utilisation. Elle est déterminée par le couple maximal disponible du moteur d'entraînement. Si ce couple est trop faible, le compresseur ne peut plus garantir la montée en pression nécessaire. L'utilisation d'un moteur plus puissant permet toutefois d'élargir cette plage (zone verte dans l'Illustration 5.23).

En résumé, on peut dire que le fonctionnement sûr et efficace d'un compresseur ne peut être garanti que dans ces limites d'utilisation définies.

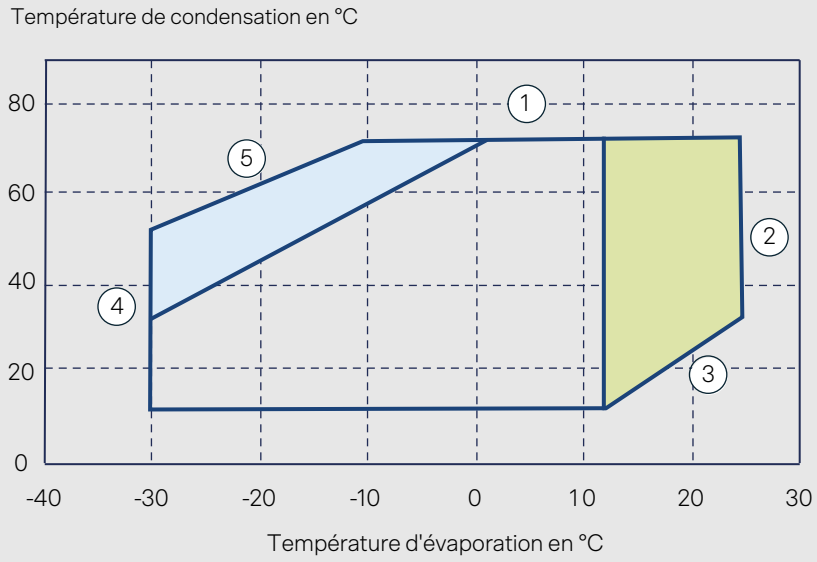


Illustration 5.23: Les limites d'utilisation d'un compresseur résultent de contraintes physiques et techniques. Source: Bitzer, Kolbenfibel 2014

5.5 Compression à deux étages

Une compression à un seul étage ne permet d'atteindre qu'une pression de compression limitée. À partir d'une certaine course (par exemple 40 K, soit de T0 20 °C à Tc 60 °C), les températures augmentent tellement en raison de la compression dans le compresseur que les composants du compresseur, le fluide frigorigène et l'huile lubrifiante perdent leur fonction.
Si une course plus importante est nécessaire (par exemple 60 K, soit de 20 °C à 80 °C), on opte alors pour une compression à deux étages. La température du fluide frigorigène est alors abaissée de manière ciblée entre les deux compresseurs. Ce refroidissement intermédiaire, généralement obtenu par injection de réfrigérant, ramène la température après la deuxième compression à un niveau non critique.
L'Illustration 5.24 et l'Illustration 5.25 montrent comment le compresseur basse pression (compresseur BP – étage 1) comprime le fluide frigorigène du point 1 (2 bars) au point 2 (5 bars). Le fluide frigorigène entre ainsi dans le compresseur haute pression (compresseur HP – étage 2) avec une densité déjà plus élevée et est comprimé davantage par celui-ci du point 3 (5 bars) au point 4 (10 bars).
Pour un même débit massique, le compresseur haute pression nécessite donc un volume de refoulement moindre.
Cela réduit le travail à fournir par le compresseur haute pression, ce qui rend généralement la compression à deux étages avec refroidissement intermédiaire 10 à 15 % plus efficace sur le plan énergétique qu'une compression à un seul étage pour une différence de pression identique. En revanche, les machines à deux étages sont un peu plus chères à l'achat.
Outre une efficacité énergétique et une puissance frigorifique accrues (l'installation atteint une puissance globale plus élevée), le deuxième étage de compression augmente également la durée de vie de l'installation frigorifique, car les composants sont moins sollicités, la lubrification est améliorée et la charge thermique diminue.

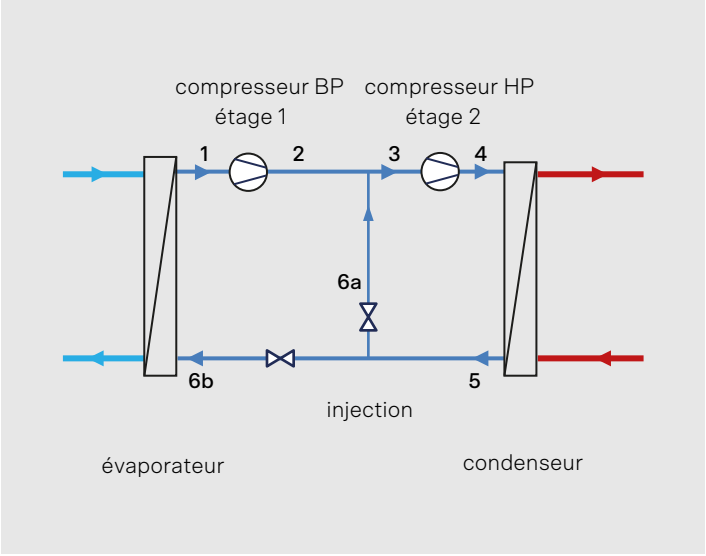


Illustration 5.24: Compresseur à deux étages avec refroidissement intermédiaire et injection de réfrigérant.

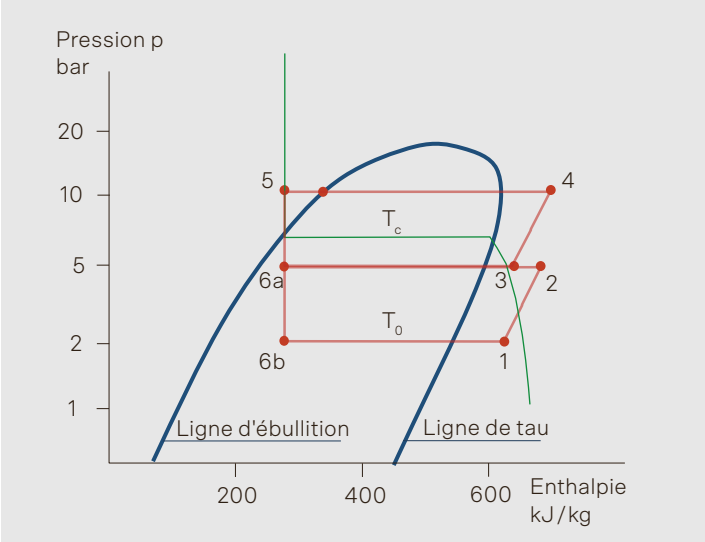


Illustration 5.25: Circuit frigorifique d'un système à deux étages.

Une autre variante de compression à deux étages est réalisée à l'aide d'un évaporateur inondé et d'un économiseur open flash. L'Illustration 5.26 et l'Illustration 5.27 illustrent le fonctionnement de cette compression à deux étages.

Après l'évaporateur noyé (point 1), le fluide frigorigène gazeux s'écoule dans le compresseur basse pression (compresseur BP – étage 1) et est comprimé à la pression moyenne (5 bars) (point 2). Il s'écoule ensuite dans l'économiseur flash ouvert, un réservoir sans éléments intégrés dans lequel règne une pression moyenne. Dans l'économiseur open flash, le fluide frigorigène sous forme de vapeur s'accumule dans la partie supérieure (point 3) et est acheminé vers le compresseur haute pression (compresseur HP – étape 2). Dans le compresseur HP, le fluide frigorigène est alors comprimé à 10 bars (point 4). Après le condenseur, la première détente à la pression moyenne (point 6) a lieu. Environ 10 % du débit massique du fluide frigorigène (gaz flash) s'évapore alors. Le fluide frigorigène liquide (point 7) est acheminé vers l'évaporateur noyé après une deuxième détente (point 8).

L'économiseur open flash constitue le niveau de pression intermédiaire et agit comme un refroidissement intermédiaire. Il augmente ainsi la puissance (point 8 → point 1) et l'efficacité de la machine jusqu'à 20 %, en particulier dans des conditions de pression élevée. Un autre avantage de cette solution est que l'économiseur s'adapte automatiquement aux variations de charge et de température sans technique de régulation supplémentaire.

Certains fabricants proposent également des compresseurs à vis avec un raccord d'économiseur (raccord à moyenne pression). Cela permet une compression à deux étages avec un seul compresseur.

D'autres fabricants utilisent des économiseurs à refroidisseur avec échangeur de chaleur. Cette solution présente l'avantage de nécessiter moins de fluide frigorigène et d'être plus simple sur le plan hydraulique. En revanche, elle est légèrement moins efficace et offre une puissance frigorifique moindre.

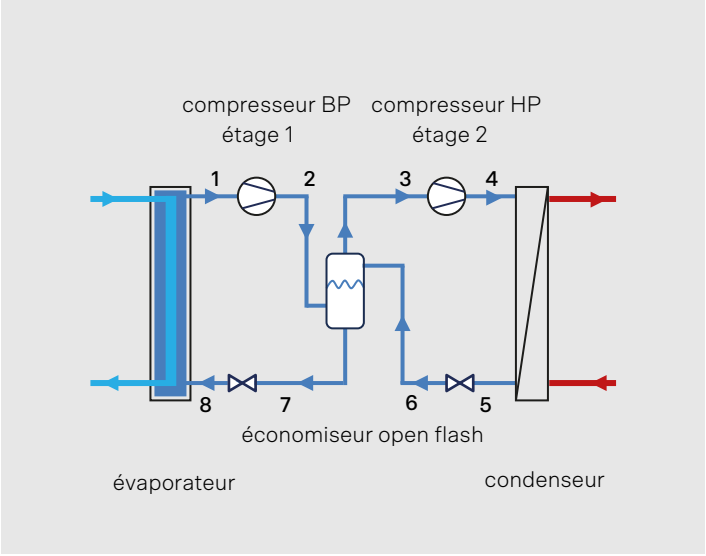


Illustration 5.26: Compresseur à deux étages avec économiseur oppen flash et évaporateur à immersion.

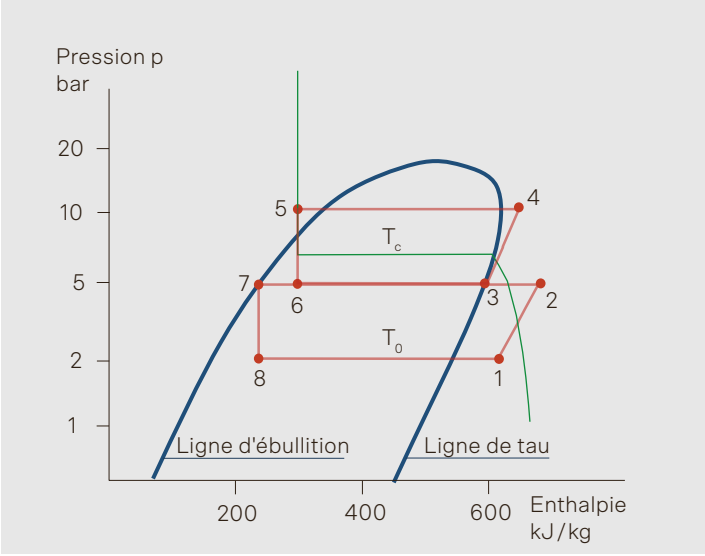


Illustration 5.27: Circuit frigorifique à deux étages avec économiseur open flash.

5.6 Généralités sur les échangeurs de chaleur

Les échangeurs de chaleur sont utilisés dans la machine frigorifique, tant du côté de l'évaporateur que de celui du condenseur. Selon le système, différents types d'échangeurs sont utilisés.

Les **échangeurs de chaleur** multitubulaires destinés au transfert de chaleur de médiums liquides et parfois gazeux sont constitués d'un faisceau de tubes dans une enveloppe dénommée calandre. Ils se caractérisent par une grande diversité de matériaux et une moindre sensibilité à la saleté.

Échangeurs de chaleur à plaques: Construction compacte, brasée ou soudée, pour le transfert de chaleur de médiums liquides et, dans certaines applications, gazeux. Ils présentent l'avantage de faibles contenus, de grandes surfaces de transfert dans un espace réduit et d'un haut degré de modularité dans la fabrication. Ils sont toutefois moins adaptés aux fluides contaminés.

Illustration 5.28: Échangeur de chaleur à faisceaux de tubes. (Photo: Bitzer)

Illustration 5.29: Échangeurs de chaleur à plaques. (Photo: BMS)

Les **échangeurs de chaleur coaxiaux** sont constitués d'un double tube plié en hélice, généralement en cuivre. Ils sont principalement utilisé dans les plus petits systèmes.

Les **échangeurs de chaleur à ailettes** sont constitués d'un ou plusieurs tubes parallèles avec des ailettes pressées. Ils conviennent au transfert de chaleur des milieux gazeux (p. ex. l'air). Diverses combinaisons de matériaux et de branchements sont possibles. Une attention particulière doit être accordée à la distance entre les ailettes, car les souillures, le givrage etc. peuvent entraîner des pertes de puissance importantes.

Les **échangeurs de chaleur à registre** se composent de serpentins ou de paquets de plaques de différentes qualités de matériaux, intégrés dans des récipients ouverts ou fermés. Ils ne sont utilisés dans la climatisation que pour des appli-

Obligation d'informer la SUVA
Les appareils de pression (p. ex. (échangeurs de chaleur) d'une certaine taille doivent être soumis à un contrôle périodique. Ils doivent être signalés à la SUVA avant leur première utilisation et en cas de modification importante. Le propriétaire de l'installation est responsable de la déclaration. En règle générale, le propriétaire délègue la déclaration au planificateur ou au fournisseur.
L'ASIT (Association suisse d'inspection technique) effectue les contrôles pour la SUVA. L'Ordonnance relative à l'utilisation des équipements sous pression et la directive CFST[1] «Équipements sous pression» décrivent toutes les informations importantes relatives à l'utilisation des équipements sous pression.
Cette inspection par l'ASIT augmente les coûts d'exploitation de l'installation, ce qui doit être pris en compte lors de l'évaluation des coûts totaux.

1 CFST: Commission fédérale de coordination pour la sécurité au travail

cations spéciales – notamment pour les médiums fortement souillés. Les échangeurs de chaleur à registre ne sont normalement utilisés que comme évaporateurs.

Différences de température à atteindre

Lors du dimensionnement des échangeurs de chaleur, le planificateur est confronté au défi d'assurer un transfert d'énergie optimal sans que la consommation supplémentaire des unités auxiliaires telles que les pompes et les ventilateurs soit trop importante. Dans le même temps, l'investissement doit rester dans des limites raisonnables. Les différences de température pour les types d'échangeurs de chaleur courants peuvent être utilisées comme ligne directrice pour le dimensionnement (Illustration 5.30).

Illustration 5.30: Différences de température à viser dans les échangeurs de chaleur. Source: Guide de mesures pour l'optimisation des installations frigorifiques, OFEN 2012, sur la base des informations du VDMA 24247-8

1 Évaporateur (refroidisseur)				
1.1 Refroidisseur d'air	**Différence de température dT = T_{Air}** (entrée évaporateur) **– T_0** (température d'évaporation)			
	Échangeur thermique	**Méthode**	**dT autorisé**	**dT à cibler**
	Lamelles	à sec	≤ 10 K[1]	≤ 7 K[2]
	Lamelles	par immersion	≤ 8 K	≤ 5 K

1.2 Refroidisseur de liquide	**Différence de température dT = T** fluide frigoporteur (sortie évaporateur) **– T_0** (température d'évaporation)			
	Échangeur thermique	**Méthode**	**dT autorisé**	**dT à cibler**
	Plaques	à sec	≤ 6 K	≤ 2 à 4 K
	Calandre	à sec ou par immersion	≤ 5 K	≤ 3 K

2 Condenseur				
2.1 Sec, Air	**Différence de température dT = T_{Air}** (entrée condenseur) **– T_C** (température de condensation)			
	Échangeur thermique	**Méthode**	**dT autorisé**	**dT à cibler**
	Lamelles	à sec	≤ 13 K	≤ 8 K

2.2 Refroidi par liquide	**Différence de température dT = $T_{caloporteur}$** (sortie condenseur) **– T_C** (température de condensation)			
	Échangeur thermique	**Méthode**	**dT autorisé**	**dT à cibler**
	Plaques	refroidi par liquide	≤ 5 K	≤ 1 à 2 K
	Calandre	refroidi par liquide		≤ 2 K

1 à détendeur thermostatique

2 à détendeur électronique

Efficacité des échangeurs thermiques dans les circuits d'eau froide, d'eau chaude et d'eau de refroidissement

Dans les différents circuits d'eau d'une installation de climatisation et de refroidissement, des échangeurs thermiques secondaires ou des séparateurs de système sont souvent nécessaires. Cela peut être dû à des exigences de sécurité (voir également le chapitre 8.3), à des fluides différents ou à des séparations hydrauliques.

Mais tout transfert de chaleur entraîne une perte d'efficacité. Afin de la réduire au maximum, la norme SIA 384/4 (2025) stipule que la différence de température entre l'entrée côté primaire (TP) et la sortie côté secondaire (TS) des échangeurs de chaleur dans les circuits d'eau froide, d'eau chaude et d'eau de refroidissement ne doit pas dépasser 2 kelvins au point de conception.

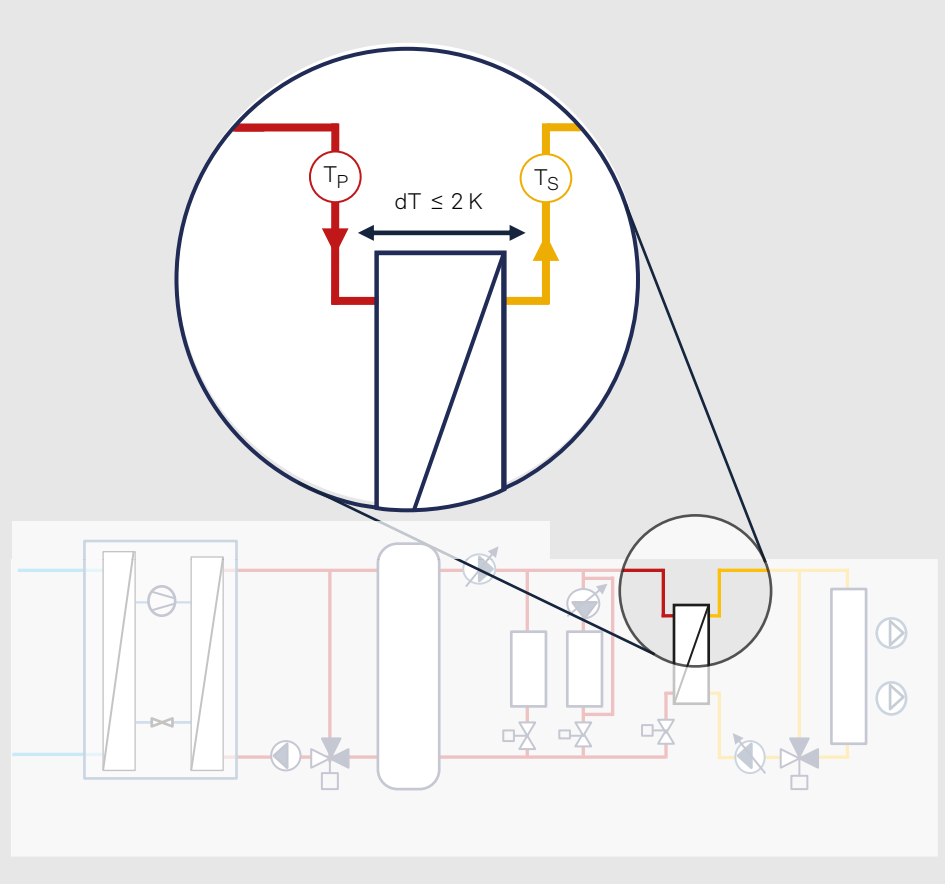


Illustration 5.31: Entre l'entrée de l'eau chaude (TP) dans l'échangeur thermique et la sortie de l'eau de refroidissement (TS), la différence de température maximale ΔT ne doit pas dépasser 2 K. (Illustration adaptée de la norme SIA 384/4 (2025))

Encrassement et vieillissement des échangeurs de chaleur

Dans un échangeur de chaleur neuf, les surfaces sont propres et le transfert de chaleur est optimal. Cependant, au fil du temps, l'échangeur de chaleur s'encrasse et ses performances diminuent. L'encrassement est dû à des dépôts solides ou à un biofilm. Dans les systèmes ouverts, l'encrassement vient de l'extérieur.

L'exemple d'un condenseur avec de l'ammoniac comme fluide frigorigène montre comment les températures sont influencées par la saleté, ce qui fait passer la température de condensation de 40 à 45 °C. En conséquence, la pression de condensation augmente de 2,3 bars, ce qui augmente la consommation d'énergie d'environ 15 % à T_0 = 10 °C!

Dans une machine frigorifique dont les échangeurs de chaleur sont souillés, le coefficient de performance et la puissance frigorifique diminuent en même temps.

Lors de l'achat d'une production frigorifique, il est essentiel pour le planificateur de préciser au fournisseur le facteur d'encrassement (Fouling Factor FF). Il tient alors compte de la résistance supplémentaire au transfert de chaleur due à l'encrassement autorisé. Le fournisseur de la machine doit confirmer au planificateur que les échangeurs de chaleur (et donc la machine frigorifique) ont été dimensionnés pour l'encrassement prévisible et resteront opérationnels même en sa présence (risque de dysfonctionnement de la haute pression).

À prendre en compte impérativement

Lorsque l'on compare différentes offres, il est obligatoire de tenir compte du même facteur d'encrassement. L'Illustration 5.33 montre des exemples pour la détermination du facteur d'encrassement FF.

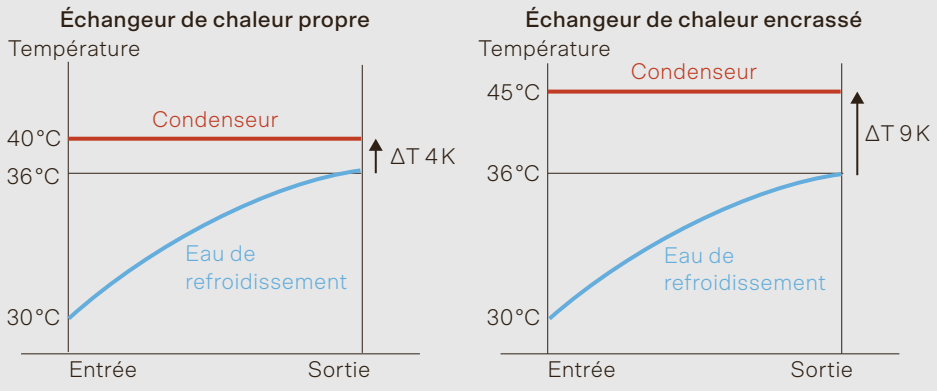


Illustration 5.32: Effet de l'encrassement sur l'efficacité énergétique.

FF* m²K/kW	FF m²K/W	Description
0,01	0,00001	Appareils propres
0,044	0,000044	Légèrement encrassés (circuits fermés)
0,088	0,000088	Circuits ouverts, propres
0,136	0,000136	Circuits ouverts, encrassés
0,172	0,000172	Circuits ouverts, fortement encrassés (p. ex. algues, dépôts)

* Facteur d'encrassement (Fouling factor FF)

Illustration 5.33: Encrassement des échangeurs de chaleur et facteur d'encrassement.

5.7 Évaporateur

Dans l'évaporateur, la chaleur est extraite de l'environnement (air, eau, mélange caloporteur etc.). Le fluide frigorigène absorbe cette chaleur et s'évapore. Il faut distinguer les évaporateurs à détente sèche des évaporateurs noyés, et il existe également des combinaisons de ces deux variantes.

Évaporateur multitubulaire à détente sèche

Dans la détente sèche, le fluide frigorigène est injecté dans l'échangeur de chaleur de manière à ce qu'il se trouve sous forme de vapeur (sec) à la sortie. Pour ce faire, une surchauffe de 5 à 7 K est nécessaire. Le fluide frigorigène est acheminé vers l'évaporateur par l'intermédiaire d'un détendeur. La quantité de fluide frigorigène est régulée par la différence entre la température du gaz et la température de saturation (surchauffe du gaz d'aspiration). À la sortie de l'évaporateur, le gaz frigorigène est surchauffé et donc sec.

Dans un évaporateur multitubulaire à détente sèche, le médium refroidi se trouve dans la calandre. Le transfert de chaleur est amélioré par la déviation du flux à travers des chicanes.

L'évaporateur multitubulaire et l'évaporateur à plaques à détente sèche ne doivent pas être utilisés pour les médiums fortement souillés (comme les circuits ouverts dans l'industrie). Le nettoyage mécanique n'étant pas possible, l'appareil ne peut être nettoyé que chimiquement.

Évaporateur multitubulaire noyé

Dans l'échangeur de chaleur noyé, le fluide frigorigène se trouve dans la partie inférieure de la calandre (entrée). Il est aspiré sous forme gazeuse dans la zone supérieure. Avec la séparation par gravité, seule une petite surchauffe du gaz d'aspiration est nécessaire (0,5 – 1,0 K),

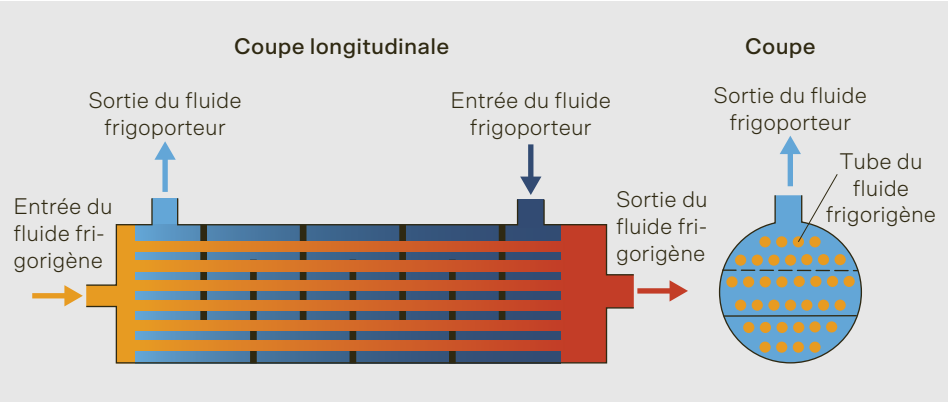


Illustration 5.34: Évaporateur à détente sèche à faisceau tubulaire. Source: vpro

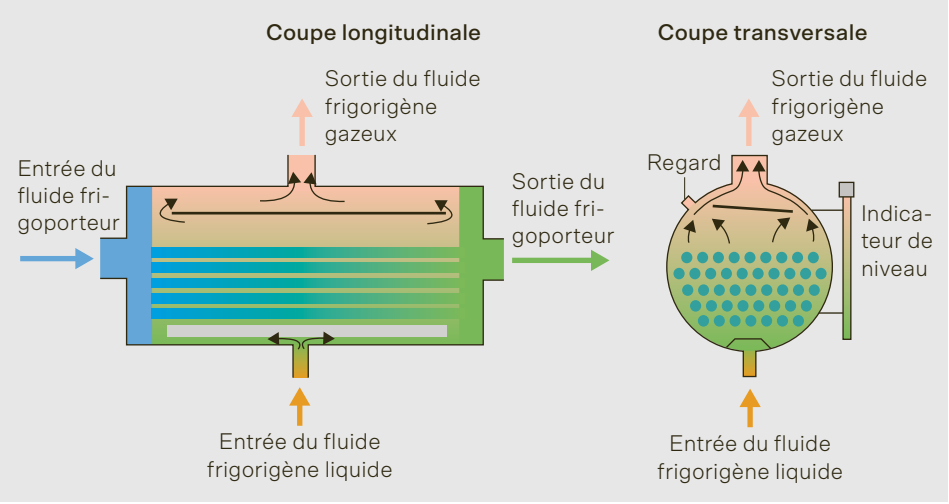


Illustration 5.35: Évaporateur à faisceau tubulaire noyé. Source: vpro

ce qui exerce un effet positif sur l'efficacité énergétique de l'installation.
L'inconvénient de cette solution est a nécessité d'un remplissage de fluide plus important (respecter la quantité de fluide frigorigène admissible selon ORRChim). En revanche, l'utilisation d'échangeurs de chaleur à plaques permet de réduire la quantité de fluide frigorigène.
Le fluide frigorigène est introduit par le bas dans la calandre de l'évaporateur via un régulateur à flotteur haute ou basse pression. La quantité de fluide frigorigène est contrôlée par le niveau de liquide du côté haute ou basse pression. À la sortie de l'évaporateur (en haut), le gaz frigorigène n'est que légèrement surchauffé. À des puissances élevées, le fluide frigorigène de l'unité bout très fortement. Pour empêcher les gouttes de fluide frigorigène de pénétrer dans la conduite d'aspiration du compresseur, un séparateur de liquide est généralement installé dans la partie supérieure du manteau.
Le principal avantage de l'évaporateur noyé est de permettre de petites différences de température entre le fluide frigorigène et le côté médium lorsque la surface de transfert de chaleur est suffisante, c'est-à-dire que la température d'évaporation peut être dimensionnée plus élevée. Cela s'applique en particulier à la plage de charge partielle. Le résultat est un meilleur rendement et donc une meilleure efficacité énergétique du système global.
L'évaporateur illustré est une unité à passage unique (le médium circule sur un trajet de gauche à droite).

Refroidisseur d'air (évaporateur direct)
Un évaporateur à air direct peut être utilisé pour le refroidissement de l'air, par exemple dans une unité de ventilation. Avec les fluides frigorigènes synthétiques, le fluide est acheminé dans des tuyaux en cuivre avec des ailettes en aluminium. L'écartement des ailettes est au moins de 2 mm pour l'air propre; pour les médiums encrassés, l'écartement doit être porté à 4 mm afin de pouvoir nettoyer les ailettes.
Pour que la stratification de la température à la sortie du refroidisseur soit aussi faible que possible, le mélange fluide-gaz frigorigène est réparti aux différents tronçons de tuyaux avec des tubes capillaires individuels via un distributeur liquide.
Selon les conditions de fonctionnement et le degré d'encrassement, les ailettes doivent être nettoyées régulièrement.

Différence entre une détente sèche et un évaporateur noyé, illustrée à l'aide de l'exemple d'un échangeur de chaleur à plaques.
Pour une même différence de température entre l'entrée du médium et la sortie du fluide frigorigène (=), la température d'évaporation de l'évaporateur à détente sèche est inférieure de plusieurs K à celle de l'évaporateur noyé (Illustration 5.37). La raison en est la plus grande surchauffe du fluide frigorigène requise. Cela a un effet négatif sur l'efficacité énergétique de l'installation.

Illustration 5.36: Échangeur de chaleur à lamelles utilisé comme évaporateur.

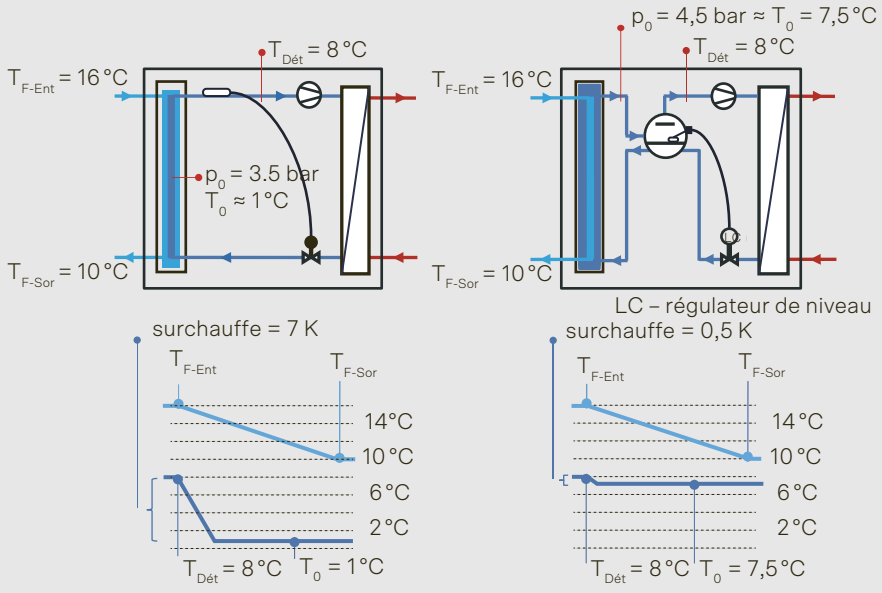
Comparaison des types d'évaporateurs à l'exemple d'un appareil à enveloppe et à tube		
Principe	**Évaporateur à détente**	**Évaporateur noyé**
Caractéristiques	– Le fluide frigorigène se trouve dans les tubes. – L'huile circule dans le circuit (à charge partielle inférieure à 50 %, il est nécessaire de le diviser en plusieurs circuits).	– Le fluide frigorigène se trouve dans la calandre. – Avec de l'huile dans le circuit de froid (compresseurs lubrifiés à l'huile).
Avantages	+ Remplissage de fluide frigorigène plus faible + L'huile est inévitablement aussi véhiculée + Prix plus bas de la machine frigorifique	+ Coefficient de performance plus élevé + Petite surchauffe du gaz d'aspiration (0,5 – 1,0 K) + Un débit uniforme dans les tubes avec une faible perte de charge + Températures de sortie plus basses (jusqu'à 3 °C) + Débit volumique variable généralement autorisé Pour les évaporateurs tubulaires: + Peut être nettoyé mécaniquement du côté du fluide (évent. avec un système de nettoyage des tubes) + Évaporation visible, mesure du niveau mesurable
Inconvénients	– Coefficient de performance plus bas – Surchauffe importante du gaz d'aspiration – Détendeur thermostatique 7 – 8 K – Détendeur électronique 4,5 – 5 K – Nettoyage mécanique impossible – Sécurité opérationnelle accrue dans les installations à plusieurs circuits – Risque de gel dans les coins de l'évaporateur (lorsque l'évaporation est proche de 0 °C) – Températures minimales de sortie: – Fluide frigorigène sans lubrifiant 6 °C – Fluide frigorigène avec lubrifiant 8 °C – Danger de coup de liquide en cas de surchauffe insuffisante – Débit volumique constant requis	– Quantité de remplissage en fluide frigorigène plus importante – Recirculation d'huile coûteuse (si nécessaire) – Prix plus élevé de la machine frigorifique – Nécessité d'une grande surface d'échangeur de chaleur et d'un espace de séparation (= coûteux) – Ne convient pas aux mélanges de fluides frigorigènes avec glissement (glide, fluides frigorigènes zéotropiques)
Températures du système à l'exemple d'un évaporateur à plaques		

Illustration 5.37: Caractéristiques, avantages et inconvénients des évaporateurs à détente sèche et noyés.

5.8 Condenseur

Dans le condenseur, la chaleur absorbée dans l'évaporateur – plus l'énergie nécessaire au fonctionnement du compresseur – est à nouveau restituée.

Condenseur multitubulaire

Le gaz frigorigène provenant du compresseur est désurchauffé dans la calandre de l'échangeur de chaleur, liquéfié et, selon la conception, également sous-refroidi.

La chaleur peut également être évacuée via plusieurs échangeurs de chaleur et donc à différents niveaux de température. Cette application avec désurchauffeur, condenseur et sous-refroidisseur permet d'améliorer l'efficacité énergétique de l'installation (voir l'Illustration 5.39).

Dans la partie supérieure, la chaleur de désurchauffe est utilisée, par exemple pour l'eau chaude sanitaire (ECS), dans la partie centrale, la chaleur de condensation est évacuée. Dans le sous-refroidisseur, le fluide frigorigène est refroidi, ce qui optimise l'efficacité énergétique du processus.

Lorsque, par exemple, une partie de la chaleur doit être utilisée du côté haute pression, le planificateur doit exiger l'intégration d'un désurchauffeur. Le fournisseur de la machine frigorifique précise la puissance dans ses données techniques.

Conditions préalables à l'utilisation d'un désurchauffeur:

- Demande de chaleur suffisante disponible
- Le niveau de température requis peut être atteint par le désurchauffeur même à charge partielle
- Puissance suffisante du désurchauffeur, notamment à charge partielle. Lorsque cette valeur est trop faible (inférieure à 10 % $\dot{Q}_C$), la rentabilité n'est pas garantie.

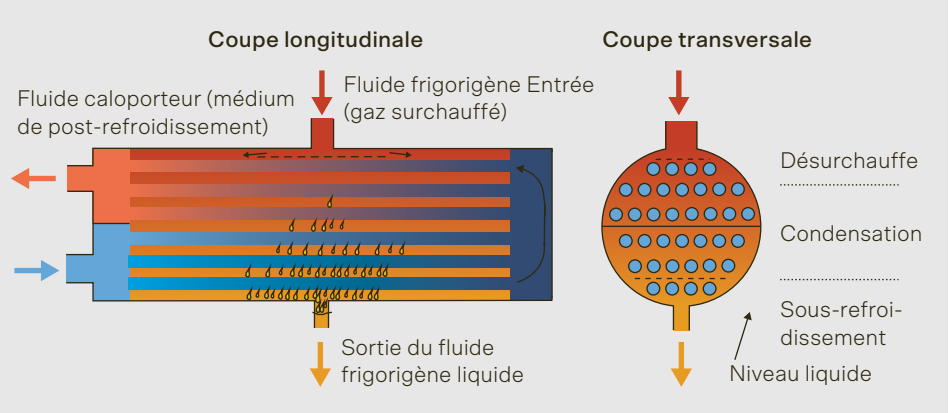


Illustration 5.38: Condenseur à faisceau multitubulaire en exécution 2-passes sur le côté fluide caloporteur.

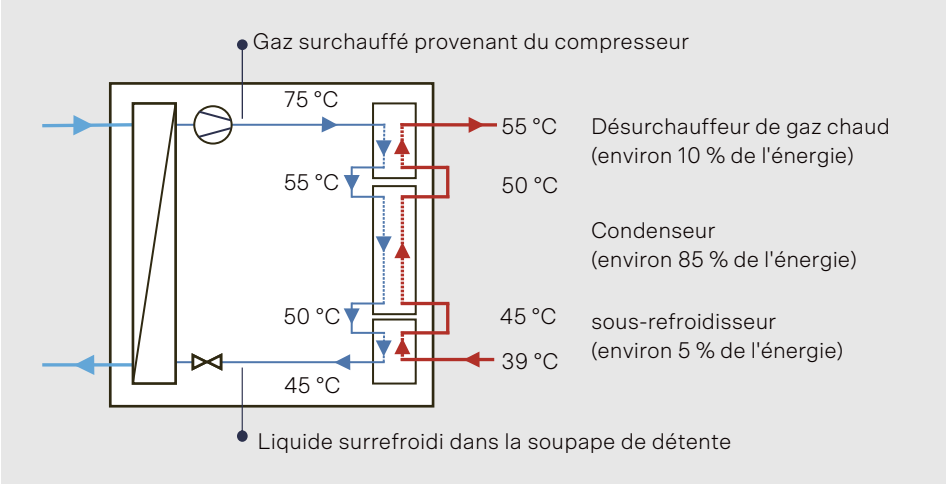


Illustration 5.39: Exemple d'utilisations possibles de la chaleur du côté du condenseur à différents niveaux de température.

Remarque: Si les pertes de charge sont négligées, la pression du côté du fluide frigorigène est la même dans tous les appareils. Cela correspond à la température de condensation.

L'installation d'un sous-refroidisseur relève de l'appréciation du constructeur de la machine frigorifique. Le sous-refroidissement est crucial en termes de puissance et d'efficience. L'Illustration 5.40 montre une autre possibilité d'utilisation de la chaleur.
Avec cette solution, le fluide frigorigène et sa quantité de remplissage doivent être pris en compte. Dans ce cas, les fluides frigorigènes stables dans l'air ne respectent généralement pas les quantités maximales admissibles exigées par l'ORRChim en raison de la grande quantité requise pour le remplissage en fluide frigorigène. Avec un fluide frigorigène stable dans l'air, il convient donc de vérifier si un échangeur de chaleur à plaques peut être utilisé (voir Illustration 3.17 et Illustration 4.3).

Remarque relative aux fluides frigorigènes de classe B (toxicité plus élevée)
L'exploitation directe de la chaleur de désurchauffe et de condensation (entre le fluide frigorigène et l'eau chaude sanitaire) n'est pas autorisée avec les fluides frigorigènes «toxiques» tels que l'ammoniac. Un circuit intermédiaire doit être prévu à cet effet. Une autre solution consiste à utiliser des échangeurs de chaleur à double paroi. Les réglementations cantonales sont ici déterminantes.

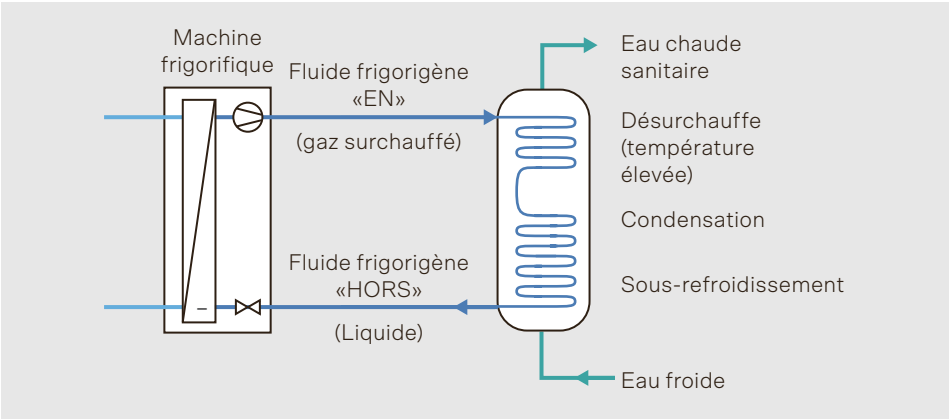


Illustration 5.40: Utilisation de la chaleur pour le chauffage de l'eau chaude sanitaire (par exemple, installations avec R744 – CO_2).

Condenseur direct avec échangeur de chaleur à lamelles

L'utilisation d'un condenseur direct dans un système split* présente des avantages en termes de coûts d'investissement et d'efficacité énergétique. L'inconvénient est le remplissage plus important en fluide frigorigène (voir aussi chapitre 11).

Selon l'ORRChim, la teneur en fluide frigorigène d'une installation doit être aussi faible que possible. Les quantités maximales de fluide frigorigène sont définies dans la directive.

Dans le cas d'une machine frigorifique compacte (également appelée groupe frigorifique) installée sur le toit du bâtiment, l'inconvénient d'un remplissage important en fluide frigorigène peut être limité car le condenseur est intégré directement dans la machine frigorifique. Les longues conduites de raccordement ne sont donc plus nécessaires.

*La machine frigorifique avec compresseur et évaporateur est située dans la salle de la machine frigorifique, le condenseur est situé sur le toit, comme le montre l'Illustration 5.41.

5.9 Détendeur

Le détendeur (organe d'étranglement) détend le fluide frigorigène du côté haute pression vers le côté basse pression du circuit et régule le débit de celui-ci vers l'évaporateur. La quantité de fluide frigorigène «injectée» doit être régulée pour qu'il n'y ait pas de fluide frigorigène à la sortie de l'évaporateur. Cela protège le compresseur contre les coups de liquide.

Un détendeur correctement dimensionné a un impact significatif sur l'efficience et la puissance d'une machine frigorifique.

Détendeur thermostatique

Le détendeur thermostatique est une solution peu coûteuse pour la détente du fluide frigorigène. Les variables contrôlées sont la température du gaz d'aspiration et la pression d'évaporation. Cependant, le réglage correct d'une vanne thermostatique prend beaucoup de temps. Le frigoriste règle généralement la vanne de manière à ce que la surchauffe soit de 6 à 7 K. Il s'assure ainsi qu'après l'évaporateur, tout le fluide frigorigène est évaporé (gazeux) et que le compresseur n'aspire pas de frigorigène en phase liquide.

Pour éviter les coups de liquide au démarrage du compresseur, il faut également installer une électrovanne avec une fonction d'ouverture-fermeture en amont du détendeur thermostatique.

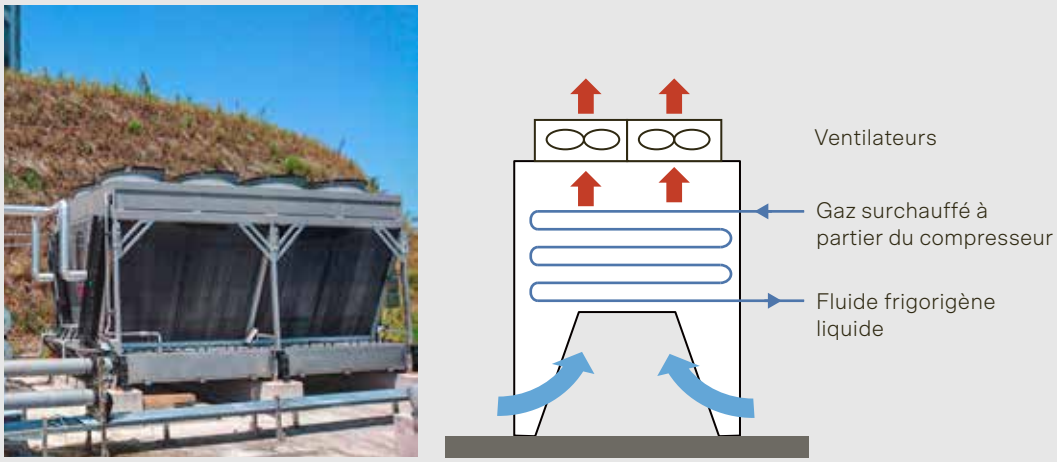


Illustration 5.41: Principe du condenseur direct comme exemple d'installation. Illustration: CTA

Une soupape de détente thermique régule le débit de réfrigérant exclusivement via une température de surchauffe fixe. Son utilisation est donc limitée en cas de puissance frigorifique variable. Une soupape de détente électronique permet en revanche des températures de surchauffe plus faibles et réglables de manière flexible, garantissant ainsi un fonctionnement économe en énergie même en cas de puissance frigorifique variable.

Détendeur électronique (DE)

Le détendeur électronique se compose d'une vanne motorisée et d'un régulateur associé. Plusieurs paramètres sont utilisés pour réguler le détendeur électronique. Outre la température des gaz d'aspiration (ou leur pression), on utilise la pression de condensation, le sous-refroidissement et, dans le cas des évaporateurs noyés, le niveau de liquide dans le condenseur et d'autres variables. L'algorithme est généralement librement programmable et permet donc des solutions spécifiques.

L'avantage du détendeur électronique est le réglage simple et exact de la surchauffe sur le régulateur pour différentes conditions. En règle générale, la surchauffe est réglée à 4 ou 5 K pour les installations à détente sèche. Elle est inférieure de 2 à 3 K à celle d'un détendeur thermostatique. Cela peut améliorer d'environ 5 % l'efficacité énergétique de l'installation. Pour les raisons mentionnées ci-dessus, l'utilisation du détendeur électronique est préférable à celle de la vanne thermostatique.

Le dimensionnement et le réglage du détendeur sont de la responsabilité du constructeur de la machine frigorifique.

5.10 Autres composants

Filtre déshydrateur

Dans les installations utilisant des fluides frigorigènes synthétiques, l'eau peut pénétrer dans le circuit frigorifique dans certains cas: du fait d'un séchage insuffisant de la nouvelle installation, avec le fluide frigorigène ou avec l'huile.

La présence d'eau dans le fluide frigorigène peut provoquer le givrage du détendeur et des changements dans la qualité du fluide. Dans le cas des compresseurs hermétiques et semi-hermétiques, l'humidité peut endommager indirectement l'entrainement du moteur électrique. Il est donc important que le fluide frigorigène soit toujours «sec», ce qui est assuré par les filtres dessicateurs installés dans le circuit du fluide frigorigène. Le remplacement des éléments installés est de la responsabilité de l'entreprise de service. Dans le cas des installations hermétiques, le filtre dessicateur n'est souvent pas présent pour des raisons économiques.

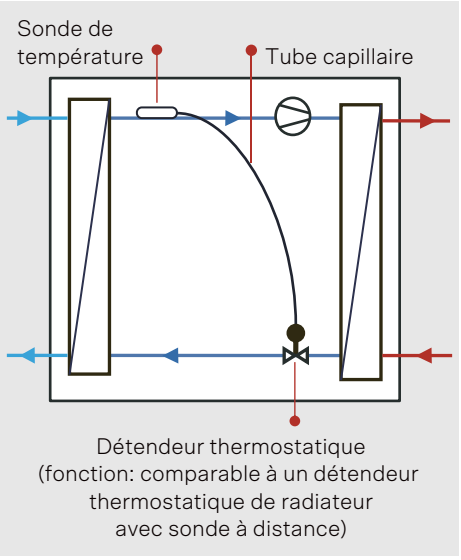


Illustration 5.42: Détendeur thermostatique.

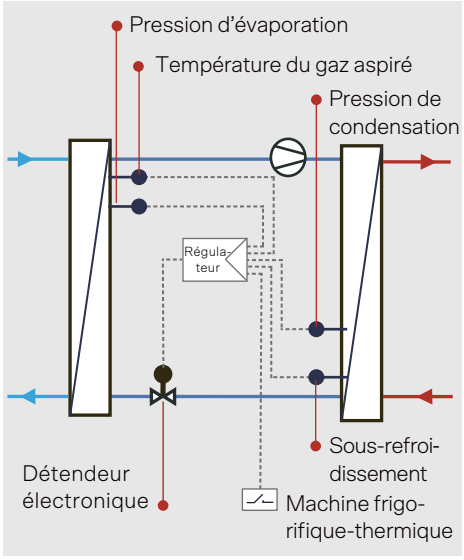


Illustration 5.43: Diverses variables mesurées peuvent être utilisées pour la commande du détendeur électronique.

Séparateur d'huile – pourquoi faut-il de l'huile dans le circuit frigorifique?
L'huile pour machines frigorifiques est indispensable dans les installations frigorifiques pour lubrifier de manière fiable les pièces mobiles du compresseur, dissiper la chaleur et assurer l'étanchéité. Pendant le fonctionnement, l'huile provenant du compresseur pénètre inévitablement dans le circuit frigorifique via le fluide frigorigène. Le mélange huile-fluide frigorigène est ensuite transporté à travers le système. Cependant, l'huile ne doit pas se déposer dans des composants tels que l'évaporateur ou le réseau de tuyaux, mais doit être renvoyée vers le compresseur. Les systèmes inondés, en particulier, nécessitent un retour d'huile particulièrement fiable, car l'huile y est davantage retenue dans l'évaporateur (Illustration 5.34 et Illustration 5.35).
Le retour de l'huile est assuré par le séparateur d'huile. Il sépare l'huile du fluide frigorigène gazeux et la renvoie de manière contrôlée dans le carter d'huile du compresseur. Un séparateur d'huile efficace contribue de manière décisive à la durée de vie et à la sécurité de fonctionnement de l'installation frigorifique. Il protège contre:
- la perte de puissance due à une réduction du transfert de chaleur,
- une lubrification insuffisante du compresseur,
- l'usure ou l'endommagement des composants du système,
- et une consommation d'huile inutile.

Dans l'ensemble, une bonne «gestion de l'huile» améliore l'efficacité énergétique de l'installation et réduit le risque de pannes coûteuses.

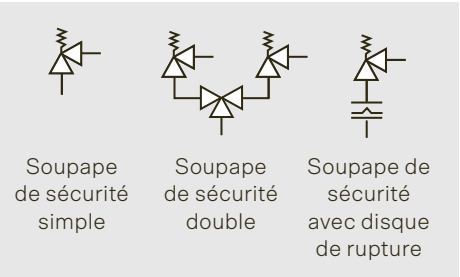


Illustration 5.44: Types de dispositifs de décharge de pression.

Il existe également des compresseurs sans huile. Par exemple, les compresseurs à flux magnétique ne nécessitent pas d'huile.

Voyant avec indicateur d'humidité
Dans les systèmes utilisant des fluides frigorigènes synthétiques, le voyant permet de contrôler visuellement l'humidité du système et la formation de flashgaz (bulles de gaz) et d'indiquer un manque de fluide frigorigène, un filtre dessicateur souillé etc. Le voyant permet au frigoriste de déterminer le remplissage correct en fluide frigorigène.

Dispositifs de décharge de pression
Les installations frigorifiques doivent être protégées contre les surpressions par des dispositifs de limitation de pression (soupapes de sécurité) (voir norme SN EN 378-2).
Les compresseurs sont normalement protégés contre une surpression par des soupapes de décharge sur le côté aspiration.
Les récipients sous pression des machines frigorifiques doivent être protégés contre une pression excessive par des dispositifs de délimitation de pression. L'évacuation du fluide frigorigène dans l'atmosphère via la soupape de sécurité est considérée comme la dernière mesure de sécurité pour protéger le récipient. Le fluide frigorigène n'est relargué que lorsque toutes les autres mesures de sécurité en amont (telles que l'arrêt de la haute pression) n'ont pas pu empêcher l'excès de pression. L'Illustration 5.44 présente des exemples de dispositifs de décharge de pression.
Les soupapes de sécurité doivent être contrôlées à intervalles réguliers conformément aux prescriptions de l'ASIT. Cela signifie que dans le cas d'une simple soupape de sécurité, lors du contrôle des récipients, il faut extraire le fluide frigorigène de la partie concernée de l'installation, installer une soupape de remplacement et envoyer la soupape d'origine à la révision. Ce travail est très onéreux. Il faut donc s'enquérir des coûts

induits auprès du fournisseur, car ils sont très individualisés.
Afin de réduire ces coûts, il est intéressant d'équiper la machine frigorifique de doubles soupapes pour les installations d'une puissance frigorifique d'environ 300 kW ou plus et avec un contenu frigorifique plus important.
La vanne d'inversion en amont garantit qu'une seule soupape de sécurité est active. La vanne inactive peut alors être démontée et révisée.
Avec les dispositifs de limitation de pression, il existe toujours un risque de perte graduelle du fluide frigorigène due aux fuites. Pour éviter cela, il est possible d'installer des disques de rupture (voir Illustration 5.44).
Pour des raisons de coût, cette option n'est toutefois utilisée que dans les installations avec un remplissage important en fluide frigorigène.
Lors de la décharge de la soupape, le fluide frigorigène gazeux mis à l'air ne doit pas mettre en danger les personnes ou les biens (voir SN EN 378). Si le contenu de la machine est faible, le fluide frigorigène ne peut être évacué dans la salle des machines que si sa concentration ne dépasse pas la valeur limite pratique. Il y a dans ce cas lieu de respecter la norme SN EN 378.
Sinon, il est obligatoire d'installer la conduite dite d'échappement de la soupape de sécurité vers l'extérieur.
Celle-ci doit être calculée conformément à la norme EN 13136. Pour ce calcul, le planificateur doit être assisté du constructeur de machine. Le type de fluide frigorigène, la contre-pression admissible, la perte de charge de la conduite de décharge et la taille de la vanne jouent un rôle déterminant.
Lors de l'installation, il faut veiller à ce qu'il soit toujours possible de vérifier aisément l'étanchéité du dispositif. L'Illustration 5.46 montre une variante possible de l'installation de la conduite de d'échappement avec piège en U rempli de glycérine utilisant des fluides frigorigènes synthétiques.

Remarque: Cette solution n'est pas autorisée pour les installations à CO_2 (dangereux).

Illustration 5.45:
Une variante possible avec un réservoir de glycérine et un regard, qui peut être utilisé pour vérifier les fuites.

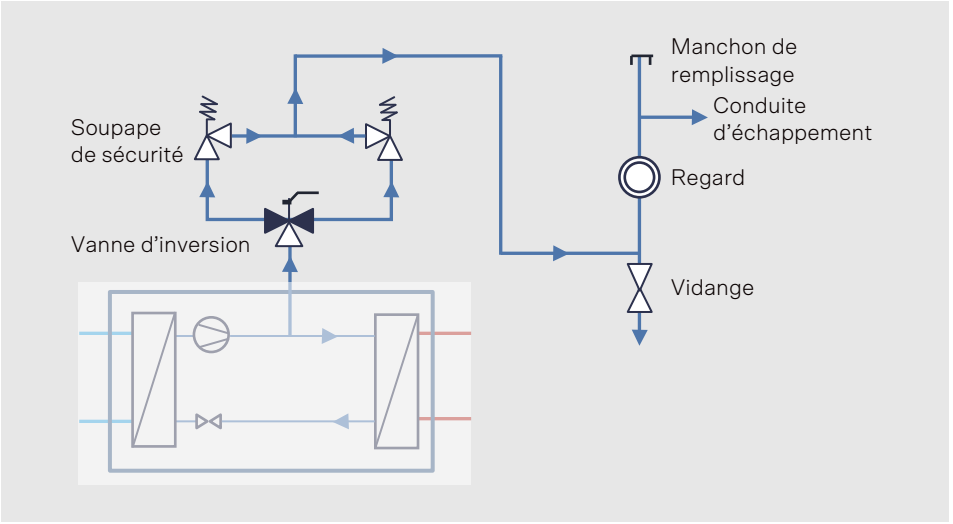


Illustration 5.46:
Installation de la conduite d'échappement après la soupape de sécurité.

5.11 Conception du système en fonction du type d'évaporateur

La conception d'une machine frigorifique a une influence considérable sur l'efficacité énergétique et le prix de l'installation. Le type d'évaporateur est déterminant: évaporateur à détente sèche ou évaporateur noyé. Les exemples suivants sont basés sur l'échangeur de chaleur multitubulaire.

Système avec détente sèche
Avec la détente sèche, le fluide frigorigène passe dans les tubes de l'évaporateur. Avec les compresseurs lubrifiés à l'huile, il faut veiller à ce que celle-ci circule dans le circuit. Pour cela, le débit volumique du fluide frigorigène (correspondant à la puissance frigorifique) ne doit généralement pas être réduit en dessous d'environ 50 %. Pour les machines frigorifiques où une plus grande plage de contrôle est nécessaire, deux circuits séparés doivent être utilisés. Lorsqu'une puissance frigorifique inférieure à 50 % est nécessaire, un circuit peut alors être débranché.
Dans ce cas, la surface active des échangeurs de chaleur – tant ceux de l'évaporateur que ceux du condenseur – est réduite. Cela a un effet négatif sur l'efficacité énergétique de l'installation.

L'Illustration 5.47 montre une machine frigorifique avec deux circuits séparés. L'évaporateur est séparé horizontalement du côté du fluide frigorigène, tandis que le condenseur est divisé verticalement. Il est également possible d'utiliser deux échangeurs de chaleur séparés.

Principaux avantages et inconvénients d'une machine frigorifique à circuits séparés:
- Principaux avantages et inconvénients d'une machine frigorifique à circuits séparés:
- Une plus grande sécurité d'approvisionnement: si un circuit tombe en panne, le second reste disponible (mais il faut noter que cela ne s'applique pas en cas de défaillance du système de commande et de régulation)
- Une solution plus économique que la variante de l'évaporateur noyé
- Une efficacité énergétique moindre à pleine charge et surtout à charge partielle

Pour plus de détails, voir également la comparaison des types d'évaporateurs.

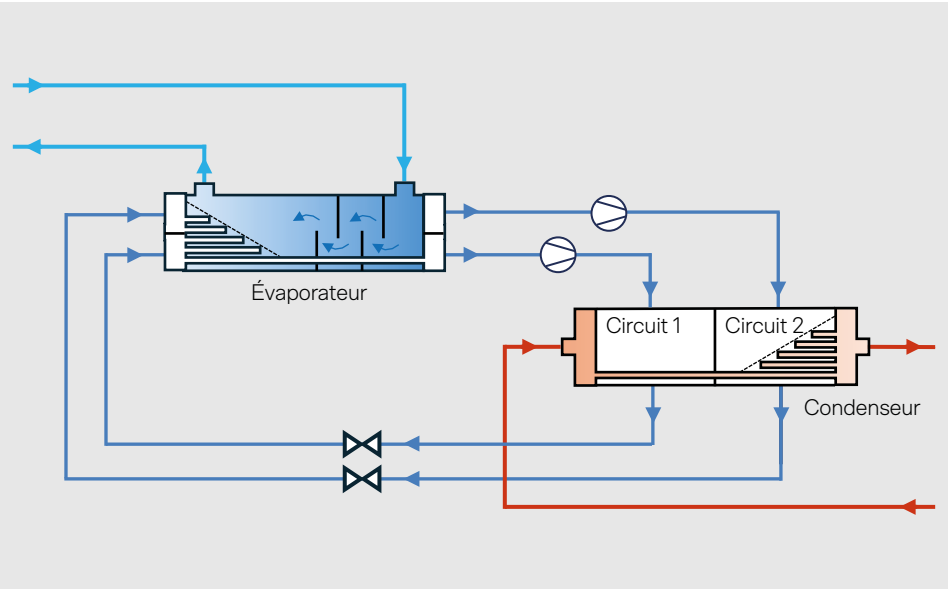


Illustration 5.47: Système à détente sèche avec deux circuits séparés.

Système avec évaporateur noyé
Avec un évaporateur noyé, le fluide frigorigène se trouve dans la calandre de l'échangeur de chaleur. Dans le cas des compresseurs lubrifiés à l'huile, il faut s'assurer sur toute la plage de régulation que l'huile circule dans le système, car la recirculation de l'huile depuis l'évaporateur est nécessaire. L'évaporateur fonctionne comme un appareil de distillation, c'est-à-dire que la vapeur du fluide frigorigène est extraite par le haut et l'huile reste dans l'appareil.
À charge réduite, la totalité de la surface de l'échangeur de chaleur reste active. Cela entraîne une augmentation de la température d'évaporation et une diminution de la température de condensation. Le compresseur doit alors surmonter une différence de pression plus faible, et le coefficient de performance de la machine frigorifique augmente en conséquence.
Selon la configuration du système, le fluide frigorigène circule de manière autonome entre le séparateur et l'évaporateur (effet thermosiphon) ou nécessite une pompe à fluide frigorigène, comme illustré à l'Illustration 5.49.

Remarque: Contrairement aux fluides frigorigènes synthétiques, l'ammoniac liquide ne se mélange pas avec les huiles de machine habituelles. L'huile est plus lourde que le NH_3 et s'accumule dans le «carter» du séparateur. Elle est renvoyée au compresseur.

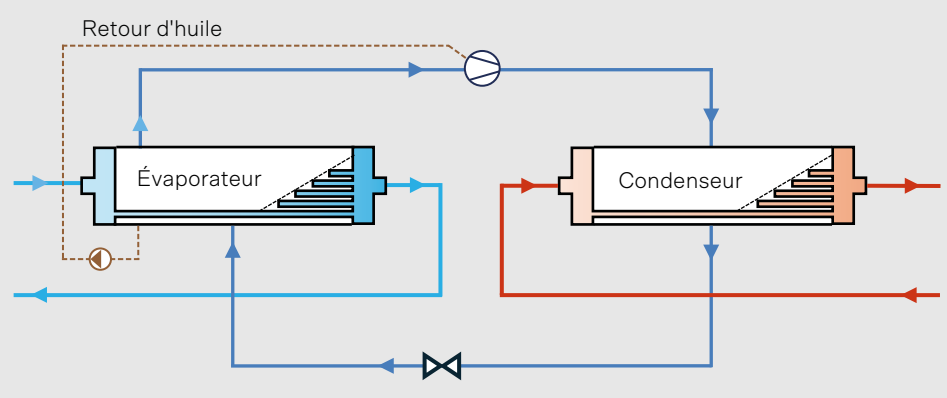
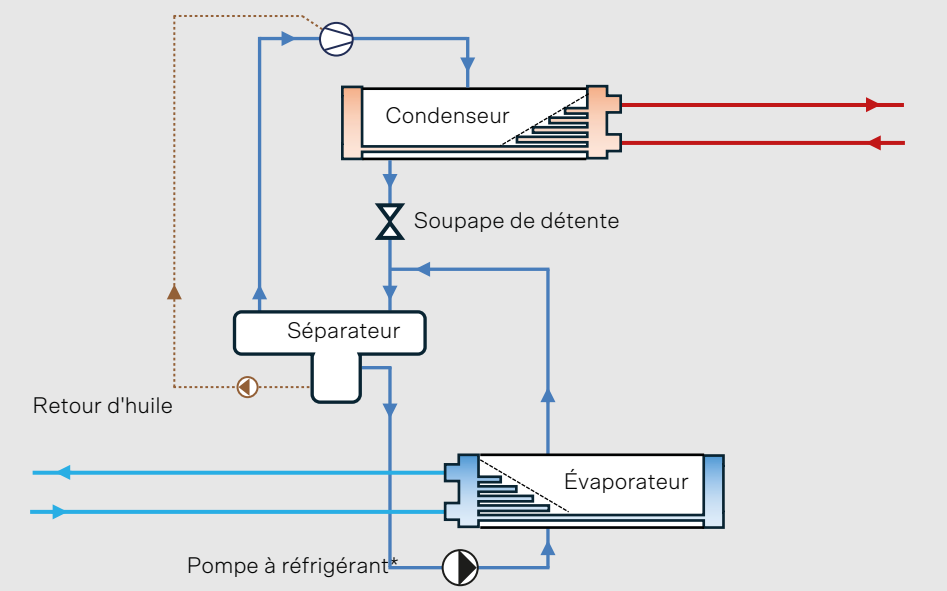


Illustration 5.48: Système d'évaporateur à faisceau multitubulaire noyé avec fluides frigorigènes synthètiques (représentation simplifiée).



* Selon la configuration du système, il est possible de se passer de la pompe à réfrigérant et d'utiliser l'effet thermosiphon.

Illustration 5.49: Système d'évaporateur à faisceau multitubulaire noyé avec ammoniac comme fluide frigorigène (représentation simplifiée).

10 points relatifs à la production de froid

1. Les principaux composants du circuit de froid sont le compresseur, le condenseur, le détendeur et l'évaporateur.
2. Lors du choix d'une machine frigorifique, le coût global est le facteur décisif.
3. La plage de régulation de la machine frigorifique doit être adaptée aux conditions de fonctionnement de l'installation.
4. La puissance et le rendement du compresseur dépendent de la température et de la charge requise.
5. Les compresseurs à vitesse de rotation régulée se caractérisent par une efficacité énergétique optimale (comportement en charge partielle) et une usure réduite (coûts d'entretien moindres).
6. La machine frigorifique doit être protégée contre les pressions excessives.
7. Différents types de compresseurs sont utilisés en fonction de l'application et des coûts induits. Une distinction est faite entre les compresseurs entièrement hermétiques, semi-hermétiques et ouverts.
8. Un détendeur électronique offre une meilleure efficacité énergétique qu'un détendeur thermostatique, car la température de surchauffe peut être réglée à un niveau plus bas.
9. Condenseur et évaporateur: des pompes à vitesse variable permettent de réguler le débit d'eau et d'augmenter l'efficacité énergétique grâce à la réduction du courant de pompage. Les débits d'eau minimaux doivent être clarifiés au préalable avec le fabricant (habituellement = 30 à 100 %). Si admissible, il faut utiliser pour les pompes des modèles à vitesse régulée et donc efficientes.
10. Pour les garanties, l'installation doit être contrôlée en fonctionnement à pleine charge et à charge partielle.

Digression

Machines frigorifiques à absorption

La compression mécanique des vapeurs de frigorigène est remplacée par une «compression thermique» dans une machine frigorifique à absorption. L'utilisation d'un «absorbeur» n'étant pas très courante par rapport au refroidissement mécanique, seuls le principe et les conditions préalables importantes pour une utilisation judicieuse sont expliqués ici.

Le fonctionnement d'une machine frigorifique à absorption (MFA) est similaire à celui d'une machine frigorifique à compression dans la mesure où il comporte également un évaporateur, un condenseur et un organe de détente. Cependant, dans la machine frigorifique à absorption, un circuit de sorption avec une pompe remplace le compresseur mécanique.

L'absorbeur correspond au «côté aspiration» du compresseur. Dans cet appareil, la solution, riche en absorbants, absorbe la vapeur du fluide frigorigène extraite de l'évaporateur. Cela dégage de la chaleur devant être évacuée. La pompe surmonte la différence de pression et transporte la solution de l'absorbeur via un échangeur thermique qui préchauffe le solvant, vers le déshydrateur.

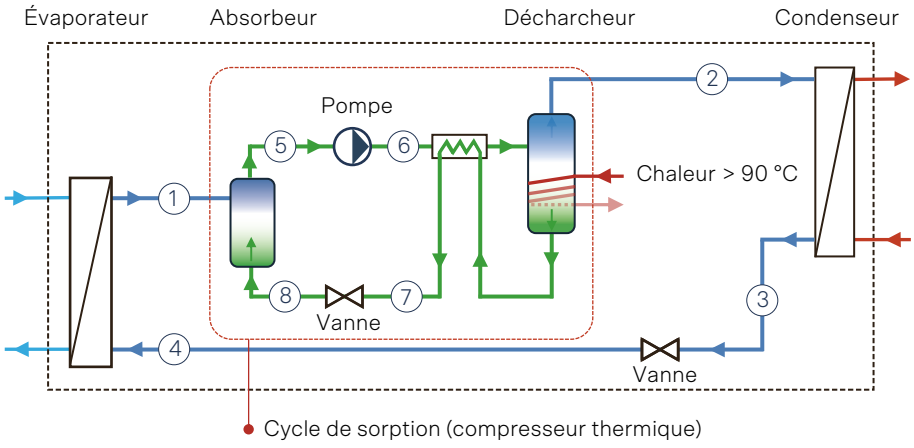
Une machine à absorption utilise la chaleur pour produire du froid.

Dans le bouilleur, la solution, pauvre en absorbants, est chauffée par un apport de chaleur externe, de sorte que la vapeur du fluide frigorigène est expulsée et ensuite condensée dans le condenseur. Le bouilleur correspond donc au côté haute pression du compresseur. La solution est riche en absorbants et retourne à l'absorbeur via une vanne de régulation de la solution. La quantité de chaleur fournie au bouilleur correspond au travail de compression mécanique. La puissance nécessaire à la pompe de surpression est relativement faible.

Paires de substances usuelles

Dans les machines frigorifiques à absorption, des «paires de substances» sont utilisées comme fluides de travail dans le circuit frigorifique. L'une des substances est le fluide frigorigène et l'autre l'absorbant. Il peut s'agir de:

- Ammoniac (fluide frigorigène) et eau (absorbant)
- Eau (fluide frigorigène) et solution de bromure de lithium (absorbant)



1–5 Absorption du fluide frigorigène dans l'adsorbant liquide
5–6 Augmentation de la pression
6–2 La majeure partie du fluide frigorigène s'évapore dans le échangeur
7–8 L'adsorbant pauvre en fluide frigorigène est détendu et renvoyé vers l'absorbeur.
2–3 Condensation de la vapeur de fluide frigorigène
3–4 Dilatation
4–1 Évaporation

Illustration 5.50: Principe d'une machine frigorifique à absorption.

Comparaison énergétique du refroidissement par absorption et par compression

L'efficacité énergétique d'une machine frigorifique à absorption est évaluée par le «coefficient de chaleur»:

$$\varepsilon = \frac{Q_{Froid}}{Q_{Bouilleur}}$$

- Les coefficients de chaleur pour un procédé à une seule étape ou des températures de chauffage comprises entre 80 et 100 °C sont de l'ordre de 0,65 à 0,75.
- Les coefficients de chaleur pour un procédé en deux étapes ou des températures de chauffage comprises entre 150 et 180 °C sont de l'ordre de 1,10 à 1,20.

Conditions préalables à l'utilisation judicieuse des absorbeurs

- Une charge aussi constante que possible (couverture de la charge de base)
- Niveau de température le plus élevé possible pour le bouilleur (à partir de 90 °C). Plus la valeur de consigne de l'eau froide doit être basse, plus la température de refoulement doit être élevée.
- La combinaison avec des capteurs solaires à haute performance est très judicieuse, mais nécessite des coûts d'investissement élevés.
- L'énergie thermique à un prix favorable, notamment l'utilisation de la chaleur des UIOM en été, de la chaleur des CCF et d'autres sources. Le chauffage direct à mazout ou à gaz n'est généralement pas économique.

En règle générale, le kWh d'énergie thermique doit être environ 6 fois moins cher que le kWh d'électricité.

Avantages

- Presque aucune usure mécanique
- Longue durée de vie
- Coûts de maintenance minimes
- Aucun problème de lubrification
- Presque aucun bruit, très silencieux
- Utilisation de la chaleur résiduelle supérieure à 90 °C
- Régulation simple

Inconvénients

- Coûts d'investissement élevés
- Grande consommation d'eau de refroidissement (grand aéroréfrigérant, encombrement!)
- Le mélange eau-bromure de lithium (H_2O/LiBr) est fortement corrosif.
- Le mélange ammoniac-eau (NH_3/H_2O) est hautement toxique et inflammable.
- Risque de cristallisation
- Lourd (poids élevé)

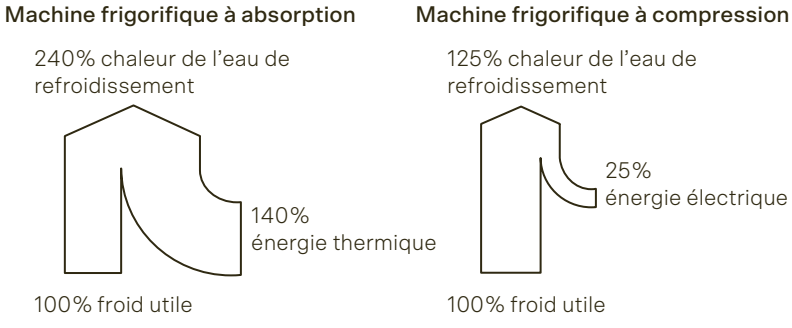


Illustration 5.51: Comparaison énergétique du froid par compression et du froid par absorption.

Chapitre 6

Absorption de chaleur

L'absorption de chaleur est efficiente lorsque le refroidissement est effectué à un niveau de température proche de la température ambiante ou de celle pour l'utilisation souhaitée. Le planificateur dispose de plusieurs options pour les différentes fonctions du bâtiment, le point de départ étant toujours la température requise.

6.1 Considérations conceptuelles

Pour la conception de l'absorption de chaleur, il faut connaître différentes exigences de planification. Un catalogue de questions permet de compiler les informations les plus importantes.

- À quoi sert le refroidissement: refroidissement de locaux, déshumidification, déshumidification partielle, refroidissement de processus etc.?
- Quelles sont les exigences architecturales et techniques?
- Quelles sont les températures (eau glacée) requises?
- Quelles sont les températures optimales de départ et de retour aux consommateurs?
- Quelles parties d'installation de la production frigorifiques totale ont des températures différentes?
- Existe-t-il des sources de refroidissement naturelles exploitables?

Température de l'eau glacée = Température de départ du circuit frigorifique

Point de départ: Température utile
La température utile requise pour certaines fonctions ou applications détermine celle de l'eau glacée. La température finale utile peut être, par exemple une température ambiante de 26 °C, une température d'air soufflé de 20 °C ou un point de rosée pour la déshumidification.

Température de l'eau glacée
La température utile finale montre clairement qu'il ne doit pas y avoir une seule température d'eau glacée aussi basse que possible pour toutes les fonctions, comme c'était souvent le cas dans le passé. Il est plutôt nécessaire de définir des températures d'eau glacée spécifiques à l'utilisateur, adaptées à l'application concernée. En règle générale, les températures élevées de l'eau glacée permettent une grande efficience de la production de froid.

Sources de refroidissement
Le froid provient d'une machine frigorifique ou de sources naturelles telles que les sondes géothermiques, l'air, le lac ou les eaux souterraines. Lorsque le système de refroidissement fonctionne avec des températures d'eau glacée élevées (températures du frigoporteur), les sources de refroidissement naturelles peuvent contribuer davantage au refroidissement ou le couvrir complètement (couverture totale).
Dans la première phase du concept, tous les «besoins de refroidissement» sont définis avec les exigences de performance correspondantes. À savoir:

- Refroidissement dans les systèmes de ventilation (refroidisseurs d'air)
- Refroidissement technique des appareils
- Refroidissement pour les marchandises spéciales etc.
- Refroidissement de la pièce pour le confort

Un autre point serait les applications de refroidissement de processus et industriel, qui ne sont pas traitées dans cet ouvrage spécialisé.

Les températures ambiantes maximales sont déterminantes
La condition décisive pour le refroidissement est la température ambiante re-

quise avec une valeur maximale correspondante garantie, c'est-à-dire qui ne doit pas être dépassée. Cette température est généralement spécifiée par des installations techniques (local des installations électriques, salles de serveurs, laboratoires etc.) ou par des biens spéciaux (biens culturels dans les musées).
Les exigences de l'utilisateur en matière de température ambiante qui offrent plus de confort sont définies comme un refroidissement de confort selon les lois sur l'énergie et le travail. Lors de la planification, il convient de clarifier si le refroidissement concerne les personnes ou s'il est uniquement de nature technique. Dès que le refroidissement affecte les personnes pendant une période plus longue (c.-à-d. si elles séjournent dans la pièce pendant 6 à 8 heures), les exigences de confort (Illustration 6.2) doivent être satisfaites.
Les systèmes suivants ne sont pas considérés comme du refroidissement au sens de la loi sur l'énergie – bien qu'ils soient également utilisés pour celui-ci:

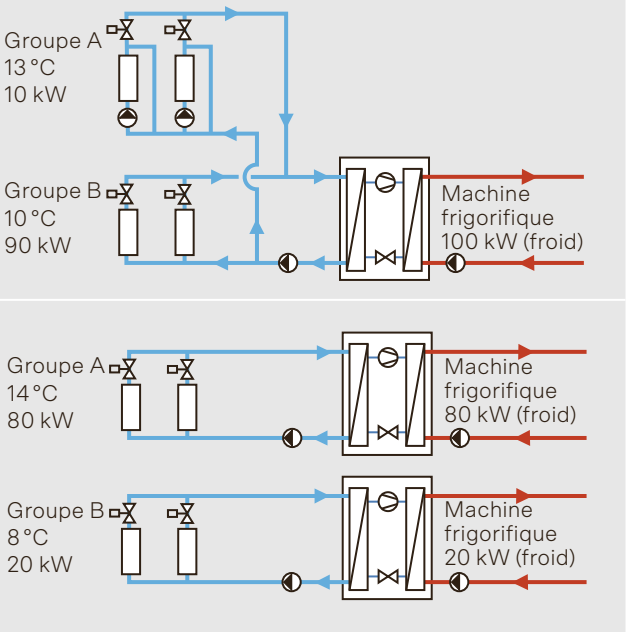
- Utilisation du côté froid lors d'un fonctionnement avec pompe à chaleur à des fins de chauffage, lorsque 100 % de la chaleur est utilisée.
- Refroidissement de l'environnement avec des sources de refroidissement naturelles (air extérieur, sol, eaux souterraines, eaux de surface etc.)

Définir les températures de l'eau glacée

En fonction des différents besoins de refroidissement, le planificateur définit d'abord la température de l'eau glacée primaire. Lorsqu'une température d'eau glacée pour l'ensemble du système n'est pas raisonnable ou n'est pas admissible d'un point de vue énergétique, des températures d'eau glacée individuelles sont indiquées. Lorsque les températures de l'eau glacée diffèrent de plus de 4 K, deux machines frigorifiques avec des niveaux de température différents sont nécessaires. Ou alors deux accumulateurs frigorifiques avec des températures de charge correspondantes seront prévus. Dans ce contexte, une température supérieure de 4 K correspond à une amélioration de l'efficience d'environ 11 %.
Les différences de température doivent être prises en compte pour les puissances frigorifiques globales supérieures à 100 kW. En plus de la différence de température de 4 K, la part d'un consom-

Illustration 6.1: Exemple de groupes de consommateurs ayant des températures d'eau glacée différentes.

	Température d'eau glacée	Part à la puissance	Puissance $\dot{Q}_{Froid}$	
Cas A				
Groupe A	13 °C	10 %	10 kW	
Groupe B	10 °C	90 %	90 kW	
Total			100 kW	
Solution	1 machine frigorifique 100 kW à 10 °C. La différence de température n'est pas supérieure à 4 K. En outre, les consommateurs de froid «plus chauds» ont une part subordonnée de 10 % de la production totale.			
Cas B				
Groupe A	14 °C	80 %	80 kW	
Groupe B	8 °C	20 %	20 kW	
Total			100 kW	
Solution	2 machines frigorifiques 20 kW et 80 kW. La différence de température est supérieure à 4 K (6 K), une seconde machine frigorifique est nécessaire. En outre, les consommateurs «plus froids» représentent une part importante de 20 % de la puissance totale.			



mateur de froid avec une température d'eau glacée différente de la puissance globale est également déterminante (Illustration 6.1). Lorsque la part de la puissance globale est faible, il est possible de se passer d'un second système de générateur avec une autre température.

Régulation des groupes de froid
Les groupes de froid doivent être équipés de régulateurs de température de départ de manière à ce que les températures de retour soient toujours élevées et appropriées. En outre, les consommateurs doivent être équipés de régulateurs de débit (vannes de passage) pour un réseau d'eau glacée efficient.

À noter: Les vannes de dérivation sont une mauvaise solution car elles créent des «basses températures de retour» dans le réseau d'eau glacée, détériorent l'efficacité de la production de froid et entraînent également une réduction de la puissance frigorifique.

6.2 Systèmes d'absorption de chaleur

Températures de l'eau glacée
Les systèmes d'absorption de chaleur évacuent les charges de la pièce (chaleur). Les températures ambiantes possibles et réalisables peuvent être déduites des charges libérées dans la pièce. La norme SIA 384/4 (2025) définit les températures maximales de l'eau froide pour les différents systèmes d'absorption de chaleur (voir Illustration 6.2).

	Système	Température d'eau froide $T_{F\text{-}Sor}$
18 °C	**1. Refroidissement de confort (refroidissement de surfaces)**	**≥ 18 °C**
	– Refroidissement par le sol combiné à un matériau hygroscopique (par ex. bois)	≥ 20 °C
	– Refroidissement par le sol avec consigne de réglage fixe[2]	≥ 20 °C
	– Refroidissement par le sol réglé par une courbe de refroidissement[1]	≥ 19 °C
	– TABS	≥ 19 °C
	– Plafonds rafraîchissants	≥ 18 °C
14 °C	**2. Refroidissement sans déshumidification**	**14 °C à < 18 °C**
	– Systèmes d'émission à ventilateur[3]	≥ 16 °C
	– Refroidisseurs d'air dans des installations de ventilation	≥ 14 °C
10 °C	**3. Refroidissement avec déshumidification partielle**	**10 °C à < 14 °C**
6 °C	**4. Refroidissement avec déshumidification contrôlée**	**6 °C à < 10 °C**

1 Dans le cas d'un refroidissement du sol réglé par une courbe de refroidissement, la température aller d'eau glacée varie en fonction du point de rosée (calcul sur la base de la température extérieure et de l'humidité relative). Dans ce cadre, un point de base permet de déterminer la température aller minimale de l'eau glacée et suivant la progression du point de rosée, la température aller de l'eau glacée est légèrement augmentée.
2 En cas de réglage avec des valeurs fixes, la température aller de l'eau glacée est réglée à une valeur fixe. Elle ne dépend donc pas de la température extérieure.
3 Convecteurs de climatisation, appareils de refroidissement par circulation, etc.

Illustration 6.2: Pour les utilisations du froid mentionnées, les températures de l'eau froide ne doivent pas être inférieures à celles prescrites par la norme SIA 384/4 (2025).
Source: adapté de la norme SIA 384/4 (2025)

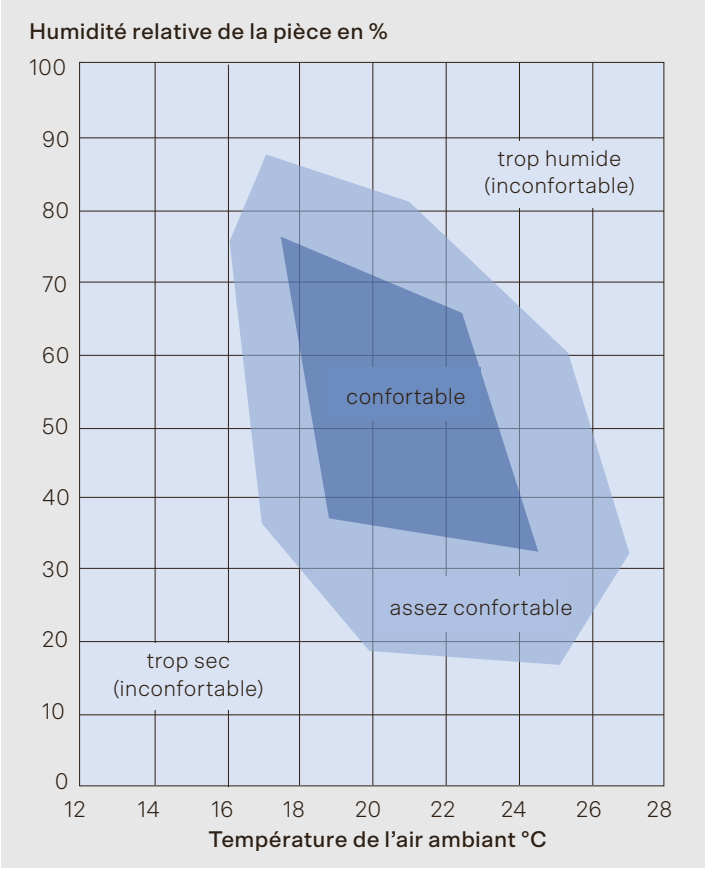
Refroidissement avec déshumidification contrôlée

Dans le passé, toutes les machines frigorifiques étaient dimensionnées avec 6 °C/12 °C (6 °C pour le départ du fluide frigoporteur et 12 °C pour le retour de celui-ci) pour la température d'eau glacée techniquement la plus basse. Par conséquent, il existe encore d'anciennes installations frigorifiques avec ces températures d'eau glacée pour les immeubles administratifs et les besoins de confort.

Il convient de noter: Il convient de noter: À des températures d'eau glacée de 10 °C, le refroidisseur d'air – en fonction du taux d'humidité de l'air – doit offrir une puissance de séparation de l'eau jusqu'à 30 % supérieure.

Selon la loi sur l'énergie, une température d'eau glacée de 6 °C ou plus ne peut être utilisée que pour des processus de déshumidification absolument nécessaires et nécessite une autorisation correspondante. Cela est nécessaire, par exemple, dans les musées, dans l'industrie (papier, produits pharmaceutiques etc.) ou, de manière générale, pour les locaux à faible température ambiante (p. ex. les chambres froides de 15 à 18 °C dans l'industrie alimentaire, dans les laboratoires et chambres climatiques etc.). Il convient de noter que la déshumidification de l'air peut être réalisée non seulement avec de faibles températures d'eau glacée, mais aussi en appliquant des procédés d'absorption[1]. En outre, le chauffage peut réduire l'humidité relative, car l'air chaud peut absorber davantage d'humidité et la reprendre à l'air à déshumidifier.[2]

Illustration 6.3: Le confort (température de bien-être) dépend de la température et de l'humidité de l'air ambiant. Selon Leusden und Freymark



Refroidissement avec déshumidification partielle

Les installations de ventilation refroidis avec de l'eau glacée à partir de 10 °C sont appelés déshumidification partielle non garantie. L'air est refroidi avec l'eau glacée jusqu'à la température de l'air soufflé de 18 °C, par exemple. Au cours de ce processus, la température du refroidisseur tombe temporairement en dessous du point de rosée, ce qui entraîne une condensation. Cette déshumidification partielle est avantageuse pour les systèmes de refroidissement des locaux qui ne doivent pas être arrêtés par la condensation (p. ex. plafonds rafraîchissants, refroidissements de surface). La nécessité d'utiliser une température d'eau glacée de 10 °C pour le refroidissement des locaux doit être prouvée dans la procédure d'autorisation. La législation sur l'énergie vise ainsi à éviter que des températures d'eau glacée inutilement basses soient produites. Il est nécessaire, par exemple, pour les processus ou les plafonds rafraîchissants pour le refroidissement des pièces qui nécessitent des températures ambiantes de 20 °C ou

1 L'absorption se fait avec deux débits volumiques d'air. L'humidité est retirée du débit d'air soufflé à l'aide d'une «roue à humidité» et transférée à l'air évacué (air de régénération).

2 Le refroidissement par séchage et évaporation est également appelé DCS (Desiccant Cooling Systems) ou DEC (Desiccative and Evaporative Cooling, système à dessication/évaporation) en langage technique.

moins. Des températures ambiantes aussi basses ne peuvent jamais être justifiées par de simples conditions de confort, mais uniquement par des exigences techniques accrues.

Refroidissement sans déshumidification

Une température d'eau glacée de 14 °C est énergétiquement optimale pour les installations de ventilation, car presque aucune puissance latente supplémentaire n'est nécessaire en raison de la condensation de l'eau au niveau du refroidisseur d'air. L'inconvénient d'une température d'eau glacée de 14 °C est que, dans les installations de ventilation, l'air soufflé a une humidité plus élevée. Une humidité élevée de plus de 65 % n'est pas perçue comme confortable dans les pièces, car la température générale de l'air ambiant est perçue comme «moite» et trop chaude.

Refroidissement de confort

Tous les systèmes de refroidissement de surface (plafonds rafraîchissants, chauffage par le sol TABS, etc.) fonctionnent avec des températures d'eau glacée de 18 à 22 °C. Cette température de départ permet un système de refroidissement de surface avec une ventilation contrôlée. Sans ventilation mécanique, de la condensation peut se produire sur les surfaces à forte humidité (sans protection contre la condensation). Une température d'eau glacée de 18 °C, ne permet d'atteindre des températures ambiantes d'environ 24 °C que de façon limitée – il est possible d'atteindre des températures ambiantes d'environ 26 °C avec cette solution. Les refroidisseurs à air recyclé (voir ci-dessous) peuvent également fonctionner à 18 °C, mais dans ce cas, la condensation peut encore se produire si la charge d'humidité est élevée (p. ex. température de l'air ambiant de 25 °C et humidité relative de 50 %) dans la pièce. Dans ce cas, la température de départ de l'eau glacée doit être augmentée, ce qui entraîne également une hausse de la température ambiante.

Convecteurs de climatisation

Dans les bâtiments existants, on peut encore voir ci et là des convecteurs de climatisation. Ils ont été utilisés dans de nombreux immeubles de bureaux dans les années 1980. On peut donc les trouver dans les rénovations, mais ils ne sont pratiquement jamais utilisés dans les nouveaux bâtiments.

Les convecteurs de climatisation sont installés dans l'allège sous la fenêtre. Les convecteurs de climatisation peuvent ventiler, chauffer et refroidir et sont très efficients. Les thématiques suivantes doivent être prises en compte: la protection contre le bruit, les courants d'air et la protection incendie.

Illustration 6.4: Convecteur de climatisation, discrètement encastré dans le sol. Source: Allco Allenspach AG

Illustration 6.5: Détails d'un convecteur de climatisation encastré dans le sol avec prise d'air primaire. Source: Allco Allenspach AG

Illustration 6.6: Les convecteurs de climatisation sans ventilateur (appareils à induction) fonctionnent silencieusement. Source: Swegon

Les convecteurs de climatisation sont disponibles en deux modèles:
- avec ventilateur intégré (ventilo-convecteur)
- avec l'air soufflé directement acheminé par des buses, qui attirent l'air secondaire et le soufflent dans la pièce à travers l'échangeur de chaleur.

Les modèles dotés de ventilateurs intégrés posent souvent des problèmes de bruit. L'avantage est que l'air soufflé dans la pièce est découplé du convecteur de climatisation. Il n'est pas nécessaire d'installer une conduite de ventilation sur le convecteur.
Les modèles où l'air soufflé est conduit dans le convecteur sont très silencieux. Souvent, pour des raisons architecturales, l'air soufflé est amené dans le convecteur depuis l'étage inférieur. Dans ce cas, une grande attention doit être accordée à la protection incendie, car les conduits d'air pénètrent dans les compartiments coupe-feu.
Dans les deux types de construction, l'air frais ou chaud est amené dans la pièce par l'intermédiaire de l'allège. L'allège étant un «endroit de stockage» apprécié, on y trouve souvent des objets tels que des piles de papier ou des pots de fleurs. En conséquence, l'air ne peut plus circuler librement et le convecteur fonctionne de manière limitée ou pas du tout.
En outre, en été, l'air directement au niveau du convecteur est très fortement refroidi, ce qui peut produire des courants d'air. De nombreux utilisateurs trouvent cela désagréable et se plaignent.

Il est également important de noter que la ventilation doit être en service pour que les convecteurs avec un raccordement de ventilation puissent refroidir.

Refroidisseur à circulation d'air (à air recyclé)

Les refroidisseurs à circulation d'air sont les refroidisseurs de pièces les plus efficients au niveau des coûts. Ils sont utilisés dans les pièces sans exigences de confort. Comme les refroidisseurs à circulation d'air fonctionnent avec des débits d'air importants et des températures d'air soufflé basses, ils sont très «compacts».
Dans le cas des refroidisseurs à circulation d'air sur les murs intérieurs et les allèges ainsi que des unités de plafond, il faut veiller à ce que la condensation puisse être éliminée. Il est préférable de le faire dans un écoulement avec une pente (gravitaire). On peut aussi utiliser de petites pompes à condensat, mais elles sont vulnérables. Il faut veiller à ce qu'elles soient facilement accessibles pour la maintenance, la réparation et le remplacement. En effet, si la pompe à condensat tombe en panne, le refroidisseur à circulation d'air sera bloqué.

Systèmes de refroidissement de surface

En termes de confort, les systèmes de refroidissement de surface se sont imposés ces dernières années. Ils sont perçus comme un refroidissement doux et agréable car l'air de la pièce n'est pas déplacé de façon active. Le refroidissement est principalement basé sur le rayonnement de surface. La température est perçue comme étant jusqu'à 2 K plus basse qu'elle ne l'est en réalité.
Avec les systèmes de refroidissement de surface, des températures d'eau glacée élevées (18, 20 ou 22 °C) peuvent ainsi être utilisées pour obtenir une température de surface proche de la température ambiante souhaitée.

Plafonds rafraîchissants

Les plafonds rafraîchissants constituent une solution de refroidissement efficace et rapide. Il faut toutefois tenir compte de la surface utilisable et surtout de la formation de condensat.
Il existe différentes solutions pour éviter la formation de condensat sur le plafond rafraîchissant:
- Installation d'une ventilation contrôlée du local avec déshumidification partielle de l'air soufflé.
- Installation obligatoire d'un contrôleur de condensat qui «déclenche» le pla-

fond rafraîchissant dès que l'humidité dépasse une valeur critique.
– Commande et, si nécessaire, augmentation de la température de départ du groupe «plafond rafraîchissant» au-dessus de la température du point de rosée. Cette augmentation entraîne simultanément une hausse de la température dans les pièces.

Lors du dimensionnement des plafonds rafraîchissants, il faut tenir compte de la double utilisation et de l'équipement du plafond, comme les appareils d'éclairage, les détecteurs de mouvement et d'incendie, les beamers ou les haut-parleurs. Ces appareils peuvent réduire considérablement la surface de refroidissement effectivement utilisable.
Les puissances de refroidissement des plafonds rafraîchissants sont de 50 – 80 W/m^2. Avec les «systèmes haute performance» convectifs, on peut atteindre des puissances de pointe allant jusqu'à 130 W/m^2. Dans le cas de systèmes aussi sophistiqués, il est conseillé d'examiner de près la situation avec le fournisseur pour voir si la puissance de refroidissement très élevée est atteinte.

TABS et systèmes de refroidissement par le sol autorégulateurs
Éléments de construction thermoactifs (TABS) ou systèmes de refroidissement par le sol autorégulateurs fonctionnant avec des températures de départ d'environ 21 °C. Ces systèmes ne permettent pas de garantir les valeurs de consigne pour la température ambiante.
Le fonctionnement tout au long de la journée permet de réduire les pics de puissance (p. ex. à midi) par une puissance constante et donc plus faible. Toutefois, cet équilibrage de la charge entraîne une forte variation de la température ambiante (p. ex. 23 °C le matin et 26 °C le soir).
Les TABS et les systèmes de refroidissement par le sol autorégulateurs comptent parmi les systèmes d'absorption de chaleur les plus efficaces sur le plan énergétique. En outre, avec ces systèmes, il est possible de procéder à un transfert d'énergie dans le bâtiment, d'une pièce à l'autre et du jour à la nuit, pendant l'entre-saison.

Digression

Refroidissement par chauffage au sol

Les chauffages au sol sont de plus en plus utilisés pour le refroidissement, en particulier dans les bâtiments résidentiels. Cette application n'entre toutefois pas dans le champ d'application des normes courantes telles que la SIA 384/4 (2025), car la puissance frigorifique est limitée et ne peut être garantie.

Lors du refroidissement par le chauffage au sol, l'humidité de l'air ou le point de rosée, auquel se forme de la condensation, est l'aspect central. Si le point de rosée est dépassé en raison de températures trop basses du fluide frigorigène, de la condensation peut se former sur ou dans le sol ainsi que dans les zones de montée, ce qui peut entraîner des dommages potentiellement coûteux au bâtiment. De nombreux propriétaires ont déjà payé cher le non-respect de la limite du point de rosée, avec des parquets en bois gonflés.

Afin de garantir un refroidissement sûr via les surfaces au sol, il est impératif d'éviter la formation de condensation. La température du fluide frigorigène doit donc:

- être supérieure d'au moins 4 à 5 K au point de rosée pour les revêtements de sol hygroscopiques (par exemple, les parquets en bois)
- au moins 3 K au-dessus du point de rosée pour les revêtements non hygroscopiques.

Sur la base de ces considérations, la norme SIA 384/4 (2025) définit des spécifications relatives aux températures minimales de l'eau froide (Illustration 6.7). Ces spécifications limitent la température minimale possible température de l'eau froide – et donc la puissance frigorifique maximale possible d'un chauffage au sol – est fortement influencée.

En raison de la faible différence de température entre le fluide frigorigène et l'air ambiant, la puissance frigorifique est généralement de 20 à 30 W/m², mesurée à une température de sol de 22 °C et une température ambiante de 27 °C. Cela permet de réduire la température ambiante d'environ 2 à 3 K dans la pratique.

Selon le système, la température de l'eau froide est régulée soit par des capteurs de température ambiante et d'humidité qui déterminent le point de rosée actuel, soit automatiquement par la commande de la pompe à chaleur. Il est en outre recommandé d'utiliser un thermostat de sécurité qui arrête la pompe de circulation lorsque la température du fluide frigorigène descend en dessous de 17 °C. Il faut également prévoir un système de régulation permettant de passer du mode chauffage au mode refroidissement (thermostat à deux points été-hiver) ou un système autorégulateur. Le cas échéant, d'autres composants tels que des accumulateurs ou des vannes d'inversion peuvent être nécessaires. Les conduites ascendantes et de distribution doivent également avoir une épaisseur minimale de 19 mm et être isolées de manière étanche à la diffusion.

Pour le refroidissement en général, et donc également pour le refroidissement par le chauffage au sol, la loi sur l'énergie n'exige généralement pas d'«autorisation de refroidissement» pour les pompes à chaleur, contrairement aux installations de refroidissement.

Pour plus d'informations, voir la fiche technique suissetec «Refroidissement avec chauffage pas le sol».

Système	Température minimale de l'eau froide
Refroidissement par le sol réglé par une courbe de refroidissement	≥ 19 °C
Refroidissement par le sol avec consigne de régulation à valeur fixe[1]	≥ 20 °C
Refroidissement par le sol combiné à un matériau hygroscopique (par ex. bois)	≥ 20 °C

1 Dans le cas d'une régulation à valeur fixe, la température de départ de l'eau glacée est réglée sur une valeur fixe, indépendamment de la température extérieure.

Illustration 6.7: Températures minimales recommandées pour l'eau froide dans le cas d'un refroidissement par chauffage au sol.
Source: SIA 384/4 (2025)

6.3 Aperçu des systèmes de refroidissement

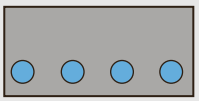
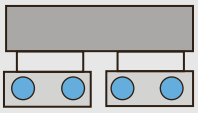
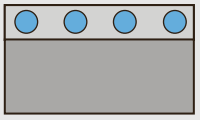
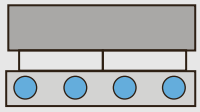
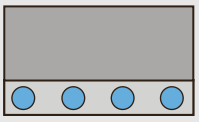
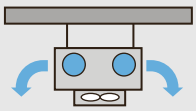
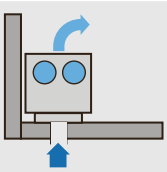
Extraction de chaleur avec de l'eau glacée	Fonction	Schéma	Avantages	Inconvénients
Refroidissement par éléments de construction				
Systèmes d'éléments de construction thermoactifs TABS	Refroidissement des éléments de construction avec activation de la masse		Bon marché, refroidissement statique vers le haut et vers le bas, jusqu'à 30 W/m²	Refroidissement parfois incontrôlé; intégration dans l'élément de construction en béton. Le plafond libre peut être problématique en termes de bruit.
Poutres et baffles de refroidissement	Panneau de refroidissement avec ou sans air primaire		Puissances plus élevées dans un espace réduit; occupation que partielle du plafond et donc activation du plafond comme accumulateur d'amortissement	Hauteur intérieure partiellement réduite; possibilité d'apparition de courants d'air dans les systèmes avec air primaire
Chauffage par le sol	Le chauffage par le sol est utilisé pour le refroidissement en été (uniquement pour la «régulation de la température»)		Bon marché, refroidissement statique; peu encombrant, à peine visible dans la pièce	Faible puissance, le point de rosée de l'air ambiant ne doit jamais être inférieur (dommages p. ex. aux planchers en bois)
Plafonds rafraîchissants				
Plafond rafraîchissant en dessous du plafond	Ouvert, avec activation des éléments de constructions, plafond convecteur		Refroidissement statique; parfois activation de la masse d'accumulation selon la section transversale libre (> 50 %)	Nettoyage difficile; hauteur intérieure réduite
Plafond rafraîchissant, relié au plafond	Fermé, activation minimale de la masse Pas d'activation de masse avec les doubles plafonds		Bon marché, refroidissement statique; peu encombrant, à peine visible dans la pièce	Pas d'activation directe de la masse possible
Refroidisseur à circulation d'air				
Refroidisseur à circulation d'air	Ventilateur avec batterie de refroidissement		Avec évacuation du condensat, puissance élevée; solution bon marché	Émissions sonores dans la pièce; refroidissement sec avec puissance limitée; coûts de service, importants mouvements d'air (phénomènes de courant d'air)
Installations existantes (uniquement pour la rénovation)				
Appareil d'allège	Appareil à induction avec air primaire ou ventilateur		Puissance plus élevée dans un espace minimal; un seul élément pour le chauffage, le refroidissement et la ventilation avec air primaire	Parfois phénomènes de courant d'air, émissions sonores, plus gourmand en énergie, l'allège doit être planifiée, coûts de service

Illustration 6.8: Différents systèmes d'évacuation de froid. Basés sur le tableau du livre Gebäudetechnik; von Euw, Alimpic, Hildebrand, 2012.

6.4 Refroidissement et déshumidification de l'air fourni dans l'appareil de ventilation

L'air fourni est traité dans l'appareil de ventilation des installations de ventilation et de climatisation (installation RLT). La ventilation permet d'évacuer l'air vicié (CO_2, odeurs, polluants) et d'apporter simultanément de l'air frais filtré (exempt de pollen et de polluants). De plus, l'air fourni peut être refroidi, chauffé, déshumidifié ou humidifié dans l'appareil de ventilation. Un système de climatisation est nécessaire pour refroidir et déshumidifier l'air.

Refroidissement dans l'appareil de ventilation

L'air neuf chaud est refroidi dans l'appareil de ventilation, puis insufflé dans les pièces. Cela permet de climatiser tout ou partie du bâtiment.
Dans le même temps, l'air intérieur chaud, humide et vicié est évacué. Le refroidissement de l'air augmente son humidité relative.

Diagramme de Mollier

Le diagramme de Mollier (diagramme h,x) illustre la relation entre la température, l'humidité et la teneur en énergie des mélanges d'air (voir Illustration 6.9).

Déshumidification dans l'appareil de ventilation

Si l'air neuf est non seulement chaud, mais aussi humide en été, il doit être déshumidifié avant d'être traité. Sinon, l'air intérieur devient lourd et désagréable. Dans le pire des cas, une telle quantité d'humidité peut s'accumuler sur les surfaces de refroidissement (plafonds rafraîchissants, refroidisseurs à circulation d'air, etc.) qu'il se forme de la condensation, ce qui peut entraîner des dommages coûteux au bâtiment.
Une méthode éprouvée pour réduire l'humidité de l'air consiste à insuffler de l'air sec et frais afin de diminuer l'humidité relative dans la pièce. Pour ce faire, l'air fourni est refroidi dans le registre de refroidissement de l'appareil de ventilation en dessous de sa température de point de rosée (jusqu'à une température minimale de 8 °C), de sorte que l'excès d'humidité se condense et soit évacué sous forme de condensat. Afin que l'air insufflé dans la pièce ne soit pas trop froid, il peut être réchauffé à l'aide d'un registre de chauffage ou mélangé à l'air intérieur (température de l'air entrant par exemple 18 – 21 °C).

Le traitement de l'air expliqué à l'aide du diagramme de Mollier

L'Illustration 6.9 montre le schéma d'un appareil de ventilation et un diagramme de Mollier (diagramme h,x). L'air neuf chaud à 32 °C, 40 % d'humidité relative ① est refroidi à environ 28 °C par l'échangeur de chaleur croisé ②. L'air est ensuite refroidi à 12 °C dans le registre de refroidissement avec de l'eau à 8 °C ③. À une température de l'air de 17 °C, l'humidité relative est de 100 %. Pendant la phase de refroidissement de 17 °C à 12 °C, l'eau contenue dans l'air se condense. Si la teneur en humidité était initialement de 12 g d'eau par kg d'air, elle passe à 9 g d'eau par kg à 12 °C (réduction de l'humidité de l'air). Pour des raisons de confort, il n'est pas possible d'injecter de l'air à 12 °C dans la pièce. Celui-ci est donc réchauffé à 20 °C et 60 % d'humidité relative à l'aide d'un registre de chauffage ④.
Les Illustrations 6.10 à 6.12 montrent les températures et l'humidité de l'air dans les appareils d'air entrant à différentes températures d'eau froide et les possibilités de déshumidification correspondantes. En fonction de la température de l'eau froide, l'air dans l'appareil de ventilation n'est que légèrement (Illustration 6.10), partiellement (Illustration 6.11) ou contrôlé déshumidifié (Illustration 6.12).
Étant donné que la déshumidification contrôlée (Illustration 6.12) nécessite des températures d'eau froide basses, il est important que la machine frigorifique ne fournisse de l'eau froide à 6 à 10 °C que lorsqu'il y a réellement un besoin de déshumidification.

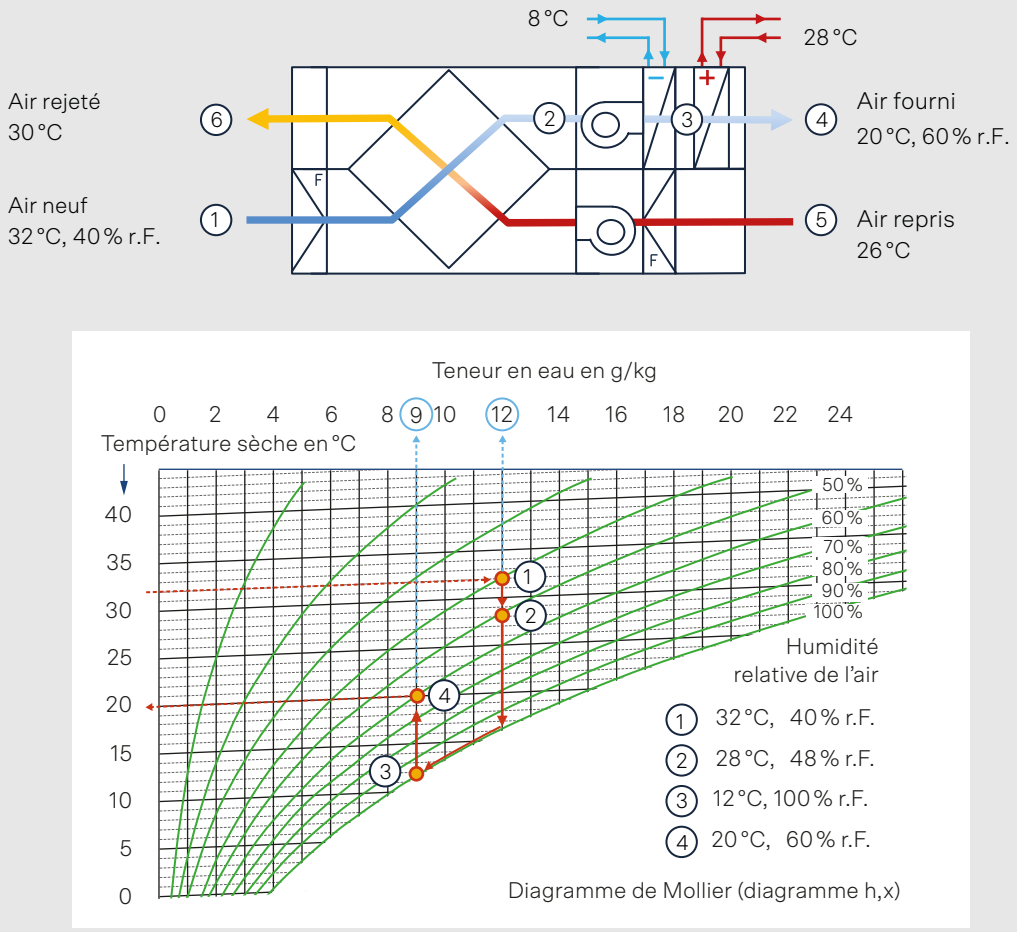


Illustration 6.9:
La variation de la température et de l'humidité relative de l'air neuf lors de son passage dans l'appareil de ventilation peut être suivie sur le diagramme de Mollier (diagramme h,x). Le processus réel est certes complexe, mais en simplifiant, on peut dire que dès que l'air avec une humidité relative de 100 % continue à se refroidir, la déshumidification commence. Dans cette zone, la vapeur d'eau contenue dans l'air se condense, ce qui lui fait perdre de l'humidité.

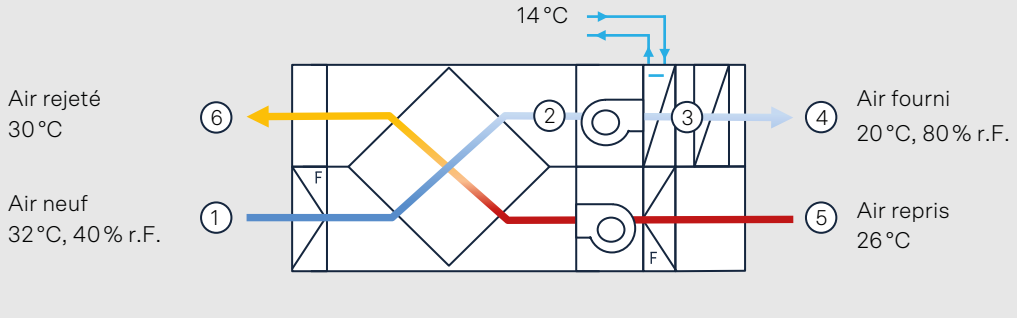


Illustration 6.10:
Refroidissement de l'air fourni avec de l'eau froide à 14 °C. L'air est refroidi sans déshumidification notable de l'air fourni.

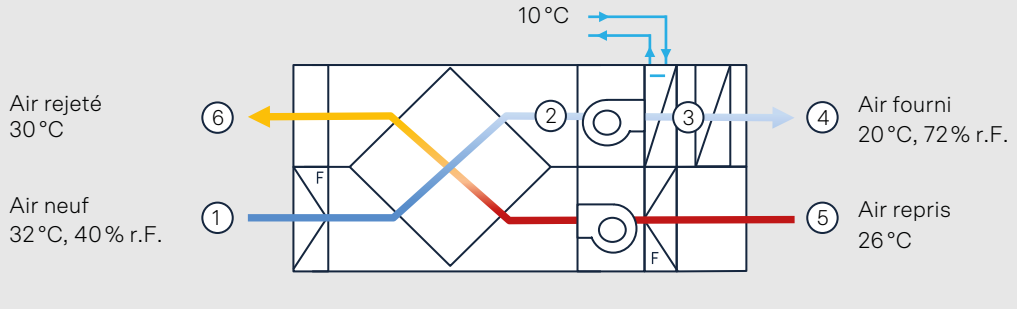


Illustration 6.11:
Refroidissement de l'air entrant avec de l'eau froide à 10 °C. L'air est partiellement déshumidifié. La capacité de déshumidification ne peut toutefois pas être garantie.

Pendant les saisons où la déshumidification n'est pas nécessaire, la température de l'eau froide doit impérativement être relevée.
Les refroidisseurs à circulation d'air assurent un refroidissement exclusivement à partir de l'air intérieur. Ils évacuent de manière fiable la charge thermique générée dans une pièce et fonctionnent indépendamment des conditions de l'air neuf, qui peut être trop chaud ou trop humide.

Ils sont principalement utilisés dans les zones à forte charge thermique interne, par exemple dans les salles de serveurs ou dans les zones où les personnes, les appareils, l'éclairage ou les machines génèrent la quasi-totalité de la chaleur. Dans de tels cas, il ne suffit pas d'apporter de l'Air neuf: le refroidissement doit se faire directement dans la pièce.
Les refroidisseurs à circulation d'air permettent de refroidir l'air intérieur sans déshumidification notable (Illustration 6.14), de le déshumidifier partiellement (Illustration 6.15) ou de le déshumidifier de manière contrôlée.

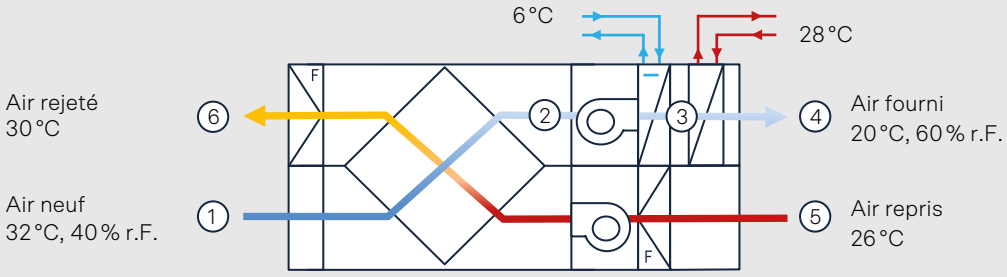


Illustration 6.12: Refroidissement de l'air entrant avec de l'eau froide à 6 °C. L'air est déshumidifié de manière à garantir la performance de déshumidification. En raison des températures basses, l'air déshumidifié doit être réchauffé.

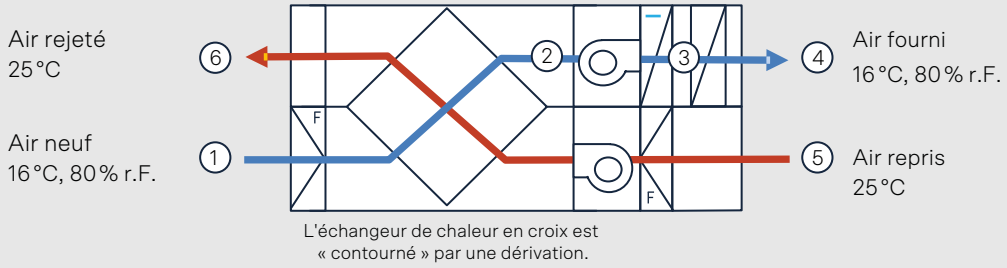


Illustration 6.13: Refroidissement nocturne – De l'air extérieur frais est insufflé dans les pièces via le système de ventilation (refroidissement naturel direct).

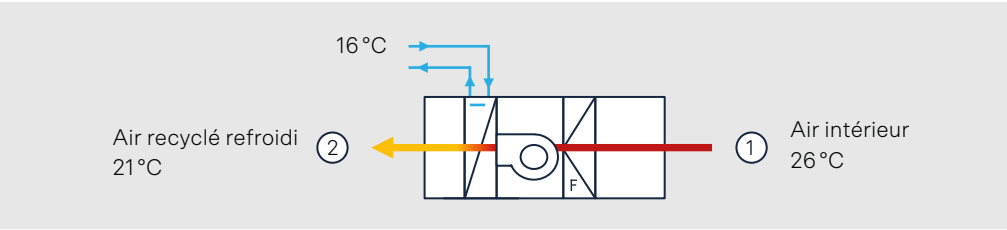


Illustration 6.14: Refroidisseur à circulation d'air A – Refroidissement de l'air ambiant sans déshumidification notable.

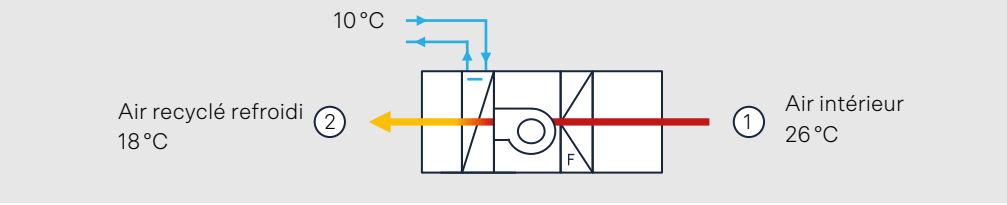


Illustration 6.15: Refroidisseur à circulation d'air B – Refroidissement de l'air ambiant avec déshumidification partielle.

6.5 Intégration hydraulique

Lors de l'intégration hydraulique des systèmes d'absorption de chaleur (consommateurs), il convient de respecter les points suivants:

- La température de départ de chaque consommateur doit être régulée à la température définie.
- Plus la température de retour est élevée, mieux c'est.
- Si possible, la sortie doit être régulée par un contrôle du débit (vannes de passage).

Important 1: La régulation de la sortie ne doit jamais être faite avec des vannes de dérivation car elles ont un débit volumique constant. Cela entraîne des températures de retour basses et détériore donc l'efficacité de la machine frigorifique, car la puissance frigorifique ne peut plus être délivrée (de manière optimale).

Remarque: Dans de nombreux groupes de refroidissement par recirculation disponibles dans le commerce, les vannes de dérivation sont montées de façon standard. Sur ces modèles, il est recommandé de retirer la vanne de dérivation et de la remplacer par une vanne de passage.

Afin d'exploiter de manière optimale les consommateurs à débit variable, un découplage hydraulique entre le consommateur et la machine frigorifique est nécessaire.

Important 2: Les machines frigorifiques nécessitent toujours un débit volumique minimum pendant leur fonctionnement. Cela s'applique également aux machines frigorifiques à puissance variable. Lorsque les débits volumiques traversant la machine frigorifique changent très rapidement (débits volumiques variables des consommateurs), même les machines à puissance variable atteignent leurs limites.

Intégration des systèmes de refroidissement

Les consommateurs exigent toujours une régulation de la température de départ. Elle garantit qu'il n'y a pas de grandes fluctuations de température de départ et de retour dans le réseau de consommateurs avec les fluctuations correspondantes du débit volumique. Grâce à la régulation de la température de départ au niveau des groupes frigorifiques (circuit d'injection), la température de retour est «maintenue élevée», ce qui entraîne une meilleure efficience de la machine frigorifique.
Même dans les systèmes ne comportant qu'un seul consommateur, il ne faut pas renoncer à la régulation de la température de départ pour des raisons de coût. Dans des cas exceptionnels, il est possible de renoncer à la régulation de la température de départ si l'on ne raccorde que des refroidisseurs d'un système de ventilation assurant une déshumidification partielle de l'air. Cela est dû au fait que la température de sortie de la machine frigorifique ne peut pas être régulée de manière assez précise malgré la régulation variable de la puissance.

Intégration de refroidisseurs secs (registre d'air)

Les consommateurs pour le «refroidissement sec» exigent toujours une régulation de la température de départ. Cela permet d'éviter la condensation d'humidité au niveau des consommateurs.

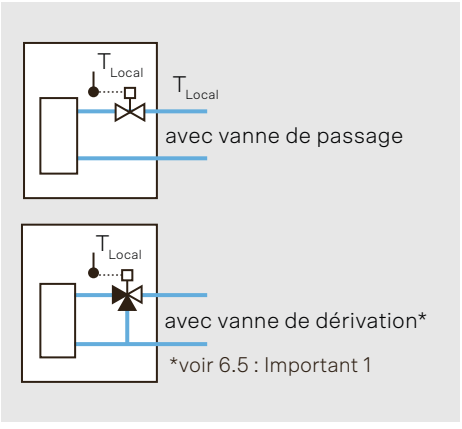


Illustration 6.16: Appareil frigorifique à recirculation avec vanne de passage et vanne de dérivation. La vanne est commandée par la sonde d'ambiance (T_{Local}).

Températures de dimensionnement
Les machines frigorifiques sont généralement conçues avec un écart de température (température de départ et de retour) de 6 K. Lorsque les consommateurs présentent des différences de température plus faibles, il faut utiliser des débits volumiques plus importants dans le circuit de l'évaporateur pour pouvoir transporter la puissance frigorifique. Sinon, les débits volumiques plus importants des consommateurs entraînent un «mélange» indésirable de la température de l'eau glacée en aval de la machine frigorifique. Il s'agit d'un problème hydraulique et non d'un problème de performance de ladite machine.
Les différences de température entre les températures de départ et de retour des consommateurs varient en fonction de l'application. Dans les systèmes avec une température de départ

- de plus de 20 °C, on travaille avec des différences de température de 3 K
- entre 14 et 20 °C, les différences de température sont de l'ordre de 3 à 6 K
- de moins de 14 °C, on travaille avec des différences de température de 6 K

À noter: En plus d'améliorer l'efficience, des températures de retour élevées peuvent toutefois entraîner des problèmes. Des températures d'entrée trop élevées dans la machine frigorifique entraînent des dysfonctionnements (notamment de la haute pression). Pour éviter que cela ne se produise, la température maximale admissible à l'entrée de la machine frigorifique doit être limitée. Cela peut être facilement résolu hydrauliquement avec une régulation d'entrée (voir chapitre Systèmes hydrauliques).

6.6 Systèmes de refroidissement alternatifs

Les sources de refroidissement naturelles sont les plus performantes en termes d'efficacité énergétique. Les sources les plus importantes:
- Géo-cooling (refroidissement par le sol, eaux souterraines)
- Aqua-cooling (eau de lac et de rivière)
- Free-cooling (refroidissement par air)

Avec les «sources de refroidissement» naturelles, la dynamique des saisons avec leurs différentes températures joue un rôle important dans la conception et la planification.
Toutes les sources naturelles de refroidissement et de chaleur peuvent être utilisées à la fois pour le refroidissement en été et pour le chauffage en hiver (utilisation comme source d'énergie dans le fonctionnement des pompes à chaleur).

Refroidissement par le sol (Géo-cooling)

Pour exploiter le sol pour le refroidissement, des sondes géothermiques pouvant atteindre 250 mètres de long sont enfoncées dans le sol. L'eau est refroidie par les sondes géothermiques en été. Il faut savoir que la température du sol augmente d'environ 3 K par 100 mètres de profondeur.
Le terrain autour des sondes agit comme un réservoir saisonnier inerte. Les températures changent tout au long de l'année. En règle générale, le terrain autour des sondes est le plus frais en avril (p. ex. 4 °C). En été, lorsque le sol est exploité pour le refroidissement, il se réchauffe (p. ex. jusqu'à 18 °C en août). Il est important qu'en hiver, la même quantité d'énergie que celle stockée en été soit à nouveau extraite. Pour pouvoir assurer des résultats fiables, il est nécessaire de procéder à une simulation des sondes géothermiques.
La puissance de refroidissement d'une sonde géothermique est donc limitée. Lorsqu'une température d'eau glacée constante est requise tout au long de l'année (p. ex. 14 °C max.), le refroidissement doit pouvoir être relayé par une machine frigorifique à partir d'une certaine température de sonde.

Refroidir avec l'eau du lac

Lorsqu'on utilise l'eau du lac pour refroidir, il faut la capter à une profondeur d'environ 30 mètres. La profondeur effective requise dépend des conditions locales et de la température annuelle du lac. Les points suivants doivent être pris en compte:
- L'utilisation est soumise à une concession et à une autorisation.
- Selon la situation, l'eau du lac à une profondeur de 30 mètres, dont la température est de 4 °C en mars, peut se réchauffer à plus de 10 °C à la fin de l'été.
- Il existe éventuellement une température maximale pour l'eau restituée après refroidissement (p. ex. 30 °C au max.).
- Il faut prendre des précautions pour protéger la faune piscicole (maillage minimal des prises d'eau, vitesse d'écoulement etc.).
- Il est souvent nécessaire d'apporter la preuve que la chaleur ne peut pas être exploitée.

Remarque: En cas d'utilisation de l'eau du lac, il faut veiller à ce que les moules zébrées ou leurs larves ne migrent pas dans les échangeurs de chaleur par la conduite d'aspiration. Les moules dans les échangeurs de chaleur entraînent des dysfonctionnements et augmentent les coûts de maintenance. Pour un captage d'eau de lac, il faut donc prévoir des

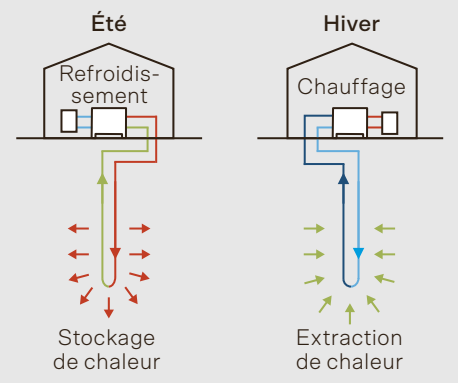


Illustration 6.17: Refroidissement en été (apport de chaleur) et chauffage en hiver (extraction de chaleur) grâce à une sonde géothermique.

filtres spéciaux lavables par contre-pression, des dispositifs de nettoyage et un espacement des plaques suffisamment grand dans l'échangeur de chaleur.

Refroidir avec les eaux souterraines
Les eaux souterraines ont des températures stables. Les eaux souterraines constituent donc une très bonne source d'eau glacée, directement utilisable. Selon les cantons, les eaux souterraines sont protégées par des réglementations très différentes:
- Pas d'utilisation pour le refroidissement possible
- Refroidissement avec un écart de température maximal de 3 à 4 K
- Vérification du rendement de la puissance par des essais de pompage
- Preuve hydrologique du comportement de l'écoulement thermique des eaux souterraines
- En règle générale, les systèmes d'eaux souterraines et de lac sont approuvés pour une puissance frigorifique de 400 kW min. (conditions d'autorisation).

Le free-cooling le plus efficient consiste à insuffler de l'air frais dans le bâtiment la nuit via le système de ventilation (sans utiliser le réseau d'eau glacée).

Refroidissement direct avec l'air extérieur («Free-Cooling» actif avec Air neuf)
L'air extérieur frais est soufflé directement dans le bâtiment par le système de ventilation et la chaleur excédentaire est évacuée par l'air rejeté. Ce refroidissement naturel avec l'air extérieur la nuit est un pré-refroidissement précieux. Cependant, il n'est souvent pas suffisant pour évacuer toute la chaleur de la journée (voir chapitre 7.5 Eliminer directement la chaleur).

Refroidissement indirect avec l'air extérieur («Free-Cooling» actif avec eau glacée)
Dans le cas du refroidissement indirect avec l'air extérieur, l'énergie est transportée par le système frigoporteur. Dans ce cas, la machine frigorifique n'est pas en service ou seulement à titre de soutien.
- **Risque de gel:** Lorsque le free-cooling fonctionne avec un air extérieur froid de moins de 1 °C, il faut s'assurer qu'aucun système ne gèle. Ceci est réalisé par une commutation et une régulation hydraulique appropriée.
- **Petits écarts de température:** Afin d'utiliser au mieux le free-cooling, il est dimensionné avec de faibles écarts de température de 3 à 4 K. Toutefois, cela nécessite des débits volumiques importants et des sections de tuyaux correspondantes.
- **Échangeurs de chaleur:** Les échangeurs de chaleur doivent être dimensionnés pour des écarts de température entre le côté primaire et le côté secondaire inférieurs à 2 K et une différence de pression maximale de 20 kPa.

Quand le free-cooling est-il utile?
Une étude ZHAW sur le thème du «Free-Cooling» actif avec eau glacée dans la climatisation a examiné le potentiel du free-cooling indirect. Les résultats montrent que la température de départ du médium de refroidissement est déterminante pour savoir si le free-cooling est intéressant ou non. Lorsque des températures de consommation inférieures à 14 °C sont requises, le potentiel de free-cooling tombe à quelques pourcent de l'énergie de refroidissement totale pour la climatisation ($T_{Extérieur}$ mode été > 20 °C).

En conclusion: Ce n'est pas parce que le «Free-Cooling» actif avec eau glacée est un terme à connotation positive que l'installation d'un free-cooling indirect est économiquement et énergétiquement judicieuse dans tous les cas.

Source: Free Cooling in der Klimakälte, Stefan Rohrer, Martin König et Frank Tillenkamp ZHAW, 2018 (sur mandat de l'OFEN)

Intégration hydraulique du free-cooling

L'intégration hydraulique du free-cooling avec une machine frigorifique peut se faire en parallèle comme une machine frigorifique ou en série comme un «pré-refroidisseur» (voir chapitre 8 Systèmes hydrauliques). Dans tous les cas, il s'agit d'une opération exigeante sur le plan hydraulique et technique, car la machine frigorifique réagit de manière très sensible à de fortes variations ou fluctuations de température.

10 points relatifs à l'absorption de chaleur

1. Lors de la conception du système d'absorption de chaleur, les températures utiles (p. ex. les températures ambiantes) sont prises comme base.
2. Une température de départ d'eau glacée de 6 à 10 °C est nécessaire pour une déshumidification contrôlée de l'air. Seules quelques utilisations spéciales nécessitent une déshumidification contrôlée (musées, laboratoires etc.).
3. Avec des températures d'eau glacée de 10 °C et plus, l'air peut être partiellement déshumidifié (déshumidification partielle pendant la ventilation).
4. Pour les installations de ventilation, des températures d'eau glacée de 14 °C sont généralement idéales (refroidissement sans déshumidification).
5. Pour les installations de refroidissement dont la température de départ est supérieure à 20 °C, on travaille avec des différences de température de 3 K entre la température de départ et celle de retour.
6. Lorsque différentes températures d'eau glacée sont requises, la différence de température (à partir de 4 K) et la proportion de la production totale (proportion considérable) déterminent si un réseau d'eau glacée séparé, plus chaud, doit être construit pour les groupes «plus chauds».
7. Les systèmes de refroidissement de surface sont perçus comme un rafraichissement agréable car l'air de la pièce n'est pas déplacé de façon active.
8. Les refroidisseurs à recirculation d'air sont des systèmes de refroidissement rentables et puissants, mais les émissions sonores et les coûts d'entretien doivent toutefois être examinés attentivement.
9. L'exploitation de l'eau du lac ou de la nappe phréatique pour le refroidissement est soumise à autorisation.
10. Le «Free-Cooling» actif avec eau glacée n'est généralement intéressant que pour les systèmes de climatisation de confort dont la température de l'eau glacée est supérieure à 14 °C.

Chapitre 7

Dégagement de chaleur

Toute planification d'installation de climatisation présuppose une clarification minutieuse de la question de savoir si et comment la chaleur du processus de refroidissement – une véritable «énergie gratuite» – peut être utilisée dans le bâtiment ou dans les locaux. Lorsque la chaleur ne trouve pas d'utilisateurs, elle doit être évacuée de manière efficace et économique.

7.1 Considérations conceptuelles

Il est incontesté que la chaleur dégagée par une machine frigorifique devrait être utilisée si possible dans le bâtiment lui-même. C'est également ce que prévoit la loi sur l'énergie, à condition que l'exploitation de la chaleur soit économique. Dans les constructions nouvelles, un minimum de la chaleur peut toujours être exploitée.
Les seules exceptions à cette exigence (légale) sont les bâtiments ne requérant aucun besoin de chaleur pendant le refroidissement ou ceux nécessitant une température de départ supérieure à 65 °C (bâtiments anciens).
Dans la prise en compte globale de l'énergie du bâtiment, il ne devrait pas y avoir de processus de refroidissement avec un «excès» de chaleur lorsqu'un chauffage à énergie fossile est utilisé dans le même bâtiment au même moment. En particulier, les bâtiments à usage mixte (résidentiels, bureaux, commerces) ont toujours un potentiel utilisable pour exploiter une partie ou la totalité de la chaleur du processus de refroidissement.

Pyramide des utilisations de chaleur
Différentes températures sont nécessaires en fonction de l'application. Plus les exigences en matière de température des consommateurs de chaleur sont faibles, plus le processus de refroidissement et l'efficacité énergétique de l'installation frigorifique sont améliorés.

Remarques
– Les températures maximales des chauffages des locaux dans les nouveaux bâtiments, qui seront encore autorisées conformément à la loi sur l'énergie, seront probablement réduites à 40 °C dans un avenir prévisible. Pour les chauffages par le sol, une limite supérieure de 35 °C s'applique déjà aujourd'hui.
– Des températures plus basses (p. ex. 30 °C) sont suffisantes, lorsqu'il s'agit uniquement de préchauffer l'eau chaude sanitaire. Toutefois, ces systèmes doivent être soigneusement contrôlés sur le plan de l'hygiène (mot-clé: légionelles) et de l'économie (accumulateur nécessaire).

L'exploitation judicieuse de la chaleur de la machine frigorifique est toujours dérivée conceptuellement du besoin de chaleur du bâtiment. Les points suivants doivent être clarifiés:
– Températures des consommateurs de chaleur
– Quantités de chaleur nécessaires
– Moment du besoin de chaleur (simultanéité)

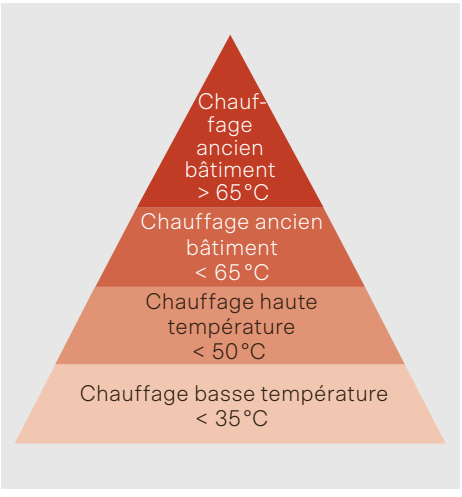


Illustration 7.1: Pyramide des exigences de température des différents systèmes de chauffage. Plus la pyramide est haute, plus la production de chaleur avec la machine frigorifique est exigeante.

Lorsque la chaleur ne peut pas être utilisée immédiatement, il faut envisager un stockage saisonnier, par exemple avec des sondes géothermiques. Ce n'est qu'ensuite que se pose la question de savoir comment la chaleur dégagée par les machines frigorifiques pourra être efficacement évacuée.

La condition préalable la plus importante pour l'exploitation de la chaleur de la machine frigorifique est de connaître les points d'utilisation et de consommation de chaleur à l'intérieur d'un bâtiment. Sur la base de ces informations, une comparaison chaleur-refroidissement est effectuée – les consommateurs de chaleur et de froid sont enregistrés et comparés afin d'établir un bilan sur 24 heures. Il est ainsi possible d'équilibrer les performances et les flux d'énergie et de définir les composants de l'installation. Cette comparaison est expliquée plus en détail au chapitre 7.3.

Les principes d'exploitation de la chaleur des machines frigorifiques sont basés sur l'Illustration 7.2.

L'Illustration 7.2 donne un aperçu des différentes façons d'utiliser la chaleur. La norme SIA 384/4 (2025) présente de manière structurée les réflexions conceptuelles relatives à l'utilisation de la chaleur des machines frigorifiques à l'aide d'un diagramme de flux (voir Illustration 7.3).

Influence de la température de condensation sur l'efficacité économique

Lorsque la température de condensation ne doit pas être augmentée pour l'exploitation de la chaleur, la chaleur de condensation de la machine frigorifique est gratuite. Dans la pratique, cette situation est particulièrement fréquente dans les bâtiments à usage mixte.

Lorsque la température de condensation de l'installation frigorifique doit être augmentée pour l'exploitation de la chaleur, il faut alors de l'énergie. Pour chaque degré d'augmentation de la température, la consommation d'électricité augmente d'environ 2,5 % tout en réduisant la puissance frigorifique d'environ 2 %.

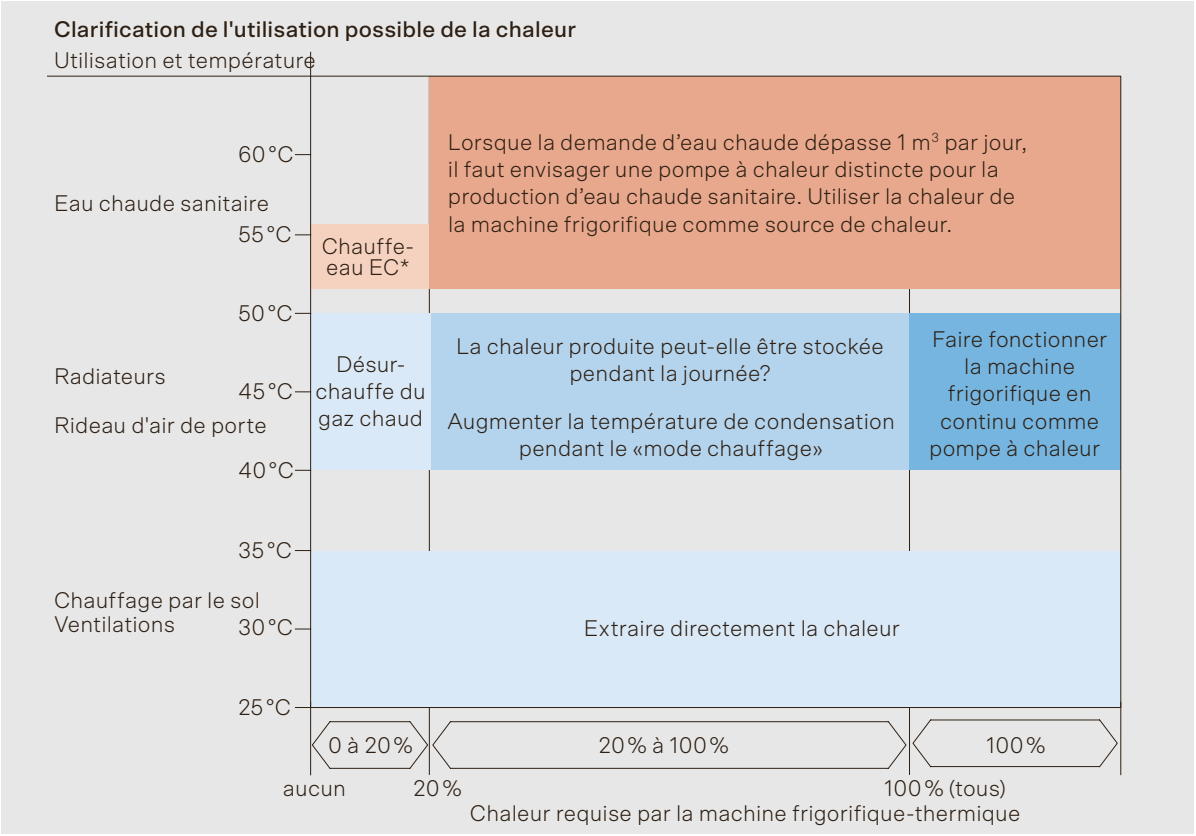
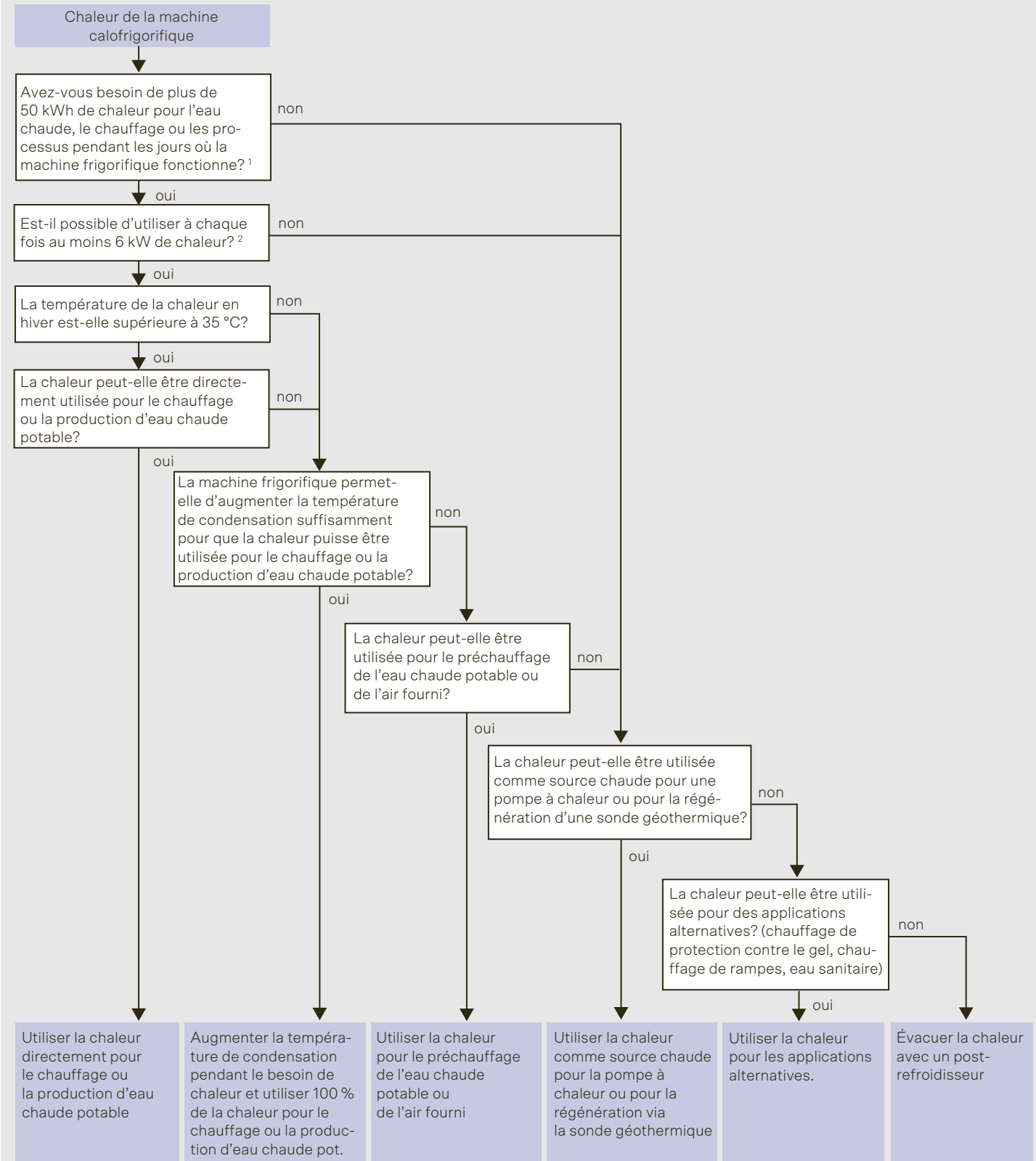


Illustration 7.2: Aperçu des différentes manières d'utiliser la chaleur de la machine frigorifique-thermique pour différents usages.

* Envisager un ou plusieurs chauffe-eau PAC lorsque la consommation d'eau chaude sanitaire est inférieure à 1000 litres par jour.



1 Il est possible de produire 1000 litres d'eau chaude potable (env. 55 °C) avec 50 kWh. Il s'agit là d'une valeur indicative dans la pratique pour la taille minimale d'une installation avec utilisation de la chaleur qui soit économiquement rentable.

2 Une simultanéité entre mise à disposition et utilisation de chaleur est judicieuse pour ne pas surdimensionner l'accumulateur de chaleur. Une simultanéité de près de 8 heures s'est établie comme valeur indicative dans la pratique. Si les 50 kWh doivent être utilisés sur 8 heures par jour, la puissance minimale est alors de 6 kW.

Illustration 7.3: Organigramme de l'utilisation de la chaleur. Source: SIA 384/4 (2025)

Exemple: Lorsque la chaleur est requise à un niveau de température supérieur de 10 K au niveau de condensation effectif, la consommation d'énergie de l'installation frigorifique pour ladite augmentation s'accroit alors de 25 %. Lorsque la chaleur est ainsi entièrement utilisée, l'énergie électrique supplémentaire correspond à un «coefficient de performance» de 4. Dans ce cas, la chaleur n'est pas gratuite, mais elle est beaucoup plus économique (c.-à-d. moins chère) et écologique que la chaleur provenant d'un chauffage à énergie fossile.

Diminuer l'efficacité du refroidissement en augmentant la température de condensation peut améliorer l'efficience globale du bâtiment.

Perte d'efficience «rentable»
Autre exemple: Le besoin de puissance de chauffage d'un bâtiment est de 60 kW en hiver. La machine frigorifique produit 20 kW de froid (5 $kW_{él}$) en fonctionnement à charge partielle. La température de retour du chauffage est de 30 °C. Et le circuit de post-refroidissement fonctionne à 28 °C (température de condensation).

Variante A: Solution conventionnelle
Une chaudière à gaz est installée pour le chauffage et une machine frigorifique pour le refroidissement.

	Chaleur	Électr.	Froid
Chaudière à gaz	60 kW		
Machine frigorifique		5 kW	20 kW
Total	**60 kW**	**5 kW**	**20 kW**

Lorsque l'électricité est pondérée avec un facteur 2 conformément à Minergie, on obtient une puissance totale absorbée de 70 kW (60 kW + 2 fois 5 kW). Sans pondération, cette puissance est de 65 kW (60 kW + 5 kW).

Variante B: Combinaison avec l'augmentation de la température de condensation
Une chaudière à gaz est installée et la chaleur de la machine frigorifique est utilisée. La température de condensation de la machine frigorifique doit être augmentée de 8 K pour atteindre 36 °C (au lieu de 28 °C). Cela détériore l'efficience de la machine frigorifique – elle a besoin d'environ 20% d'énergie électrique en plus (8 fois 2,5 % = 20 %).
Ainsi, au lieu de 5 kW, la machine frigorifique a maintenant besoin de 6 kW d'énergie électrique (puissance de refroidissement de 20 kW) et produit 26 kW de puissance thermique utilisable (20 kW + 6 kW).

	Chaleur	Électr.	Froid
Chaudière à gaz	34 kW		
Machine frigorifique	26 kW	6 kW	20 kW
Total	**60 kW**	**6 kW**	**20 kW**

Lorsque l'électricité est pondérée avec un facteur 2 conformément à Minergie, on obtient une puissance totale absorbée de 46 kW (34 kW + 2 fois 6 kW). Sans pondération, cette puissance est de 40 kW (34 kW + 6 kW).
Le bilan montre que: L'intégration de la chaleur de la machine frigorifique conduit – malgré la perte d'efficience due à l'augmentation de la température de condensation – à une dépense énergétique inférieure de 38 % (sans pondération, avec pondération c'est 33 % de moins).
Lorsque la variante B est considérée uniquement du point de vue du froid, le COP de la machine frigorifique se détériore de 4,0 à 3,3.

$$\text{Variante A: } COP_{Froid} = \frac{(20\ kW_{Froid})}{(5\ kW_{él})} = 4{,}0$$

$$\text{Variante B: } COP_{Froid} = \frac{(20\ kW_{Froid})}{(6\ kW_{él})} = 3{,}3$$

Cependant, la variante B fournit 26 kW supplémentaires de chaleur utilisable. Lorsque l'on répartit la totalité de la consommation électrique (6 kW) de la variante B entre le refroidissement (5 kW) et le chauffage (1 kW), on obtient le résultat suivant:

$$\text{Variante B: } COP_{Froid} = \frac{(20\ kW_{Froid})}{(5\ kW_{él})} = 4{,}0$$

$$\text{Variante B: } COP_{Chaleur} = \frac{(26\ kW_{Chaleur})}{(1\ kW_{él})} = 26$$

L'augmentation de la température de condensation permet donc d'obtenir le même COP_{Froid} de 4,0 et simultanément un COP de 26 (à savoir: produit avec 1 kW d'électricité produit 26 $kW_{Chaleur}$)
Lorsque l'on considère l'ensemble du système de refroidissement et de chauffage, le résultat est un très bon $COP_{Froid + Chaleur}$ de 7,7.

$$COP_{Froid + Chaleur} = \frac{(46\ kW_{Froid + Chaleur})}{(6\ kW_{él})} = 7{,}7$$

Augmentation encore plus importante de la température de condensation

Le niveau auquel la température de condensation peut être élevée dépend d'une part du fluide frigorigène (voir chapitre 3 Principes fondamentaux, point 3.8). D'autre part, il faut également tenir compte des aspects économiques.
Lorsqu'une température de condensation de 60 °C est requise comme dans l'exemple ci-dessus, la machine frigorifique doit fournir une augmentation de température considérable de 32 K (60–28 °C). Cela correspond à une puissance électrique supplémentaire d'environ 80 % (32 K fois 2,5 %).

	Chaleur	Électr.	Froid
Chaudière à gaz	31 kW		
Machine frigorifique	29 kW	9 kW	20 kW
Total	**60 kW**	**9 kW**	**20 kW**

Lorsque l'électricité est pondérée avec un facteur 2 conformément à Minergie, on obtient une puissance totale absorbée de 49 kW (31 kW + 2 fois 9 kW). Sans pondération, cette puissance est de 40 kW (31 kW + 9 kW). Dans ce cas également, le bilan montre une amélioration de l'efficience de 30 % par rapport à une solution sans exploitation de la chaleur.

Important

- L'augmentation de l'efficience globale dans les exemples n'est donnée qu'avec l'exploitation complète de la chaleur de la machine frigorifique.
- La machine frigorifique doit être dotée d'une commande garantissant que la température de condensation n'est relevée que lorsqu'il y a un besoin de chaleur.
- Les températures de chauffage doivent être définies aussi basses que possible.

Utilisation de la chaleur pour l'eau chaude sanitaire

L'eau chaude sanitaire est nécessaire dans presque tous les bâtiments. Dans les immeubles de bureaux, le besoin en eau chaude est généralement si faible que l'intégration d'une récupération de chaleur n'est pas rentable. Cependant, dès que la demande d'eau chaude sanitaire dépasse 1 m^3 par jour, il faut envisager d'utiliser au moins un désurchauffeur de gaz chaud pour préchauffer l'eau chaude sanitaire (voir Illustration 7.10 Désurchauffage de gaz chaud).

Lorsque la demande d'eau chaude sanitaire est faible, on peut utiliser une pompe à chaleur (PAC) pour l'eau chaude sanitaire. Elle a deux effets positifs. Tout d'abord, elle refroidit la salle des machines en soutirant la chaleur de la pièce. Ensuite, le besoin d'eau chaude sanitaire ne doit pas nécessairement coïncider dans le temps avec le besoin de chaleur.

Lors de l'installation du chauffe-eau-PAC avec des fluides frigorigènes de classe A3, les exigences de sécurité doivent être respectées (version ATEX). Cela concerne en particulier l'installation dans une centrale frigorifique dans laquelle se trouve une machine frigorifique avec des fluides frigorigènes A3.

Illustration 7.4: La pompe à chaleur pour eau chaude sanitaire extrait la chaleur de la pièce et l'utilise pour chauffer l'eau chaude sanitaire. Source: CTA

Le Groupement professionnel suisse pour les pompes à chaleur (GSP) tient une liste des chauffe-eau pompes à chaleur (chauffe-eau pompes à chaleur) certifiées GSP. Pour être inclus dans la liste, les produits doivent répondre aux exigences techniques du GSP (www.fws.ch).

Dégagement de chaleur vers le chauffage et l'aéroréfrigérant

La régulation de la machine frigorifique comprend non seulement la charge de l'accumulateur de froid mais aussi la charge de l'accumulateur de chauffage. Elle a lieu lorsqu'il y a une demande réelle de chaleur.

Pour que la machine frigorifique puisse assurer ses fonctions, la gestion de l'accumulateur (refroidissement et chauffage) doit être contrôlée par celle-ci. Elle-même est alors uniquement commandée par les exigences de chaleur et de température du chauffage.

Afin de toujours utiliser pleinement la chaleur de machine frigorifique, celle-ci doit être évacuée directement dans l'accumulateur de chauffage. Lorsque l'accumulateur thermique est chargé, la chaleur excédentaire est évacuée par post-refroidissement. Dans ce cas, post-refroidissement est ajouté comme un «consommateur de chaleur».

En mode post-refroidissement, la température de l'aéroréfrigérant dans la machine frigorifique (température d'entrée du condenseur) doit toujours être aussi basse que possible. La régulation doit garantir que les températures suivent la température extérieure.

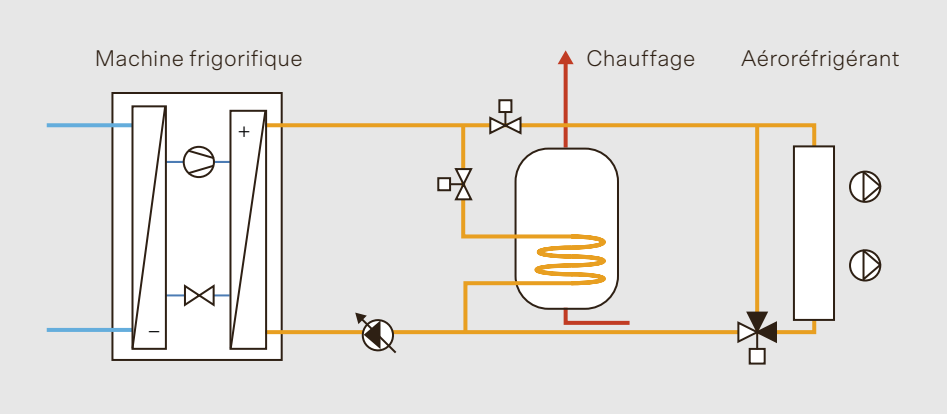


Illustration 7.5: Intégration indirecte du chauffage via un accumulateur thermique et avec un circuit d'eau glycolée. Attention: L'échangeur de chaleur multitubulaire interne ne peut être utilisé que jusqu'à une puissance d'environ 20 kW. De plus, ses valeurs de transfert thermique sont plutôt médiocres (ΔT 5 à 10 K).

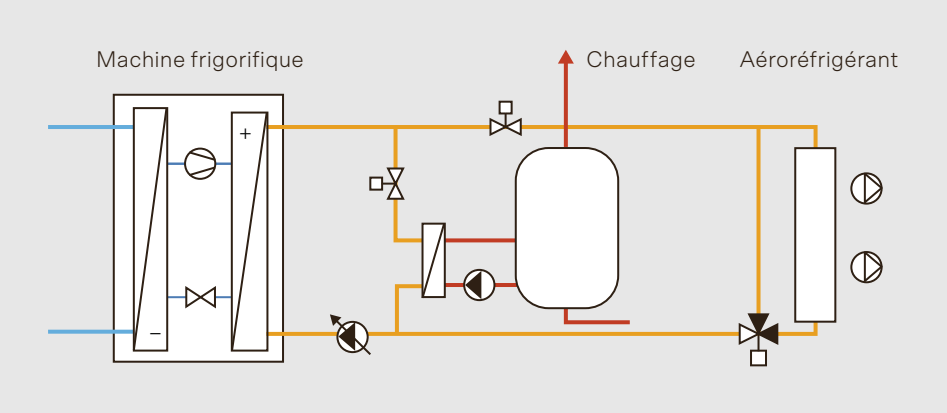


Illustration 7.6: Intégration indirecte du chauffage via un accumulateur thermique et avec un circuit d'eau glycolée. L'échangeur de chaleur à plaques externe nécessite une pompe supplémentaire. En revanche, il peut être utilisé pour n'importe quelle puissance et présente de bonnes valeurs de transfert thermique (ΔT 2 K).

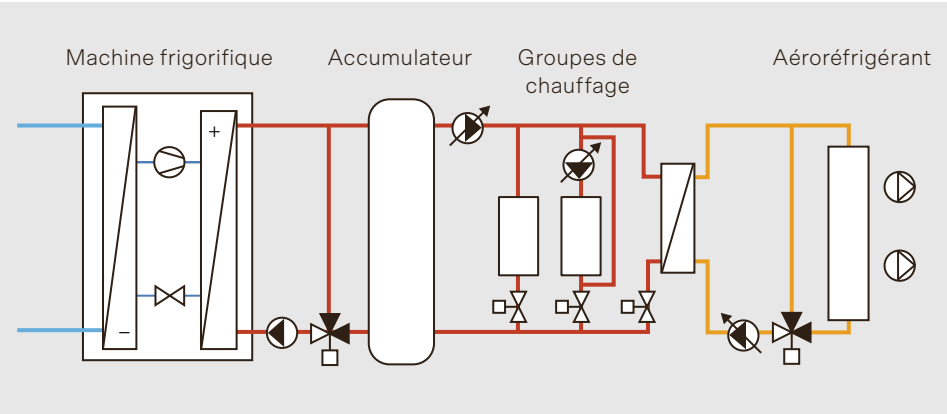


Illustration 7.7: Intégration directe du chauffage via un accumulateur thermique. l'aéroréfrigérant est intégré à un échangeur de chaleur comme un groupe de chauffage. Le circuit de refroidissement est rempli d'eau glycolée afin que l'eau ne gèle pas en hiver.

Production frigorifique compacte montée sur la toiture

Les productions frigorifiques compactes montées sur la toiture (appelés unités, roof-top) présentent un avantage important: grâce à leur conception compacte, ils nécessitent peu d'espace car le circuit de post-refroidissement et la commande sont intégrés.

Il convient de noter que les raccords d'eau glacée et de chauffage mènent à l'extérieur et doivent être protégés en conséquence contre le gel. La protection contre le gel est judicieusement assurée par des mélanges eau-glycol et non par des rubans chauffants électriques.

Dans le bâtiment, le réseau de conduites avec le mélange eau-glycol doit être le plus court possible (fuites, interventions etc.). Pour cette raison, l'échangeur de chaleur (séparation du système d'eau et du système eau-glycol) devrait idéalement être placé dans la zone chaude, directement à l'endroit où les conduites entrent dans le bâtiment.

Les systèmes installés sur le toit constituent une bonne solution lorsque les exigences de sécurité dans le bâtiment ne peuvent être respectées avec des fluides frigorigènes naturels inflammables tels que le propane ou l'isobutane. Il est important que l'installation respecte les valeurs acoustiques prescrites et que l'accessibilité pour les opérations de maintenance et de réparations soit garantie.

Avantages

- Bonne solution pour les installations utilisant des fluides frigorigènes hautement inflammables (par exemple R290)
- Unité compacte sur la toiture (condensation directe avec régulation)
- La réfrigération et la condensation directe ont des coûts d'investissement très bas
- Faibles coûts d'exploitation et de maintenance
- Gain d'espace dans le bâtiment
- Les modèles actuels sont déjà pour la plupart dotés d'un circuit de free-cooling intégré.

Inconvénients

- Souvent, un acheminement plus complexe pour l'utilisation de la chaleur
- Protection des raccords d'eau contre le gel
- Niveaux de bruit plus élevés que les aéroréfrigérants seuls
- Les coûts des travaux doivent être pris en compte dans l'emplacement de l'unité de refroidissement et l'aménagement induit du bâtiment.

Illustration 7.8: Refroidisseur compact installé directement sur la toiture. Illustration: CTA

7.2 Exploitation directe de la chaleur

Lorsque le planificateur a décidé par principe d'exploiter la chaleur de la machine frigorifique, les conditions préalables doivent être étudiées dans la planification spécifique au projet. Il faut veiller tout particulièrement à ce que la chaleur de la machine frigorifique et les consommateurs de chaleur soient techniquement proches les uns des autres et que les systèmes se complètent. La proximité technique par un raccordement de conduites aisé répond au critère de rentabilité et donc à l'une des exigences les plus importantes en matière de planification.

Différents niveaux de température
Lorsqu'un bâtiment nécessite différents niveaux de température, ils doivent être individualisés sur le plan hydraulique. La répartition se fait par le biais de groupes de consommateurs indépendants et d'un approvisionnement correspondant à partir des accumulateurs de température respectifs.

Exploitation de la chaleur provenant de la désurchauffe des gaz chauds
Comme son nom l'indique, la désurchauffe des gaz chauds est le niveau de température le plus élevé du processus de refroidissement pouvant être découplé. Lors du découplage du processus de froid, seule la chaleur sensible contenue dans le fluide frigorigène gazeux est utilisée. La température du gaz chaud utilisable dépend du fluide frigorigène, de la température d'évaporation et de condensation et de la puissance de la machine frigorifique. Il convient de noter: en fonctionnement à charge partielle, la température des gaz chauds diminue.

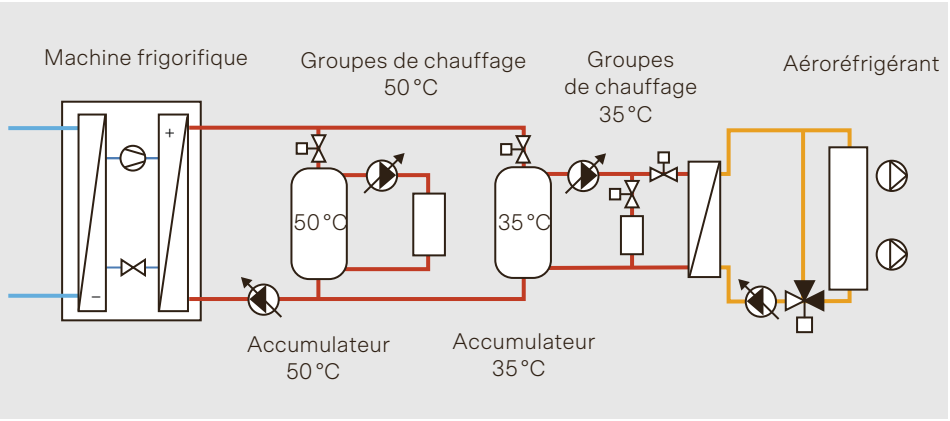


Illustration 7.9:
La machine frigorifique charge un accumulateur thermique à 50 °C et un autre à 35 °C. Lorsqu'un accumulateur thermique signale une demande, la température de condensation de la machine frigorifique est portée au niveau de température correspondant. Cela permet de toujours atteindre une efficacité maximale. Les différents consommateurs ou groupes de consommateurs tirent la chaleur de l'accumulateur respectif en fonction de la demande de température.

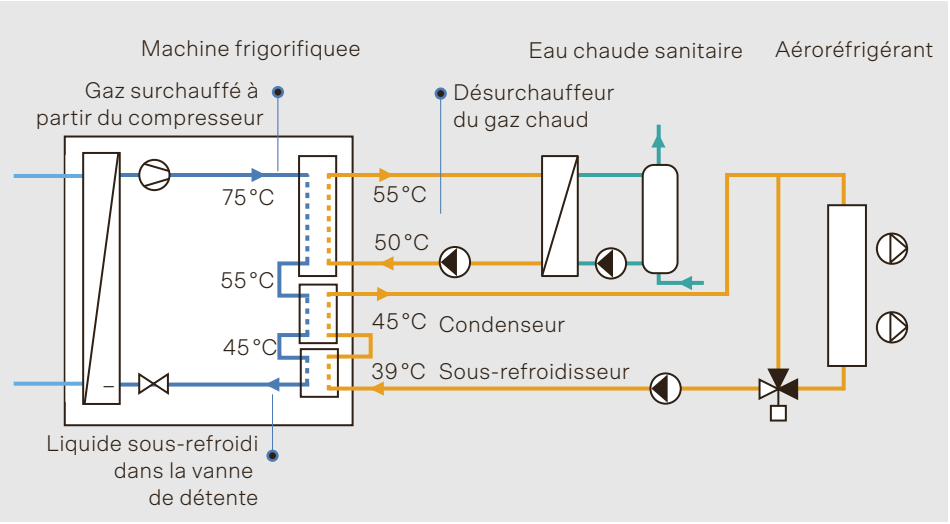


Illustration 7.10:
10 à 20 % de la puissance du condenseur peuvent être extraits par le gaz chaud. Celui-ci a une température utile plus élevée et constitue donc une source de chaleur intéressante pour chauffer l'eau sanitaire.

Les gaz chauds ont une température comprise entre 40 et 100 °C, selon le fluide frigorigène. La température des gaz chauds est toujours supérieure à la température de condensation et atteint des valeurs très élevées lorsque les températures de condensation sont hautes et les rapports de pression du compresseur importants.
À titre indicatif, on peut supposer que la température minimale des gaz chauds est de 10 à 15 K supérieure à la température de condensation. Avec un désurchauffeur de gaz chauds, il est possible de réduire la puissance du condenseur de 10 à 20 % .
La désurchauffe des gaz chauds est une option secondaire du point de vue du processus de froid. Le processus fonctionne également lorsque le désurchauffeur n'est pas exploité. Dans ce cas, la chaleur est simplement évacuée par le condenseur.
Les températures de chaleur relativement élevées pendant la désurchauffe des gaz chauds peuvent être utilisées sans avoir d'impact négatif sur l'efficience du processus de refroidissement ou l'efficacité énergétique de la machine frigorifique. Lorsque la chaleur est exploitée, elle n'a pas besoin d'être fournie par une autre source d'énergie (p. ex. le chauffage au mazout). Cela améliore l'efficience globale du bâtiment.

Utilisation de la chaleur dans une installation frigorifique au CO_2

Les installations frigorifiques au CO_2 fonctionnent à des pressions nettement plus élevées que les installations utilisant des fluides frigorigènes classiques. De plus, le CO_2 se trouve dans la plage haute pression à l'état supercritique. Le fluide frigorigène n'est alors ni un gaz ni un liquide classique, mais présente les propriétés des deux phases. Il n'y a donc plus de liquéfaction définie, mais le CO_2 supercritique est simplement refroidi. C'est pourquoi l'échangeur de chaleur dans les installations au CO_2 est appelé refroidisseur de gaz et non condenseur. Comme il n'y a pas de condensat dans le refroidisseur de gaz, sa conception est spécialement adaptée aux propriétés du fluide frigorigène CO_2.
Après le compresseur, le CO_2 comprimé est généralement acheminé vers un désurchauffeur du gaz chaud, un échangeur de chaleur à température moyenne, puis vers le refroidisseur de gaz (Illustration 7.11).

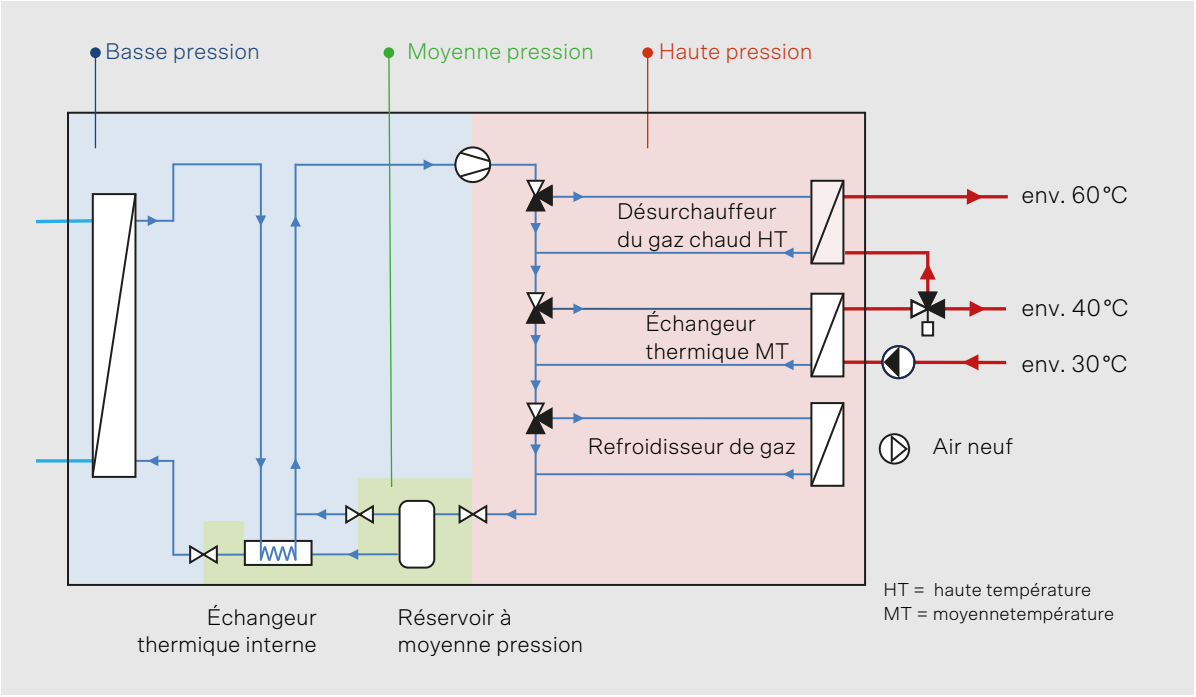


Illustration 7.11: Utilisation de la chaleur dans une installation frigorifique à CO_2 à un étage.

La majeure partie de la chaleur utilisable est extraite dans l'échangeur de chaleur à température moyenne à environ 40 °C. Le désurchauffeur du gaz chaud permet en outre de produire de l'eau chaude à des températures supérieures à 60 °C. Le refroidisseur de gaz veille à ce que la chaleur excédentaire soit évacuée de manière fiable vers l'environnement pendant les périodes sans besoin de chaleur et à ce que la température de retour reste aussi basse que possible.
La température de retour est un facteur décisif pour l'efficacité et la performance d'une installation frigorifique au CO_2. Elle devrait idéalement être inférieure à 35 °C. Une température de retour basse améliore l'efficacité énergétique globale. Après le refroidisseur de gaz, la haute pression du CO_2 est réduite à une pres-

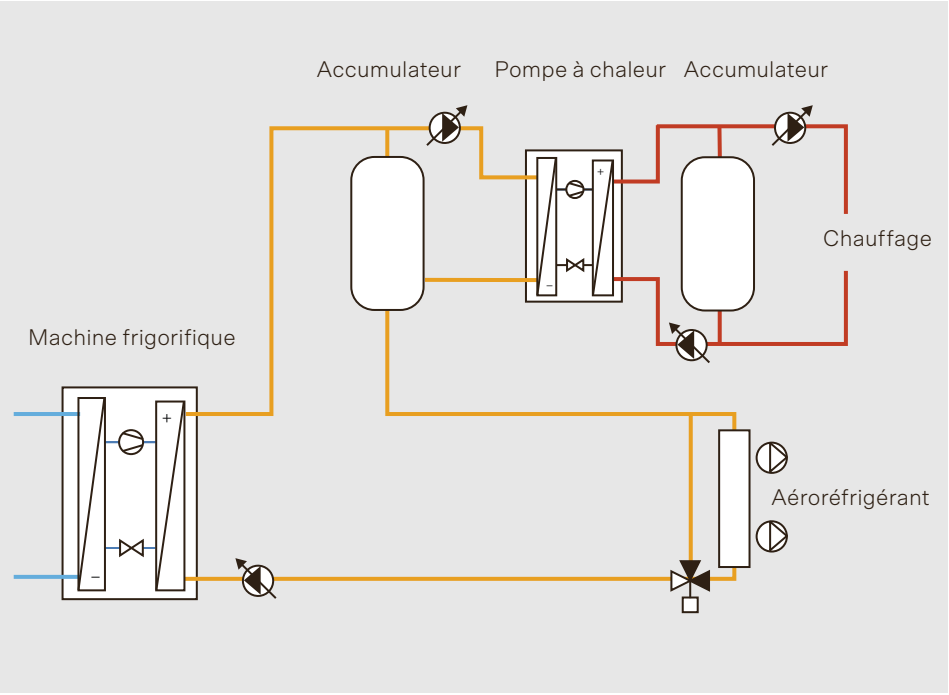


Illustration 7.12:
Lorsque seule une petite partie de la chaleur de la machine frigorifique est nécessaire pour le chauffage, il n'est souvent pas utile de faire fonctionner la machine jusqu'à une température de condensation plus élevée, car cela entraînerait un apport de chaleur beaucoup trop important pendant une courte période. Dans ce cas, une petite pompe à chaleur peut fournir la chaleur de manière très efficace.

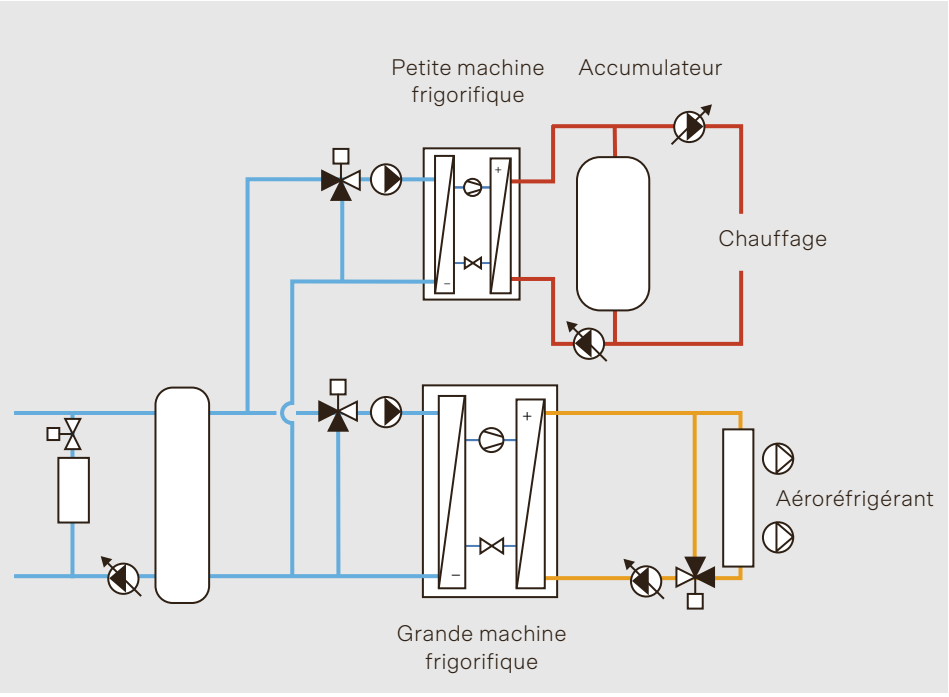


Illustration 7.13:
Une petite machine frigorifique prend en charge la production de chaleur. En outre, elle décharge la grande machine lorsque la demande de froid est faible.

sion moyenne par une soupape de régulation haute pression. Le CO_2 se refroidit et se liquéfie partiellement. Cette étape de pression moyenne amène le fluide frigorigène à un niveau de pression approprié avant qu'il ne soit acheminé vers l'évaporateur.
Le CO_2 parvient ensuite dans le réservoir à moyenne pression (également appelé collecteur de liquide), dans lequel s'accumulent le CO_2 liquide et gazeux. Le flux se stabilise, ce qui permet aux deux phases de se séparer. Le CO_2 liquide est acheminé depuis la partie inférieure du réservoir vers l'évaporateur, où il absorbe la chaleur et s'évapore complètement. Le gaz flash situé dans la partie supérieure se mélange au CO_2 évaporé après l'évaporateur, puis retourne vers le compresseur.

Découplage des systèmes
Dans certains cas, l'utilisation indirecte de la chaleur de la machine frigorifique doit être pilotée. C'est le cas lorsque cette chaleur est engendrée avec un décalage par rapport au besoin de chaleur du bâtiment ou lorsque seule une fraction peut être utilisée pour le chauffage. Dans ces cas, une solution rentable et efficiente peut être trouvée avec une petite pompe à chaleur – utilisant la chaleur de la machine frigorifique comme source (voir également l'Illustration 7.4 Pompe à chaleur pour eau chaude sanitaire). Une temporisation peut être couplée avec un accumulateur de chaleur (voir chapitre Accumulateur).

Remarque: Dans l'Illustration 7.12, le fluide caloporteur est un réseau de glycol qui ne gèle pas dans l'aéroréfrigérant en hiver. Le glycol a aussi son prix et un remplissage peut rapidement coûter plusieurs milliers de francs. À cet égard, il faut toujours vérifier si l'aéroréfrigérant peut être intégré à une séparation supplémentaire du système (échangeur de chaleur à plaques) et ainsi réduire le volume du circuit de glycol. Les économies de glycol peuvent être supérieures aux coûts supplémentaires de l'échangeur de chaleur à plaques.
Une autre solution consiste à intégrer à la production de froid une petite machine frigorifique (MF_{petit}) fournissant la chaleur sous forme de pompe à chaleur, même si elle ne peut à elle seule garantir une production fiable (Illustration 7.13). La petite pompe à chaleur produisant du froid est cependant très efficiente en termes de fonctionnement et d'intégration et évite à la grande machine frigorifique (MF_{grand}) de nombreux démarrages et arrêts, en particulier dans la plage de puissance basse. Ainsi, la petite machine frigorifique, avec ses faibles coûts d'exploitation, augmente également la durée de vie de la machine frigorifique principale. Toutefois, cette solution techniquement bonne entraîne des coûts d'investissement un peu plus élevés.

7.3 Accumulateur thermique à court terme (jour-nuit)

Le guide «SICC 2002-1F Accumulateurs de chaleur à eau» fournit une très bonne base pour la conception détaillée du stockage dans l'eau; il est recommandé de le consulter.
Un accumulateur doit avoir un volume d'alimentation minimum de 40 litres par kW de puissance frigorifique, tant du côté du froid que chaud. Et l'accumulateur de chaleur doit avoir un volume au moins 1,5 fois supérieur à celui du froid.
Lorsque l'accumulateur de chaleur doit être utilisé pour décaler la consommation d'énergie du jour vers la nuit, il doit être aussi grand que possible.

Utiliser le bâtiment comme accumulateur de masse

Le stockage d'énergie utilisant de l'eau avec un faible écart de température – comme c'est le cas dans le processus frigorifique – nécessite de grandes capacités de stockage. Lorsque des quantités importantes d'énergie doivent être stockées, le bâtiment peut servir d'accumulateur de masse. Dans ce cas, la température de départ des systèmes de dégagement de chaleur sans régulation de volume (p. ex. les TABS, les chauffages par le sol autorégulants) est un peu plus élevée pendant la journée. Pendant les heures nocturnes, le bâtiment se refroidit à nouveau naturellement.
Ce procédé nécessite des composants thermoactifs (TABS ou chauffages par le sol autorégulateurs). Ceux-ci refroidissent ou chauffent une grande masse (plafond en béton). Cette grande masse a un effet d'amortissement et permet un dégagement de chaleur temporisé. Cet effet est particulièrement important à l'entre-saison – chauffage le matin, refroidissement l'après-midi. Ce décalage nécessite également un système de gestion du bâtiment qui règle les températures en conséquence.

Bilan journalier

Pour les machines frigorifiques fonctionnant toute l'année, on établit un bilan journalier. Cela permet de comparer le besoin de chaleur et la demande de refroidissement tout au long de la journée. À partir de là, on peut voir les puissances horaires et les énergies. Le résultat est une représentation graphique du besoin de chauffage et de refroidissement.
Cette simple observation statique doit être faite pour les deux états de fonctionnement (besoin de chauffage et de refroidissement) à trois températures extérieures différentes (12, 22 et 32 °C).

Comportement en charge partielle

Un profil de charge partielle peut être établi sur la base des heures pendant lesquelles la machine frigorifique n'est pas exploitée à 100 %. Lorsqu'une machine frigorifique à deux niveaux de puissance (50 ou 100 %) est exploitée, les heures de mise en marche et d'arrêt de la machine sont connues.
Cette observation montre que pour une production et un rendement énergétique optimaux, les machines frigorifiques devraient idéalement être équipées d'une régulation continue de la puissance de 20 à 100 %.

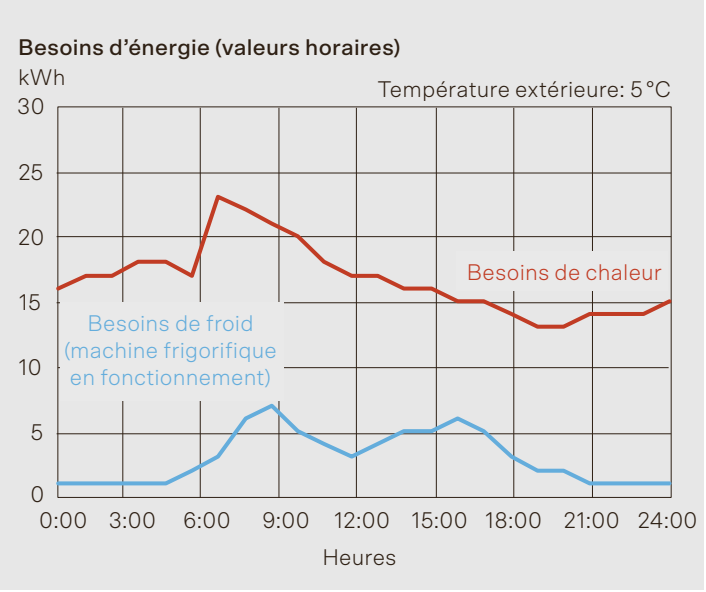


Illustration 7.14: Valeurs horaires du fonctionnement du chauffage et du refroidissement d'un bâtiment et d'une machine frigorifique au cours de la journée.

7.4 Stockage saisonnier de la chaleur

Le sol est le meilleur endroit pour stocker de grandes quantités d'énergie thermique, notamment durant les périodes d'entre-saison. Non seulement la chaleur peut être extraite du sol, mais elle peut aussi être exploitée directement pour le refroidissement. En outre, l'énergie thermique excédentaire de l'été peut être stockée temporairement, puis prélevée en hiver. Un autre avantage est que cette unité de stockage ne nécessite pas d'espace (coûteux) dans le bâtiment.

La régénération du sol est nécessaire

Le sol est exploité à l'aide de sondes géothermiques. Lorsqu'on lui ajoute de la chaleur, on parle de régénération du sol. Cela permet de doubler le rendement, car l'extraction de chaleur pour le fonctionnement des pompes à chaleur commence à une température de sortie plus élevée. En plus d'une exploitation tout au long de l'année, l'accumulateur à refroidissement par sondes géothermiques présente un avantage pour le fonctionnement du chauffage. L'accent est mis sur la réduction des coûts d'exploitation, car avec le refroidissement par sondes géothermiques, la machine frigorifique peut fournir l'«énergie frigorifique» en fonctionnant moins longtemps. L'efficience est encore augmentée grâce à un meilleur COP (coefficient de performance) de la machine et de la pompe à chaleur.

Grâce à la régénération, il est possible d'installer des sondes géothermiques plus petites (resp. leurs champs). Une simulation de l'exploitation sur 50 ans doit prouver que la température moyenne du sol ne descend pas en dessous de –1,5 °C pendant l'extraction et l'apport de chaleur (voir SIA 384/6).

Il convient de noter que les sondes géothermiques ne peuvent pas fonctionner avec n'importe quelles températures d'entrée. Pour le mode refroidissement, il faut respecter les exigences de température des cantons, de la commune et les spécifications du fournisseur des sondes géothermiques relatives aux propriétés des matériaux.

Afin de protéger les sondes géothermiques et d'éviter le dessèchement du sol, il convient de les faire fonctionner à 40 °C maximum. L'autorisation d'exploitation du sol peut stipuler une température d'entrée inférieure. Cela dépend de l'occurrence respective des eaux souterraines.

Régénération du sol lors de températures élevées

Les températures nettement supérieures à 12 °C sont propices à la régénération (l'énergie est libérée dans le sol). La différence avec un accumulateur classique est que la chaleur est extraite à un niveau de température nettement

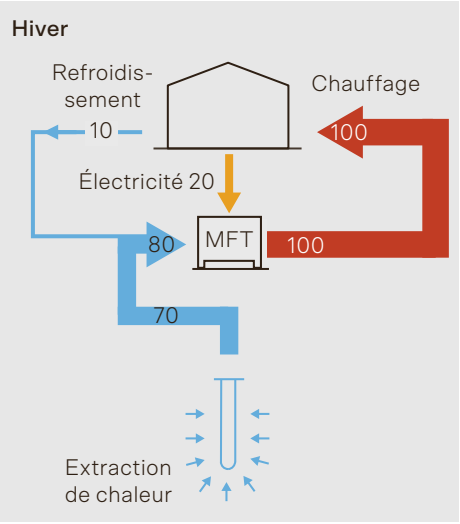


Illustration 7.15: Mode hiver. 70 unités d'énergie sont extraites du sol, 10 proviennent du refroidissement des bâtiments. Avec la machine frigorifique-thermique, 100 unités d'énergie de chauffage sont ainsi engendrées.

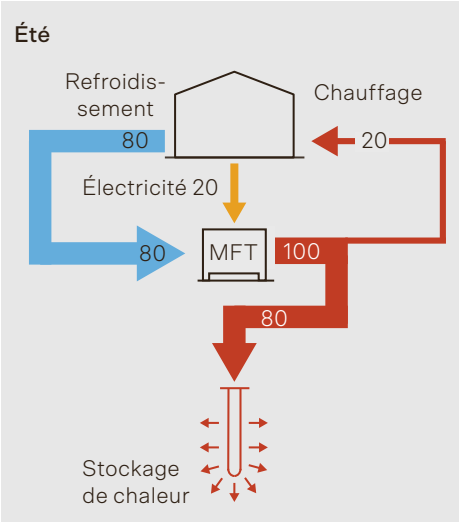


Illustration 7.16: Mode été. 80 unités d'énergie sont extraites du bâtiment (refroidissement du bâtiment). À partir de la machine frigorifique-thermique, 80 unités de chaleur sont stockées dans le sol et 20 unités sont nécessaires pour le chauffage et l'eau chaude.

inférieur à celui du stockage initial. Lorsque la chaleur est stockée à 25 °C, la température de retour sera toujours d'environ 15 °C. Cela signifie que l'énergie de l'accumulateur terrestre ne peut être utilisée directement pour le chauffage. Une pompe à chaleur est alors nécessaire pour cela.

7.5 Évacuation directe de la chaleur

Les systèmes évacuant les charges thermiques directement et sans machine frigorifique sont groupés sous le terme de «free-cooling».

- **Free-cooling:** Refroidir avec l'air neuf
- **Géo-cooling:** Refroidissement en utilisant le sol, p. ex. avec des sondes géothermiques ou les eaux souterraines.
- **Aqua-cooling:** Refroidissement avec de l'eau de surface naturelle comme l'eau d'un lac ou d'une rivière

Free-cooling

Le free-cooling avec l'air neuf peut contribuer au refroidissement de la pièce pendant les heures les plus fraîches de la nuit (températures inférieures à 18 °C généralement entre 24h00 et 6h00). On distingue trois types de refroidissement naturel:

1. Free-Cooling passif: refroidissement à l'aide de l'air extérieur qui pénètre dans la pièce par les fenêtres ouvertes.
2. Free-Cooling actif à l'aide de l'air extérieur: refroidissement à l'aide de l'air extérieur qui est acheminé par le système de ventilation (ventilateurs en marche).
3. Free cooling actif avec de l'eau glacée: refroidissement via un fluide frigorigène refroidi dans l'aéroréfrigérant par l'air neuf, sans utilisation d'une machine frigorifique (seules les pompes sont en service). L'eau glacée peut également être obtenue directement à partir d'une sonde géothermique (géo-refroidissement) ou de l'eau souterraine, lacustre ou fluviale (aqua-refroidissement).

En été, le bâtiment doit toujours être refroidi naturellement la nuit, c'est-à-dire avec le free-cooling passif. Le refroidissement nocturne ne peut toutefois pas évacuer la totalité de l'apport de chaleur de la journée dans le court laps de temps à disposition. Pendant les heures de nuit, l'inertie de la masse, associée aux faibles différences de température entre l'intérieur et l'extérieur, agit «trop lentement», de sorte que le pré-refroidissement de jour ne pourrait être obtenu qu'avec de grands débits d'air et de l'«air froid». En outre, il y a toujours des nuits tropicales avec des températures extérieures supérieures à 20 °C, pouvant perdurer plusieurs jours ou semaines, comme lors des étés 2003, 2015 et 2018.
Chaque installation de ventilation permet le Free-Cooling actif avec air neuf pendant la saison froide, lorsque les températures extérieures sont inférieures à 18 °C, car de l'«air neuf frais» peut toujours être soufflé dans les pièces. Le free-cooling actif avec eau glacée convient aux systèmes dont la température de départ de l'eau de refroidissement est supérieure à 18 °C. En effet, le free-cooling a également des limites (économiques).
Selon une étude réalisée en 2018 par la Haute école spécialisée des sciences appliquées de Zurich (ZHAW)[1], le free-cooling par l'air n'a de sens et n'est économique que pour des températures de départ des consommateurs supérieures à 18 °C ou pour des charges thermiques très élevées tout au long de l'année, comme les salles de serveurs (voir également chapitre 8.8).

1 «Free Cooling – Les solutions ingénieuses ont besoin de jugeote», 2018

7.6 Post-refroidissement: évacuation indirecte de la chaleur

Valeur de dimensionnement et lieu d'installation

Lorsque la chaleur de la machine frigorifique ne peut être exploitée, elle doit être évacuée. Lorsque la chaleur est évacuée dans l'air extérieur, on parle de «post-refroidissement».

Le sous-refroidissement est dimensionné conformément aux données climatiques de la norme SIA 2028. Les aéroréfrigérants du Plateau suisse sont généralement dimensionnés pour une température extérieure de 32,6 °C (correspondant à Zurich-Kloten). Dans la pratique, on se base aujourd'hui souvent sur une température extérieure supérieure de 2 à 5 °C aux valeurs publiées dans la norme SIA 2028. Cela permet d'une part de tenir compte des changements climatiques et d'autre part, l'expérience montre que les températures sur les toits sont légèrement plus élevées que celles relevées dans les stations de mesure. À cette température, l'aéroréfrigérant sec doit fournir la puissance garantie par le fabricant.

Important: La température de dimensionnement n'est pas la température maximale qui se produit, mais celle à laquelle la puissance frigorifique doit être garantie.

Les aéroréfrigérants ne sont donc pas dimensionnés pour des pics de température ne se produisant que quelques heures par an. En outre, ce n'est pas la température extérieure qui est déterminante pour l'aéroréfrigérant, mais la température effective de l'air d'aspiration. Cela dépend de l'emplacement de l'installation de l'aéroréfrigérant. En effet, différents facteurs peuvent augmenter la température ambiante:

- Rayonnement solaire direct
- Surfaces sombres dans les environs (sol, murs)
- Accumulation de chaleur dans des niches protégées du vent

La recirculation indésirable de l'air ou les courts-circuits d'air («points chauds») dans l'aéroréfrigérant sont également problématiques. Dans ce cas, l'air chaud soufflé vers l'extérieur n'est pas évacué, mais à nouveau aspiré. Cela entraîne d'importantes pertes de puissance car la température de l'air d'aspiration est trop élevée.

Les recirculations ne sont souvent détectées que lorsque l'installation frigorifique ne fonctionne plus en été parce que les températures de sous-refroidissement sont trop élevées, même lorsque la température extérieure est «fraîche».

Illustration 7.17: Aéroréfrigérant sec sur la toiture. Source: CTA

Illustration 7.18: Aéroréfrigérants hybrides. Source: Jaeggi Hybridtechnologie AG

Illustration 7.19: Aéroréfrigérants hybrides. Source: Jaeggi Hybridtechnologie AG

L'été caniculaire 2003 a révélé des déficits

Au cours de l'été 2003, les températures extérieures avaient atteint plus de 35 °C pendant plusieurs semaines, voire plus de 40 °C dans certains cas. À cette occasion, il était apparu que les planificateurs avaient accordé trop peu d'attention aux influences de l'emplacement de nombreux aéroréfrigérants. En raison de choix maladroits, des températures d'aspiration avaient même atteint 50 °C. Comme la température de condensation de nombreuses machines frigorifiques est limitée à un maximum de 45 à 50 °C, elles avaient été déclenchées automatiquement.

L'arrêt de ces installations de climatisation avait alors provoqué une «défaillance totale» du refroidissement du bâtiment. C'est une preuve notable qu'une température d'aspiration trop élevée peut non seulement réduire la puissance de l'installation frigorifique, mais aussi la mettre hors service.

Types d'aéroréfrigérants

Les aéroréfrigérants sont répartis en modèles «secs», «humides» (par évaporation) et en combinaison de ces deux modèles, les aéroréfrigérants dits hybrides. Les conceptions détaillées des différents aéroréfrigérants se trouvent dans la directive «SICC 2003-3 Post-refroidissement (aérorefroidisseurs)».

Aéroréfrigérant sec

Dans l'aéroréfrigérant sec, la chaleur est évacuée directement dans l'environnement par des ventilateurs et des échangeurs de chaleur. Le processus de refroidissement ne nécessite pas d'eau et la température de sortie dépend de la température d'aspiration.

Plus l'air circule rapidement dans l'aéroréfrigérant sec, plus il est bruyant. Lorsque le bruit dépasse les limites admissibles, la surface de refroidissement doit être agrandie ce qui réduit le débit et la vitesse de l'air et donc le niveau de bruit.

L'aéroréfrigérant sec a un haut niveau de fiabilité opérationnelle car il fonctionne uniquement avec des ventilateurs. Il est également très rentable en termes de maintenance et d'entretien.

Pour la nuit, il doit disposer du «mode silencieux» permettant de faire fonctionner l'appareil avec des vitesses de ventilation plus faibles.

Aéroréfrigérant par évaporation (tour de refroidissement humide)

Les aéroréfrigérants par évaporation sont également appelés «tours de refroidissement humides». Dans le modèle «ouvert», l'eau de refroidissement provenant de la machine frigorifique est injectée directement dans le flux d'air de l'aéroréfrigérant. Le résultat est un mélange air-eau (humidification). D'une part, le mélange est refroidi par le flux d'air. D'autre part, l'humidification par eau permet un refroidissement adiabatique, dans lequel une partie de l'eau s'évapore. L'énergie thermique de l'eau est ainsi extraite et l'air humidifié peut être refroidi en dessous de la température ambiante. Simultanément, l'air sortant de l'aéroréfrigérant par évaporation est humidifié à 100 % (saturé), et l'eau lave les particules de saleté présentes dans l'air («lavage de l'air»). Il ne reste alors plus que l'eau polluée (voir aussi SWKI RE200-02).

Puissance de sous-refroidissement

La puissance de sous-refroidissement d'un aéroréfrigérant par évaporation dépend donc de la température d'aspiration et de l'humidité relative de l'air extérieur. En cas d'humidité de l'air élevée, la puissance diminue et la température de refroidissement augmente. Sous nos latitudes, ce n'est le cas qu'avant un orage.

Très efficient

Les aéroréfrigérants à évaporation ouverts ont une performance élevée. Les températures de refroidissement sont inférieures de plusieurs degrés Kelvin à celles d'un aéroréfrigérant sec et fonctionnent de manière fiable même à des températures très élevées. Ils sont donc très efficients. En outre, ils ont une compacité jusqu'à dix fois supérieure à celle

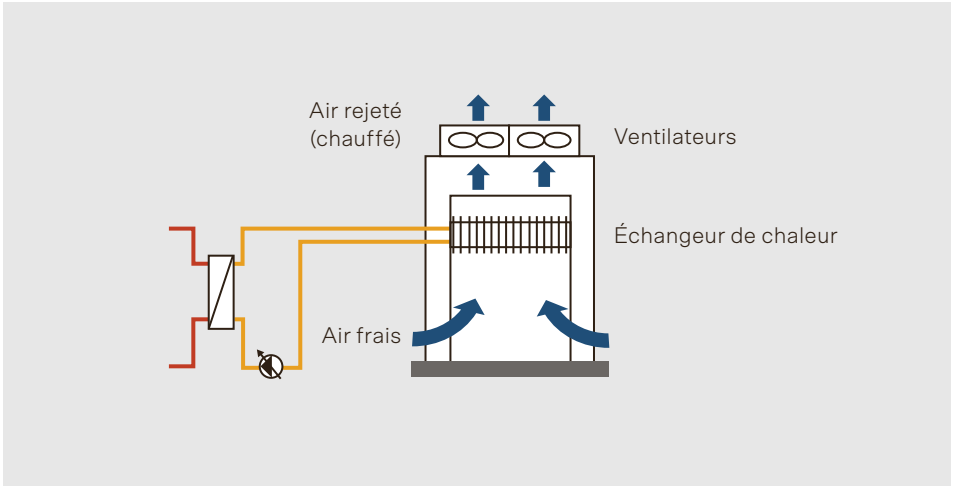


Illustration 7.20:
Aéroréfrigérant sec.

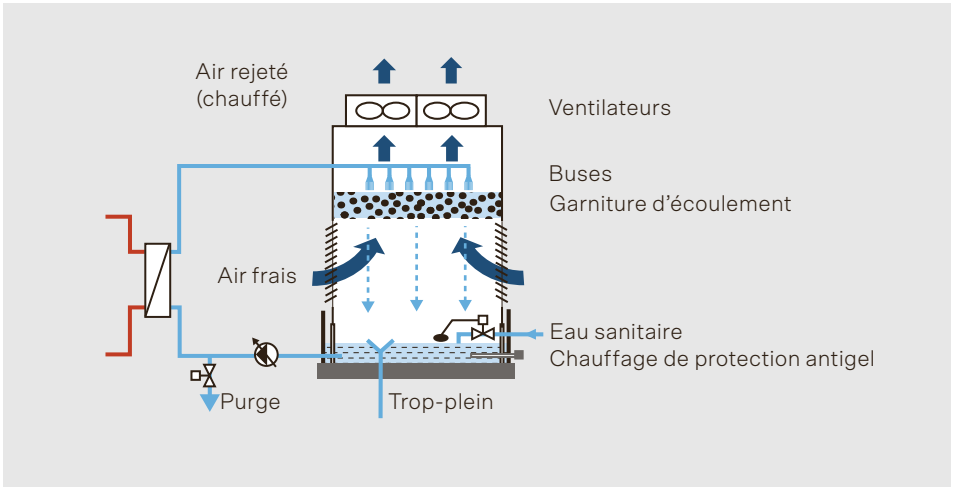


Illustration 7.21:
Aéroréfrigérant par
évaporation ouvert
avec garniture
d'écoulement.

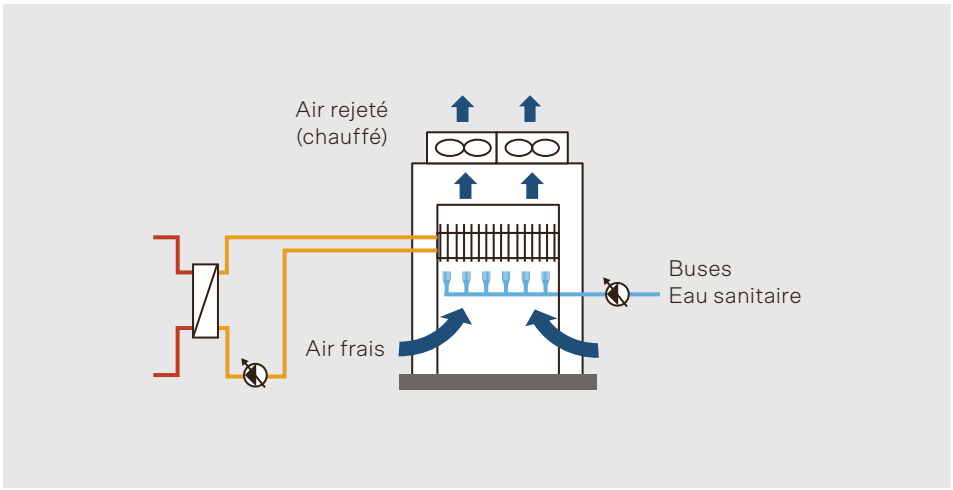


Illustration 7.22:
Aéroréfrigérant par
évaporation fermé
avec pulvérisation
d'eau par le bas.

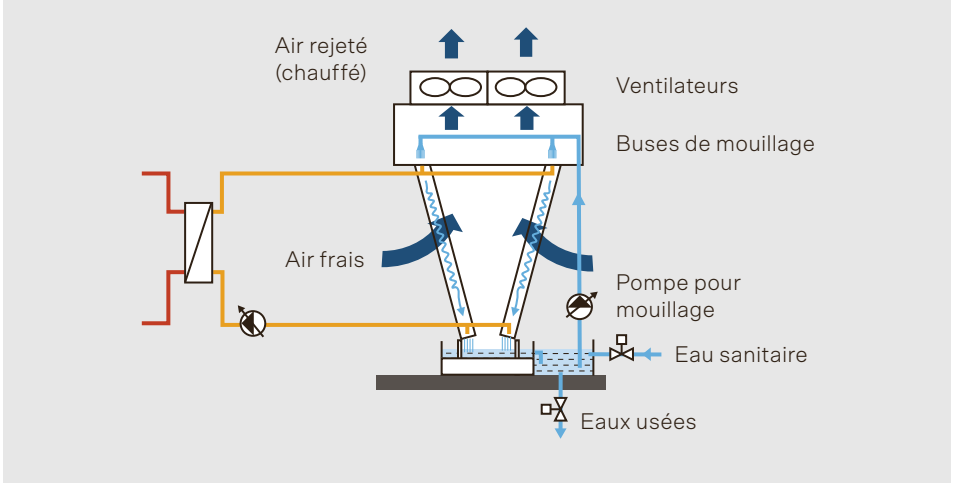


Illustration 7.23: Aéroréfrigérant hybride avec échangeurs de chaleur mouillés.

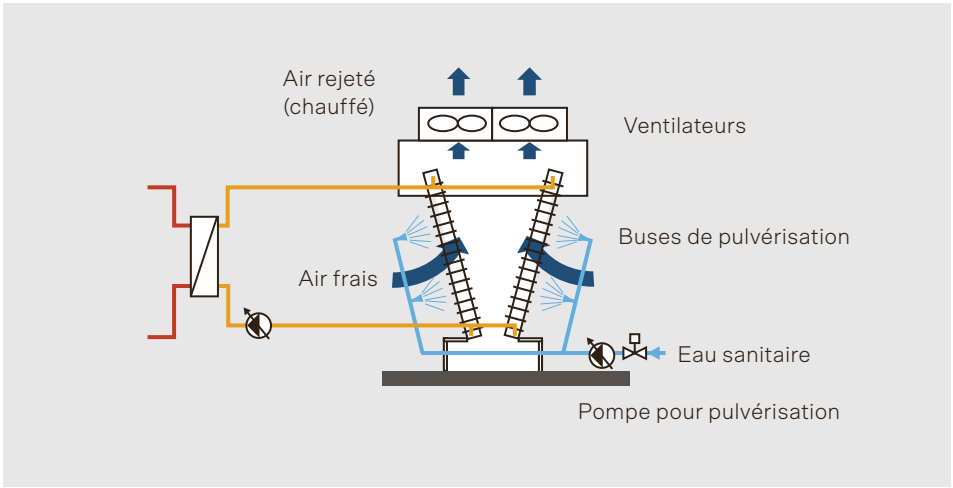


Illustration 7.24: Aéroréfrigérant hybride avec échangeurs de chaleur pulvérisés.

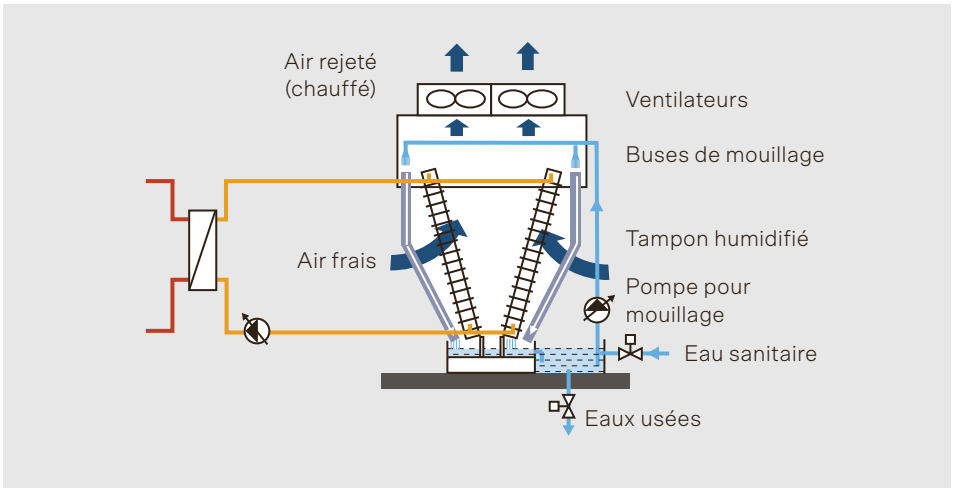


Illustration 7.25: Aéroréfrigérant hybride avec tampon humidifié (adiabatique).

Les illustrations 7.20 à 7.25 ont été réalisées à partir de photos de l'aéroréfrigérant de la directive SICC et de photos de Jäggi Hybridtechnologie AG.

des modèles secs et sont donc peu encombrants.

Coûteux et complexe
Une grande quantité d'eau est nécessaire pour l'évaporation, ce qui se traduit par les nuages de vapeur dans les tours de refroidissement des centrales nucléaires. Pour maintenir les coûts de traitement de l'eau à un faible niveau, les aéroréfrigérants par évaporation utilisent de l'eau en circulation – et l'eau qui ne s'évapore pas est réinjectée dans le circuit.

Si possible sans eau en hiver
De préférence, un aéroréfrigérant par évaporation ne devrait pas être utilisé en hiver. L'eau crée des nuages de brume pouvant donner lieu à des plaintes. En outre, lorsque les températures extérieures sont inférieures à 1 °C, l'eau du bac de récupération doit être chauffée (électriquement!) pour éviter qu'elle ne gèle.

Traitement de l'eau coûteux
L'aéroréfrigérant par évaporation nécessite beaucoup d'eau traitée à grands frais, ce qui renchérit les coûts d'exploitation.
Il convient de noter que l'humidité et les températures sont élevées autour de ces aéroréfrigérants. Cela peut entraîner des dommages dus à la corrosion sur les éléments en acier situés à proximité immédiate.

Des exigences élevées en matière d'hygiène
Les aéroréfrigérants par évaporation sont des sortes de «grands laveurs d'air» qui éliminent une grande quantité de particules (poussières, pollens, germes, bactéries, spores etc.). Cette matière s'accumule ensuite dans le bac de récupération. Elle doit donc être régulièrement lavée, ce qui entraîne une multiplication environ par trois de la consommation d'eau.
Lorsque la maintenance est insuffisante, l'eau de recirculation se transforme en un liquide problématique sur le plan de l'hygiène. Les germes ou les bactéries (légionelles), les spores s'accumulent et peuvent entraîner des risques sanitaires considérables (voir Encadré).

Foyer de légionellose à Warstein
À la fin de l'été 2013, 165 personnes à Warstein (Allemagne) sont tombées malades de la légionellose. Les légionelles provenaient probablement d'une installation de post-refroidissement d'une entreprise industrielle.

Une maintenance régulière est essentielle
L'exploitation, la maintenance et l'entretien des aéroréfrigérants par évaporation (en particulier ceux à recirculation d'eau) sont complexes et coûteux.
En particulier avec l'eau de recirculation, des mesures organisationnelles et techniques doivent être prises en compte:
- Pas de stagnation
- Surveillance de la qualité de l'eau (chimique et microbiologique)
- Nettoyage périodique (respecter la santé et la sécurité au travail)

Aéroréfrigérants hybrides
Les aéroréfrigérants hybrides sont des aéroréfrigérants secs qui sont en outre mouillés, humidifiés ou aspergés d'eau à des températures ambiantes plus élevées. L'eau évaporée refroidit l'air et les surfaces. Pour des raisons d'hygiène, l'eau résiduelle doit être rejetée directement dans les eaux usées. L'hygiène doit être respectée dans les systèmes avec recirculation d'eau. Pour éviter les dépôts sur les échangeurs de chaleur, il faut utiliser de l'eau adoucie; ce n'est pas nécessaire pour les aéroréfrigérants avec tampons humidifiés.

Un peu moins efficient ...
L'effet de l'évaporation dans l'aéroréfrigérant hybride n'est pas aussi important que dans le modèle par évaporation; par conséquent, l'efficacité énergétique est également un peu plus faible, puisque la même température basse de post-refroidissement n'est pas atteinte.
Avec l'aéroréfrigérant hybride, le fonctionnement optimal en termes d'énergie

et d'économie est généralement atteint lorsqu'il est utilisé comme un aéroréfrigérant sec jusqu'à une température extérieure comprise entre 20 et 25 °C (selon la situation et le type de construction individuelle) et que l'«humidification» n'est activée qu'au-dessus de cette température.

… mais plus facile d'entretien

Les aéroréfrigérants combinés réunissent les avantages du refroidissement sec et par évaporation sans les inconvénients des tours de refroidissement par évaporation. L'utilisation d'eau douce permet de répondre aux exigences d'hygiène. Grâce aux échangeurs de chaleur fermés, il n'y a pas non plus de contamination du médium frigoporteur. Le principal avantage par rapport à l'aéroréfrigérant par évaporation est le coût d'exploitation beaucoup plus faible, car le modèle hybride fonctionne en grande partie à sec et nécessite donc beaucoup moins d'eau.

Important: Le système d'eau doit être planifié et mis en œuvre par un spécialiste conforme à la norme SWKI RE200-02 (garantie du fonctionnement hygiénique des installations de refroidissement par évaporation).

Hygiène contre énergie

Les aéroréfrigérants humides sont soumis à des exigences contradictoires en matière d'hygiène et d'efficacité énergétique. D'un point de vue hygiénique, notamment pour éviter la formation de légionelles, il est nécessaire de renouveler ou de traiter régulièrement l'eau, le cas échéant à l'aide d'additifs chimiques. De plus, les systèmes humides entraînent des coûts d'exploitation et de mainte-

Aperçu des aéroréfrigérants			
Type	**Aéroréfrigérant sec**	**Aéroréfrigérant hybride**	**Aéroréfrigérant par évaporation**
Puissance de refroidissement	10 (à 30) kW/m^2	10 (à 30) kW/m^2	env. 300 kW/m^2
Température	5 à 9 K supérieure à la température d'aspiration	3 à 5 K inférieure à la température d'aspiration	3 à 5 K inférieure à la température d'aspiration
Avantages	– Coûts d'exploitation faibles – Coûts de maintenance et d'entretien faibles – Pas de nuages de vapeur d'eau – Faible poids spécifique (kg/m^2)	– Les pics de puissances et les températures réduites – Pas de nuages de vapeur d'eau – Puissance de refroidissement supérieure à celle des aéroréfrigérants secs – Adiabatique	– Encombrement réduit
Inconvénients	– Encombrement important	– Encombrement – Traitement de l'eau nécessaire selon le type – Coûts d'exploitation moyens – Coûts de maintenance et d'entretien moyens – Nécessité d'un raccordement à l'eau – Nettoyage des nattes – Poids spécifique plus élevé (kg/m^2)	– Traitement de l'eau nécessaire – Coûts d'exploitation très élevés – Coûts de maintenance et d'entretien importants – Critique sur le plan de l'hygiène – «Protection hivernale» – Humidité ambiante élevée et corrosion – Poids spécifique plus élevé (kg/m^2)

Illustration 7.26: Les différents aéroréfrigérants avec les paramètres les plus importants et les avantages et inconvénients des systèmes.

nance élevés afin de garantir un fonctionnement hygiénique irréprochable à long terme.
D'un autre côté, les systèmes de refroidissement humides offrent une efficacité énergétique nettement supérieure à celle des systèmes secs et sont donc expressément privilégiés ou exigés par de nombreuses autorités de l'énergie.
Le choix du système de refroidissement approprié doit donc tenir compte de ce conflit d'objectifs.

Différences de température maximales pour les aéroréfrigérants

Lors du réglage du refroidissement, il faut tenir compte du fait que l'aéroréfrigérant doit réguler sa puissance en fonction de la température de sortie. Afin de garantir un fonctionnement efficace de la production de froid, il est nécessaire de réguler la température de sortie de l'aéroréfrigérant en fonction de la température extérieure. Outre une conception appropriée de l'aéroréfrigérant, les différences de température maximales admissibles selon l'Illustration 7.27 doivent être respectées.

Systèmes de refroidissement	Détermination de dT entre Température de sortie de l'eau de refroidissement et ...	Différence de température dT
Systèmes de post-refroidissement à sec		
Lamelles	... Température de bulbe sec [1]	max. 6 K [4]
Adiabatique 5	... Température de bulbe sec [1, 3]	max. 6 K [4]
Systèmes de post-refroidissement par évaporation		
Humide (tour de refroidissement ouverte)	... Température de bulbe humide [1, 2]	max. 4 K [4]
Humide (tour de refroidissement fermée)	... Température de bulbe humide [1, 2]	max. 6 K [4]
Hybride	... Température de bulbe humide [1, 2]	max. 6 K [4]

1 Température au point de dimensionnement en plein été, selon SIA 2028
2 La température de bulbe humide déterminante figure dans SIA 2028 (2010), tableau 8a, Données de dimensionnement pour appareils de refroidissement dans l'air extérieur, colonne: Dimensionnement de l'appareil de refroidissement.
3 Au point de dimensionnement, la température de bulbe sec de l'air est réduite d'env. 5 K par le système adiabatique. À une température de bulbe sec de 34 °C par exemple, le postrefroidisseur est dimensionné pour une température d'entrée d'air de 29 °C. Dans ce cas, la température de sortie de l'eau de refroidissement s'élève au maximum à 35 °C (29 °C + 6 K).
4 Dans les espaces confinés et pour des cas justifiés, la différence de température maximale de dT peut être augmentée au maximum de 2 K à un total de 8 K.
5 Les systèmes de post-refroidissement adiabatique sont, du fait de leur fonctionnement, des systèmes de post-refroidissement secs, dans lesquels l'air est refroidi au préalable à l'eau.

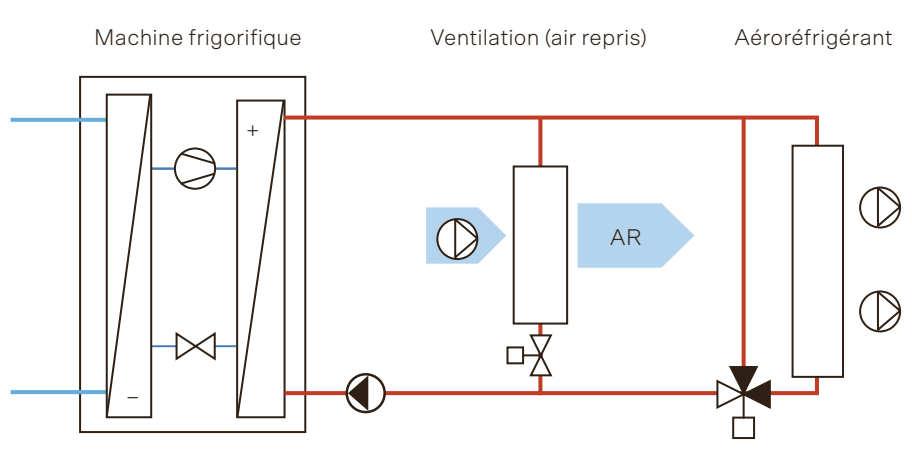
Illustration 7.27: Différence maximale de température entre la sortie d'eau de refroidissement et l'entrée d'air extérieur de différents systèmes de refroidissement. Source: SIA 384/4 (2025)

Utilisation du système de ventilation pour évacuer la chaleur
(pour les bâtiments dont les systèmes de ventilation transportent plus de 10 000 m^3/h).

Dans les bâtiments dotés de grands systèmes de ventilation, la chaleur de la machine frigorifique peut également être libérée dans l'air évacué, ce qui est possible grâce à la ventilation.
La chaleur est transférée à l'air évacué via un réseau caloporteur. Elle est transmise à l'air rejeté par un échangeur de chaleur (système de récupération de chaleur en circuit fermé KVS-RC).

Avantages
- La chaleur peut être évacuée efficacement dans un espace réduit.
- Presque aucune énergie de transport supplémentaire n'est nécessaire.

Exigences
- Pour que l'investissement soit rentable, le système de ventilation doit avoir un volume d'air d'au moins 10 000 m^3/h.
- L'air évacué de l'installation de ventilation ne doit pas être plus chaud que 26 °C.
- L'installation de ventilation et le postrefroidissement doivent être situés à proximité l'un de l'autre. Sinon, la chaleur doit être évacuée par le réseau de chauffage existant.



10 points relatifs au dégagement de chaleur

1. La chaleur engendrée par la machine frigorifique doit être exploitée autant que possible.
2. Lorsque le besoin en chaleur est suffisamment important, une détérioration de l'efficience du refroidissement par l'augmentation de la température de condensation peut encore améliorer l'efficience globale du système (chauffage et refroidissement).
3. La commande de la machine frigorifique doit garantir que la température de condensation n'est augmentée que lorsque la chaleur peut être utilisée à un niveau de température plus élevé.
4. Dans les bâtiments ayant une faible consommation d'eau chaude sanitaire (p. ex. services ou commerces de détail), l'eau chaude sanitaire peut être préchauffée très efficacement à 40 ou 60 °C avec la chaleur du désurchauffeur de gaz chaud.
5. La chaleur peut être transférée de la journée à la nuit grâce à un accumulateur thermique.
6. En utilisant la masse du bâtiment comme volume de stockage (p. ex. avec les TABS), les besoins de chauffage le matin et de refroidissement l'après-midi peuvent être réduits, en particulier pendant l'entre-saison.
7. Le sol (sondes géothermiques) permet le stockage saisonnier de la chaleur. Il est important de veiller à ce que l'énergie stockée en été ne soit pas supérieure à l'énergie extraite en hiver.
8. Les aéroréfrigérants secs ont de faibles coûts de maintenance et d'exploitation, mais nécessitent un espace d'installation plus important.
9. L'aéroréfrigérant par évaporation seule est puissant et nécessite peu d'espace. En revanche, il est plus coûteux à entretenir et doit faire l'objet d'un contrôle d'hygiène (risque de légionellose).
10. Une attention particulière doit être accordée au bruit dû aux aéroréfrigérants – surtout la nuit.

Chapitre 8

Systèmes hydrauliques

Le système hydraulique relie les différents composants de la machine frigorifique-thermique à un système global et ce, avec les autres services techniques du bâtiment. Différents circuits ou branchements hydrauliques sont reliés entre eux de manière à ce que la chaleur soit transportée sans discontinuité du consommateur de froid au consommateur de chaleur. La conception correcte du système hydraulique est responsable en grande partie du fonctionnement efficace de l'ensemble du système.

8.1 Généralités

Le système hydraulique permet de transporter le froid ou la chaleur à l'endroit où l'énergie (la chaleur) est absorbée ou restituée.

Caractéristiques des installations frigorifiques et thermiques

Les circuits de chauffage se comportent de façon lente. Les fluctuations de température dans un système de chauffage classique sans systèmes de ventilation entraînent rarement des dysfonctionnements. La différence entre la température de service et la valeur à laquelle le système est arrêté pour des raisons de sécurité est généralement assez importante, soit environ 10 K.

Ce n'est pas le cas pour les installations frigorifiques, où les températures sont proches, soit une différence d'environ 5 K. La température maximale du médium (qui est déterminée par la conception des échangeurs de chaleur) est limitée par le haut. En outre, les températures de service changent très rapidement dans le processus de refroidissement. Ils suivent la pression d'évaporation et de condensation.

C'est pourquoi il faut utiliser des vannes de régulation à course rapide. Cela permet d'éviter que la température de condensation ne soit trop élevée ou que la température d'évaporation ne soit trop basse (voir chapitre 9).

Les circuits hydrauliques des installations frigorifiques-thermiques consistent en l'interconnexion de nombreuses boucles partielles. Celles-ci doivent être soigneusement découplées hydrauliquement les uns des autres et simultanément connectées entre elles.

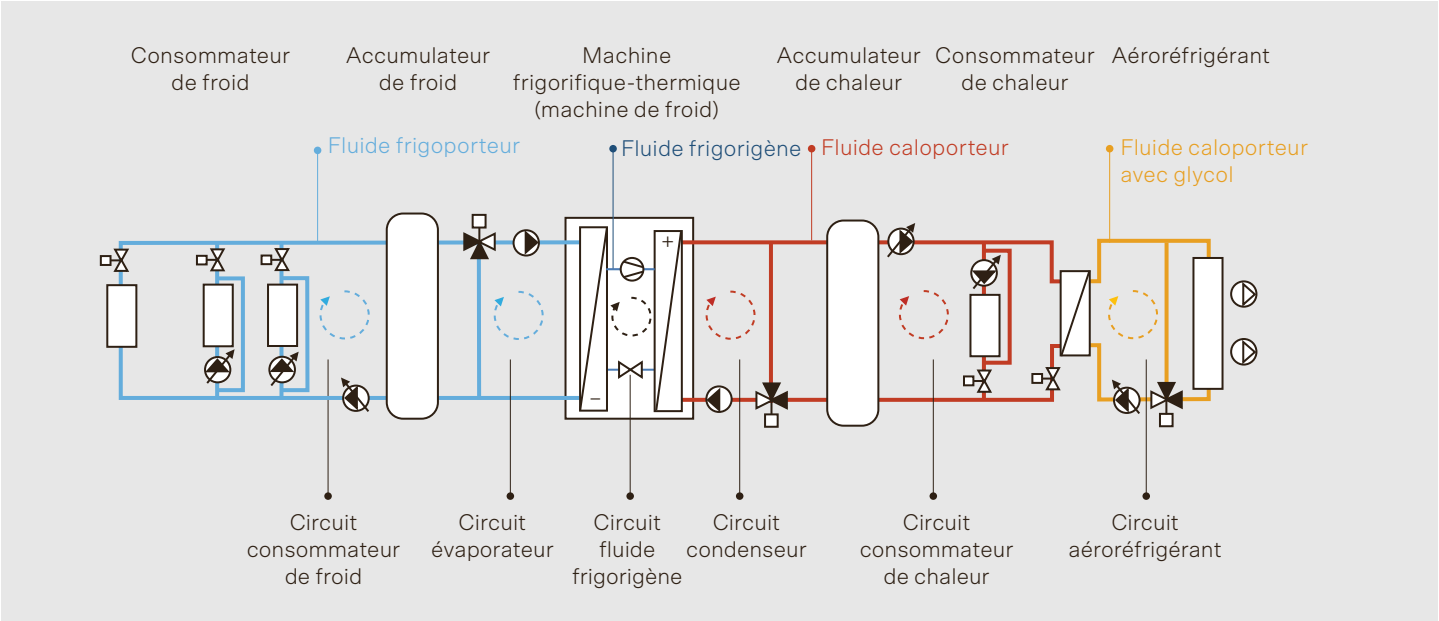


Illustration 8.1: Représentation simplifiée d'un branchement hydraulique avec les différents circuits.

Digression

Intégration alternative de l'aéroréfrigérant dans le schéma standard

Dans l'Illustration 8.1, l'aéroréfrigérant est intégré dans le système après l'accumulateur de chaleur et les consommateurs de chaleur. Cette intégration est possible si le système peut fonctionner à une température comprise entre 25 et 45 °C côté chaud et qu'aucune température d'accumulation constante n'est requise.

Si l'accumulateur et le dégagement de chaleur sont conçus de manière à ce qu'une température constante (par exemple 50 °C) doive toujours être fournie dans le circuit des consommateurs de chaleur, l'aéroréfrigérant doit alors être intégré en amont de l'accumulateur (voir Illustration 8.2). Une vanne à trois voies garantit alors que, dès qu'il n'y a plus de besoin de chaleur, le circuit de consommation de chaleur est déconnecté et que la chaleur est directement acheminée vers l'aéroréfrigérant. Cela permet à la machine frigorifique de réduire la température de sortie au niveau du condenseur de manière à ce qu'elle soit adaptée à la température extérieure. Grâce au découplage à la température la plus basse possible, le système conserve une efficacité maximale.

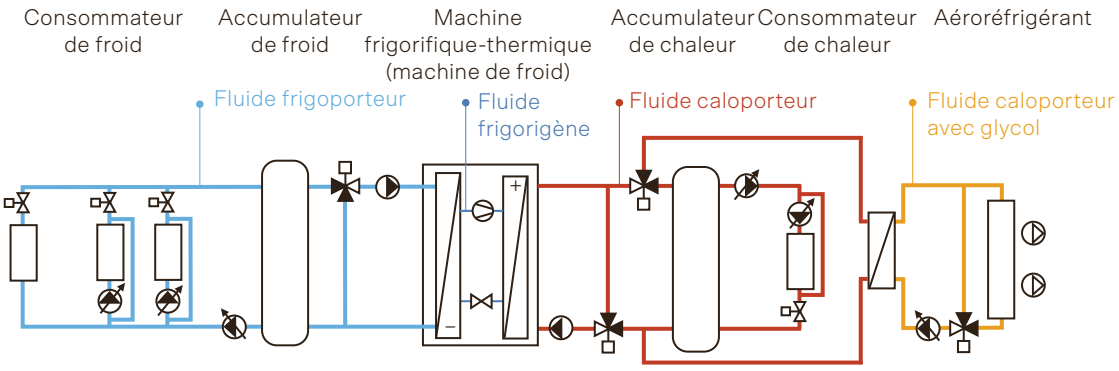


Illustration 8.2: Selon le concept, l'aéroréfrigérant est intégré en amont du ballon. Cela est nécessaire si le ballon et les consommateurs de chaleur exigent une température constante.

8.2 Éléments du système hydraulique

Le système hydraulique comprend les éléments suivants:

- Pompes
- Vannes
  - Organes de régulation (vannes d'étranglement, vannes à trois voies)
  - Organes de contrôle (vannes de réglage)
  - Robinets de régulation
- Réseau de conduites
- Accumulateur
- Machine frigorifique, machine frigorifique-thermique
- Consommateurs de froid (batterie d'échange pour l'air, plafonds rafraîchissants etc.)
- Consommateurs de chaleur (chauffage des locaux, aéroréfrigérants etc.)

Pompes

Dans les systèmes hydrauliques des installations frigorifiques, on installe dans la plupart des cas des pompes à moteur à sec. Aujourd'hui, on n'utilise plus que des pompes à vitesse variable. La puissance absorbée de la pompe est proportionnelle à la puissance au cube de la vitesse de rotation. Lorsque la vitesse de la pompe peut être réduite à 70 % (moins 30 %) en fonctionnement à charge partielle, sa consommation d'énergie chute à 34 % (moins 66 %), (voir Annexe 11.4 Approfondissement 2: Caractéristiques des pompes). Les économies effectives sont légèrement inférieures (environ 15 à 20 %) en raison du convertisseur de fréquence et des pertes de rendement de la pompe et du moteur électrique.

Type de pompe	Débit volumique m^3/h	Différence de pression bar	Raccord électrique V	Type de protection IP	Remarques
Circulateur à rotor noyé (pompe inline)	jusqu'à 50 m^3/h	jusqu'à 1,2 bar	1 x 230 V	IP44	– Pour plus petites puissances – Hauteurs de refoulement plus petites – La chaleur du moteur est évacuée par le médium. – CF séparé – Attention: condensation dans le moteur et le variateur de fréquence dans les systèmes combinés (pompe-moteur-variateur de fréquence)
Circulateur à rotor sec (pompe inline)	jusqu'à 160 m^3/h Exceptions: jusqu'à 300 m^3/h	jusqu'à 2,5 bar	3 x 400 V	IP55	– Pour des puissances moyennes – Robuste – Env. 15 % des rejets thermiques du moteur entrent dans la pièce. – Environ 85 % des rejets thermiques du moteur entrent dans le fluide caloporteur et doivent être pris en compte. – Étanchéité des presse-étoupes
Pompes normalisées sur socle	dès 20 m^3/h	jusqu'à 10 bar	3 x 400 V	IP55	– Pour des puissances plus grandes – Installation plus coûteuse – Env. 15 % des rejets thermiques du moteur entrent dans la pièce. – Env. 85 % des rejets thermiques du moteur vont dans le caloporteur et doivent être pris en compte. – Étanchéité des presse-étoupes – Applications spéciales

Illustration 8.3: Les principaux types de pompes et leurs caractéristiques.

Types de pompes

Selon l'application et la taille, différents types de pompes sont utilisés en technique de refroidissement (Illustration 8.3).

Vannes de régulation

Les points suivants doivent être respectés pour les vannes du circuit frigoporteur – qu'il s'agisse de vannes de régulation ou d'étranglement:

- Si possible, les vannes du circuit de l'évaporateur sont situées du côté chaud. Elles sont ainsi moins sensibles aux dommages causés par la corrosion des condensats.
- Utiliser des entrainements à fermeture et à ouverture rapides. En règle générale, on utilise des entrainements avec un moteur électrique ou, dans des cas exceptionnels, des entrainements par solénoïdes ou pneumatiques.
- Les vannes de mélange ne doivent pas être utilisées comme vannes de séparation. Une installation incorrecte de la vanne peut entraîner des chocs et des vibrations sur l'obturateur de la vanne. Le démontage ultérieur de la vanne est coûteux. Il est essentiel de suivre les instructions d'installation du fabricant.
- Toutes les vannes à trois voies ne sont pas adaptées à une régulation continue. Il existe des modèles qui ne sont autorisés que pour une fonction de commutation pure.
- Pour les conduites de plus grandes dimensions, deux vannes de passage peuvent être utilisés à la place d'une vanne de mélange.

Par extension, ces points s'appliquent aussi au circuit caloporteur.

Équilibrage hydraulique

L'équilibrage hydraulique, c'est-à-dire le réglage des débits dans le circuit de l'évaporateur et du condenseur, doit toujours être effectué. Il assure également le débit volumique défini pour la machine. Le contrôle du débit volumique avec les mesures correspondantes est effectué en même temps que la mise en service de la pompe (avant celle de la machine frigorifique) et est documenté en conséquence.

Lors de la mise en service, il est souvent difficile d'équilibrer correctement le système hydraulique. Cela s'explique par le fait que la totalité des charges frigorifiques ne se produit généralement pas à ce moment-là et que toutes les conduites ne sont pas «traversées par le fluide». Cependant, pour pouvoir effectuer des mesures en «plein débit», tous les consommateurs doivent être connectés et en service. Un contrôle hydraulique fiable de la production et de la consommation ne peut donc être effectué qu'en été à des températures extérieures supérieures à 25 °C (conditions de pleine charge).

Un contrôle hydraulique avec des mesures de débit volumique correspondantes est nécessaire:

- Régulateur avec limiteur de débit pour installations à débit volumique variable
- Vannes STA pour systèmes à débit volumique constant
- Compteur de chaleur
- Vannes avec orifices de mesure etc.

Les pompes utilisées aujourd'hui peuvent également mesurer et afficher le débit volumique. Cependant, lorsque cette mesure interne fournit des valeurs incorrectes, la pompe fonctionne également dans une mauvaise plage. Il est donc judicieux de vérifier les données de la pompe par une mesure indépendante (p. ex. avec un compteur de chaleur ou avec des dispositifs de mesure tels qu'une vanne STA).

Si les consommateurs sont alimentés par un débit volumique supérieur à celui qui est requis, la différence de température est plus faible, ce qui influence à son tour la température de retour et donc également la puissance de la machine frigorifique. Il est possible que la puissance nominale ne soit plus atteinte.

8.3 Intégration de la machine frigorifique

Intégration de machines frigorifiques sans limites de température

Dans le cas de la machine frigorifique, les températures d'entrée et de sortie du côté de l'évaporateur et du condenseur doivent se situer dans une certaine plage de températures. Par exemple, des températures d'entrée trop élevées dans le condenseur impliquent l'arrêt de la machine frigorifique par la haute pression. Ou bien la machine frigorifique ne peut pas démarrer car les températures de sortie de l'évaporateur sont trop basses. En outre, dans le cas du branchement hydraulique avec accumulateur, les températures de sortie du condenseur et de l'évaporateur doivent être réglées exactement sur le point de consigne afin que la température dans l'accumulateur ait une valeur constante.

Pour que la machine frigorifique puisse démarrer, il faut:

- un flux à travers le condenseur et
- un flux à travers l'évaporateur et
- le respect de certaines limites de température.

Exemple

Entrée de l'évaporateur:	min.	8 °C
	max.	16 °C
Entrée du condenseur:	min.	25 °C
	max.	32 °C

Lorsque, par exemple, la température effective d'entrée de l'évaporateur est de 21 °C et que le fabricant spécifie une température maximale de 16 °C, la machine frigorifique ne peut pas démarrer car les conditions de libération ne sont pas remplies.

Intégration de machines frigorifiques avec limites de température

Un circuit de mélange permet de respecter les valeurs-limites de température admissibles tant du côté de l'évaporateur (température d'entrée maximale) que du côté du condenseur (température d'entrée minimale) et d'éviter les dysfonctionnements. Ces branchements hydrauliques sont donc à privilégier.

Débit constant et variable

Dans le passé, les circuits hydrauliques à débit constant étaient principalement utilisés dans les technologies de réfrigération. Dans ces systèmes, le générateur et les consommateurs (de froid) sont toujours traversés à plein débit. Une grande quantité d'eau est déplacée, ce qui entraîne inévitablement une forte consommation d'énergie par les pompes.

Aujourd'hui, le système hydraulique est construit de telle sorte qu'avec des générateurs de froid à régulation de puissance (20 à 100 %), des débits volumiques variables sont utilisés dans les circuits de l'évaporateur et du condenseur.

Illustration 8.4: Intégration d'une machine frigorifique sans régulation de la température d'entrée.

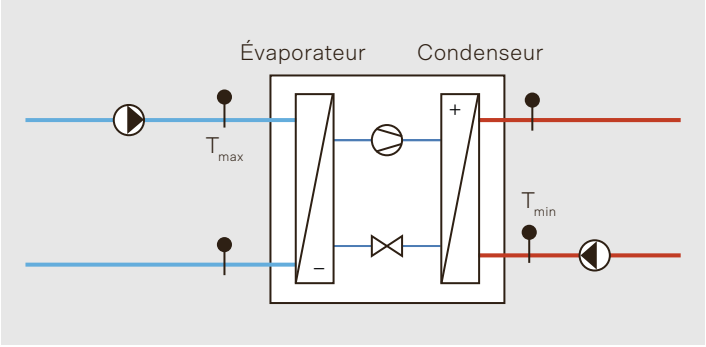
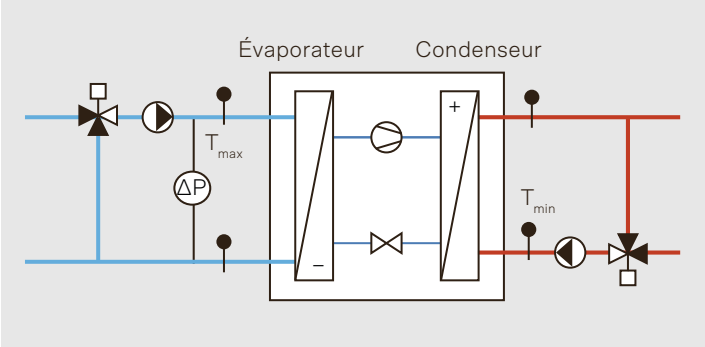


Illustration 8.5: Intégration d'une machine frigorifique avec limitation de la température.



Points de contrôle pour l'intégration des machines frigorifiques

Les points suivants doivent être observés pour les machines frigorifiques (générateurs) destinés à l'eau glacée de climatisation:

- Plusieurs machines frigorifiques sont intégrées en parallèle pour obtenir un débit volumique plus important (avec le même niveau de température).
- Vérification de l'adéquation d'une machine frigorifique à régulation de puissance (20 – 100 %).
- Les débits volumiques du condenseur et de l'évaporateur doivent être variables (pour autant que le fournisseur de la machine frigorifique le permette).
- Si possible, la régulation du condenseur et de l'évaporateur doit être prise en charge par l'unité de commande de la machine frigorifique. L'expérience a montré que la régulation par un système de niveau supérieur entraîne souvent des problèmes.
- Pour les systèmes dont la puissance frigorifique est supérieure à 200 kW, il convient de prévoir deux machines (ou plus) d'une puissance de 50 % chacune ou, si nécessaire, le concept de redondance «n+1». Cela augmente la sécurité opérationnelle et optimise le fonctionnement (efficacité énergétique). Mais les coûts d'investissement augmentent alors également.
- Les machines frigorifiques-thermiques (MFT) peuvent fonctionner à la fois en mode refroidissement et en mode chauffage. L'utilisation principale définit les variables de contrôle des températures du système. Par exemple, on peut éviter que la MFT fonctionne en permanence à une température de condensation de 50 °C en raison d'une demande de chaleur de seulement 10 %.

Pompes à vitesse régulée comme alternative au circuit de mélange

L'installation de vannes de mélange pour la limitation de la température est onéreuse. En alternative, la température d'évaporation ou de condensation peut être limitée avec une pompe à vitesse régulée par le débit volumique. En réduisant le débit volumique, on augmente en même temps l'efficacité énergétique du système (voir également chapitre Régulation).

La question de savoir si une machine frigorifique peut fonctionner avec des débits variables doit être clarifiée avec le fournisseur de la machine concernée – son accord écrit est nécessaire.

Remarques sur le système hydraulique du côté de l'évaporateur

Du côté de l'évaporateur, il faut s'assurer, sur le plan hydraulique et en termes de technologie de régulation, qu'il ne se produit pas d'états d'exploitation entraînant des dommages ou des dysfonctionnements.

- Les installations dotées d'un accumulateur (frigorifique) doivent être équipées d'une régulation de mélange afin que la température respecte toujours le point de consigne.
- Choisir les conduites les plus courtes possibles – moins de 10 mètres – dans le circuit de l'évaporateur.
- Le temps de course[1] de l'entraînement de la vanne ne doit pas dépasser 30 secondes.
- La surveillance du débit (contrôleur de débit) est indispensable dans le circuit de l'évaporateur; la mesure de la pression différentielle ou la surveillance du débit thermique sont plus précises qu'un contrôleur de débit à palettes[2] et sont donc préférables à celui-ci.
- Prévoir un fonctionnement ultérieur de la pompe de l'évaporateur (après coupure de la machine frigorifique).
- Le circuit de l'évaporateur doit absolument faire l'objet d'une surveillance de la température à titre de protection contre la surchauffe. Une limite de température maximale doit donc être prévue à l'entrée de l'évaporateur.

Remarques sur l'hydraulique du côté du condenseur

Du côté du condenseur, il faut s'assurer que la température d'entrée de celui-ci n'est pas trop élevée en raison de la température de l'aéroréfrigérant ou de l'utilisation de la chaleur. Sinon, la pression augmentera, un dysfonctionnement de la haute pression se produira et l'ensemble de la machine frigorifique s'arrêtera. Les points suivants sont à respecter:

- Clarifier avec le fournisseur de la machine frigorifique quelle doit être la température minimale de l'eau à l'entrée du condenseur. Dans le cas d'une pompe à chaleur, la température d'entrée doit correspondre à la température de conception du système de chauffage. À un dimensionnement de p. ex. 29/35 °C, la température d'entrée dans le condenseur est de 29 °C à une charge de 100 %. Lorsqu'une température de sortie constante est requise à charge réduite, la température d'entrée doit être augmentée par mélange en conséquence.
- Le temps de course de l'entraînement de la vanne ne doit pas dépasser 30 secondes. Le condenseur réagit de manière plus sensible aux changements de température que du côté évaporateur. Avec une commande de vanne lente, une augmentation rapide de la température de condensation peut provoquer un dysfonctionnement de haute pression. Il convient donc d'utiliser des entrainements plus rapides dans ce cas.
- Prévoir le fonctionnement ultérieur de la pompe du condenseur (après coupure de la machine frigorifique).

---

1 Le temps de fonctionnement est le temps nécessaire à l'entrainement de la vanne pour déplacer la vanne de la position finale «OUVERTE» à la position finale «FERMÉE».

2 Ce contrôleur de débit détecte le débit d'eau à l'aide d'une palette et s'allume ou s'éteint grâce à un microcontact.

Intégration de machines frigorifiques utilisant des fluides frigorigènes inflammables

Si une machine frigorifique utilisant un fluide frigorigène inflammable tel que le propane (A3) ou d'isobutane (A3) est intégré dans un système de refroidissement, de chauffage ou d'eau chaude potable à circulation d'eau (système secondaire), il faut s'assurer qu'en cas de défaillance de l'échangeur de chaleur, aucune quantité dangereuse de fluide frigorigène ne pénètre dans le circuit d'eau ou de caloporteur. Sinon, le fluide frigorigène peut mettre en danger les personnes et les bâtiments. La conception des circuits d'évaporation et de condensation doit donc être conforme aux réglementations locales, aux instructions du fabricant et aux spécifications de la norme SN EN 378. La norme SN EN 378-1 fournit des exemples de conception pour l'intégration en toute sécurité de machines frigorifiques utilisant des fluides frigorigènes inflammables. Les mesures de sécurité recommandées (individuellement ou combinées, selon le système) peuvent être les suivantes:

- Séparation du système par un circuit intermédiaire (Illustration 8.6)
- Utilisation d'échangeurs de chaleur à double paroi (Illustration 8.7)
- Soupape de sécurité côté eau – la pression de décharge doit être déterminée en concertation avec le fabricant. En cas de fuite de fluide frigorigène, le point de fuite doit être classé comme zone dangereuse (Illustration 8.8)
- Purge automatique dans le boîtier du refroidisseur avec détection (Illustration 8.9). Si les transmetteurs dans les circuits secondaires détectent une concentration critique de réfrigérant, les circuits sont automatiquement déconnectés à l'aide d'électrovannes, le refroidisseur est arrêté et une alarme est déclenchée. Important: l'utilisation de purgeurs automatiques qui évacuent le fluide frigorigène dans des zones non surveillées n'est pas autorisée.

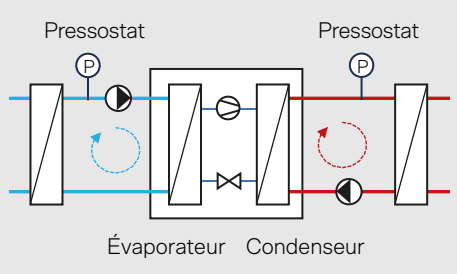


Illustration 8.6: Circuits intermédiaires avec pressostat qui surveillent le système et déclenchent une alarme en cas d'incident.

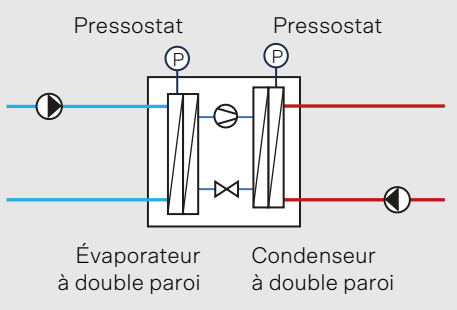


Illustration 8.7: Échangeurs de chaleur à double paroi avec pressostat qui surveillent le système et déclenchent une alarme en cas d'incident.

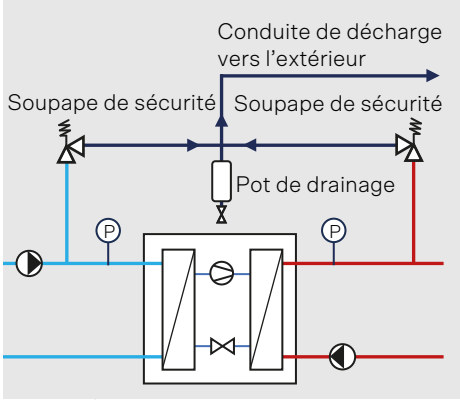


Illustration 8.8: Les soupapes de sécurité évacuent le fluide frigorigène à l'air libre et les pressostats surveillent le système et déclenchent une alarme en cas d'incident.

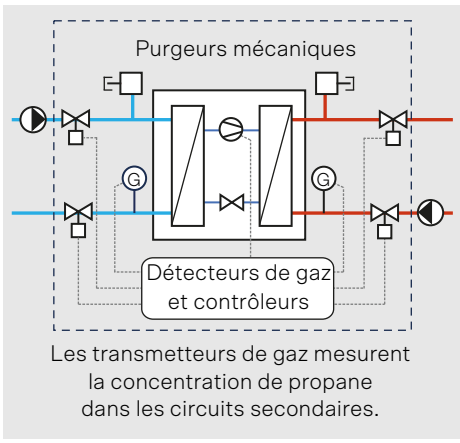


Illustration 8.9: Ventilation dans une zone surveillée avec détection et alarme.

En cas de fuite de fluide frigorigène inflammable,
- celle-ci doit être détectée (à l'aide d'un pressostat, d'un transmetteur de gaz, d'un détecteur de gaz, etc.)
- les systèmes de sécurité prévus doivent être activés (par exemple, mise en marche de la ventilation, arrêt du groupe frigorifique, fermeture des électrovannes dans les circuits secondaires, etc.),
- une alarme doit être déclenchée
- cela doit être signalé de manière visuelle et sonore dans la pièce (par exemple, à l'aide de voyants lumineux).

La conception d'installations utilisant des fluides frigorigènes inflammables est une tâche exigeante. Il n'est pas possible de traiter en détail tous les aspects (de sécurité) dans cet ouvrage spécialisé. Les informations fournies doivent plutôt servir de source d'inspiration et les illustrations sont une représentation simplifiée destinée à faciliter la compréhension de la problématique. Elles ne constituent pas un «mode d'emploi clé en main» pour la construction des installations.
Vous trouverez plus d'informations sur les fluides frigorigènes inflammables dans la fiche technique SVK: «Utilisation de pompes à chaleur et d'installations frigorifiques avec des fluides frigorigènes inflammables peu toxiques des classes de sécurité A3 et A2L».

8.4 Intégration des consommateurs de froid

Il doit être possible de régler individuellement la température des différents groupes de consommateurs de froid. Ce problème peut être résolu par un circuit d'étranglement (A), un circuit d'injection (B) ou un circuit de mélange (C) (voir Illustration 8.10). Ces circuits permettent d'éviter les fluctuations des températures de départ de l'eau glacée.

Illustration 8.10: Circuits de base des consommateurs de froid et leurs caractéristiques. Dans chaque cas, le circuit est lié au réseau principal.

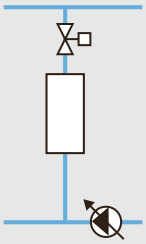
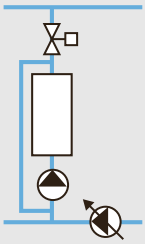
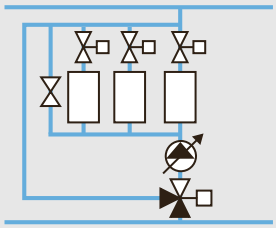
	A Circuit d'étranglement	B Circuit d'injection	C Circuit mélangeur
			
Application typique	– Installations de ventilation – Froid industriel – En cas de refroidissement latent et sensible	– Systèmes d'éléments de construction thermoactifs – Poutres et baffles de refroidissement – Plafonds rafraîchissants – Aéroréfrigérant à circulation d'air – Appareils d'allège – Empêche un refroidissement latent (formation de condensat) – La température de départ peut être	– Même application que B – Circuit supplémentaire p. ex. éléments de plafond rafraîchissant)
À prendre en compte	– Circuit permettant d'atteindre la température la plus basse possible (pour la déshumidification). – La température au niveau du consommateur de froid peut fluctuer – Veiller à la stratification dans le système de ventilation des aéroréfrigérants	– Circuit permettant d'atteindre la température requise avec la température la plus élevée du fluide frigoporteur. – Les températures peuvent être maintenues de façon précise.	– Les températures peuvent être maintenues de façon très précise.

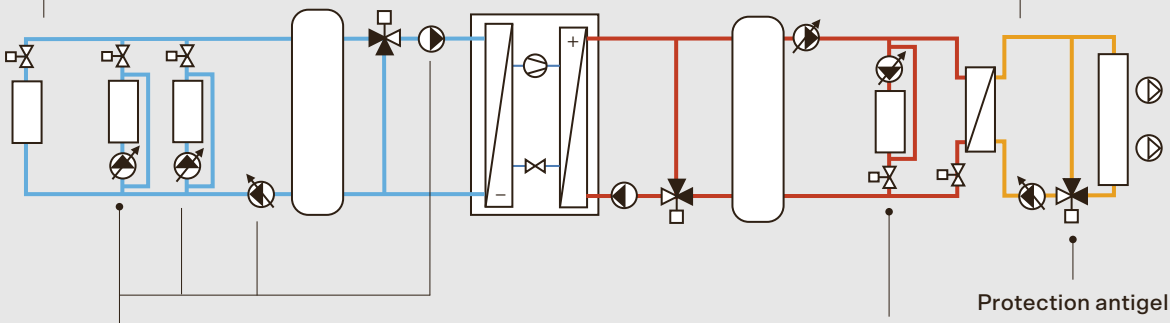
Illustration 8.11:
Aperçu du système hydraulique d'une installation frigorifique de climatisation.

Températures et débits dans le circuit du générateur
- Il existe deux principes permettant de garantir la température au niveau du générateur. Avec un circuit mélangeur (voir ci-dessous) ou une régulation du débit volumique.
- Les températures doivent être maintenues même en cas de fonctionnement à charge partielle.
- Avec les circuits mélangeurs, chaque pompe peut recevoir l'eau elle-même via la séparation hydraulique (à prendre en compte dans le calcul de la perte de charge).

Débits volumiques
Les consommateurs de froid fonctionnant avec des températures de départ «proches de la température ambiante» (>19°C) doivent être desservis par des débits volumiques constants. En effet, à des températures de départ élevées, les différences de température entre la pièce et le fluide frigoporteur sont si faibles qu'avec des débits volumiques variables, le système ne fournit plus les performances souhaitées.

Intégration des générateurs
- Plusieurs générateurs doivent être intégrés en parallèle.
- Les générateurs individuels doivent pouvoir être complètement séparés hydrauliquement du réseau.
- Un débit volumique minimum sur les générateurs est toujours nécessaire afin de ne pas dépasser la vitesse d'écoulement minimale autorisée dans l'échangeur de chaleur.

Circuit de post-refroidissement
- Intégré en tant que «consommateur de chaleur»
- S'il y a un risque de gel, ils doivent être conçus avec des circuits hydrauliquement séparés.



Protection antigel

Consommateurs de chaleur
Les consommateurs de chaleur dont les besoins dépendent de la température extérieure nécessitent une régulation de la température de départ tenant compte de la température extérieure.

Pompes
- Les circuits d'injection nécessitent toujours une pompe principale alimentant les groupes en parallèle.
- Les circuits d'injection avec trois groupes de consommateurs ou plus sont énergétiquement et techniquement meilleurs que trois groupes de consommateurs individuels.
- Les circuits d'injection sont toujours préférables du point de vue de l'efficacité énergétique, car une seule pompe prend en charge toutes les vannes simultanément. Les vannes sont intégrées en parallèle dans le circuit d'injection et la pression de la pompe doit donc être appliquée «une fois» pour toutes les vannes.
- Les consommateurs de froid doivent toujours être équipés de régulateurs de débit (vannes de passage) en raison de leur efficacité, c'est-à-dire des débits volumiques variables.

Équipements et instruments nécessaires

Différentes tuyauteries et instruments doivent être installés dans les circuits de l'évaporateur et du condenseur pour assurer une mise en service correcte et une optimisation ultérieure ainsi que la maintenance.

Bien que, par exemple, la température de l'eau glacée ou la différence de pression puissent être relevées au niveau de la machine frigorifique, il est judicieux de prévoir des instruments et des dispositifs de mesure supplémentaires dans les conduites d'alimentation. Le personnel d'exploitation peut ainsi détecter plus rapidement les éventuelles déviations.

L'Illustration 8.12 montre les tuyauteries et instruments recommandés à l'exemple du côté du condenseur. Les éléments du côté de l'évaporateur sont identiques.

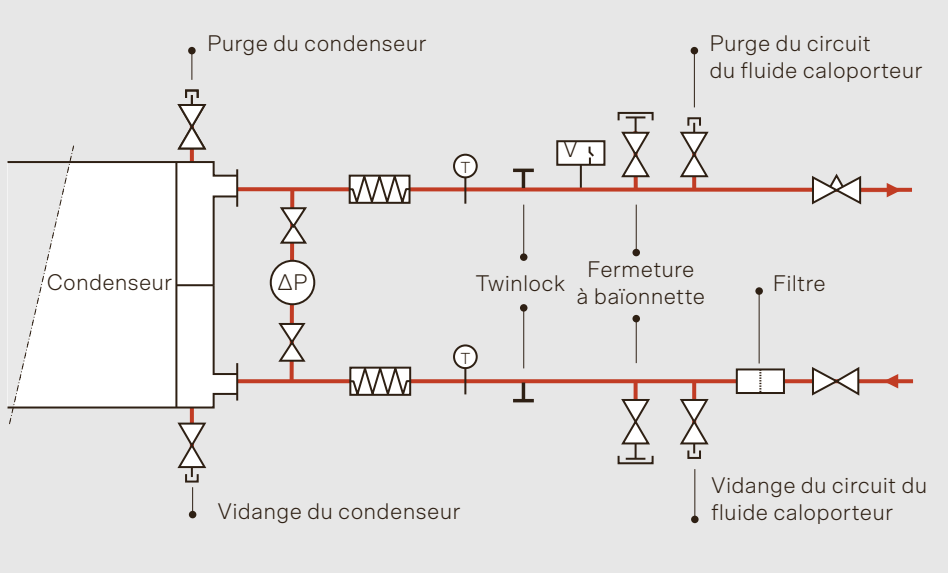


Illustration 8.12: Robinetterie et instruments à l'exemple du côté condenseur.

Symbole	Désignation	Explication
	Vanne d'arrêt	
	Vanne d'équilibrage et d'arrêt	Les vannes d'équilibrage et d'arrêt sont nécessaires pour l'équilibrage hydraulique.
	Amortisseur de vibrations	Les amortisseurs de vibrations sont installés pour réduire les vibrations de la machine vers le réseau de conduites.
	Filtre	Un filtre est nécessaire du côté de l'entrée après le verrouillage.
	Contrôleur de débit	Il faut installer un contrôleur de débit pour éviter que l'évaporateur ne gèle. Celui-ci peut également être intégré à la machine.
	Fermeture à baïonnette (accouplement Storz) (en option)	Pour les circuits ouverts (aéroréfrigérants par évaporation), il est recommandé de prévoir un verrouillage à baïonnette. Cela permet un nettoyage chimique aisé du condenseur dans le processus de circulation. Un obturateur supplémentaire doit être inséré avant la fermeture à baïonnette.
T	Twinlock	Twinlock pour la mesure mobile de la température ou de la pression. Il est recommandé d'installer des points de mesure Twinlock aux endroits suivants: en amont et en aval des pompes et dans le retour du consommateur.
ΔP	Affichage de la pression différentielle	Affichage de la pression différentielle pour le contrôle du débit volumique
T	Sonde de température (T)	Affichage de la température

Illustration 8.13: Equipements et instruments nécessaires d'une machine frigorifique intégrée.

8.5 Absorption de chaleur

Le concept du circuit hydraulique dans le circuit d'eau glacée dépend des facteurs suivants:

- Taille de l'installation (puissance)
- Nombre de consommateurs et de machines frigorifiques
- Exigences relatives aux températures admissibles (quelle peut être l'ampleur de l'écart par rapport à la température de consigne?)
- Sécurité d'approvisionnement

Les considérations structurelles les plus importantes dans la conception du système hydraulique sont les suivantes:

- Avec ou sans séparation hydraulique
- Avec ou sans accumulateur
- Avec débit variable ou constant

Séparation hydraulique

Les séparations peuvent être réalisées hydrauliquement (découplage) et techniquement (séparation du système). La séparation hydraulique garantit que les différentes pompes ne s'influencent pas mutuellement de manière active. Elle crée également un «point zéro hydraulique» entre les deux parties du réseau.

La séparation du système hydraulique peut être conçue avec un accumulateur ou avec une dérivation (tuyau de connexion entre le collecteur de départ et le collecteur de retour sans effet de stockage).

Dérivation comme découplage hydraulique

Les installations à découplage hydraulique simple (souvent appelé dérivation ou bypass) nécessitent peu d'espace, c'est-à-dire pas d'accumulateur, et sont donc intéressants en termes d'investissement. Le débit volumique dans le circuit de l'évaporateur doit être égal ou supérieur à celui du circuit extérieur. Ils présentent toutefois les inconvénients suivants:

- aucune influence sur la fréquence de commutation de la machine frigorifique (manque de volume de stockage).
- Usure élevée des compresseurs
- Manque de puissance frigorifique en raison d'une limitation de démarrage de la machine frigorifique
- Détérioration de l'efficacité énergétique

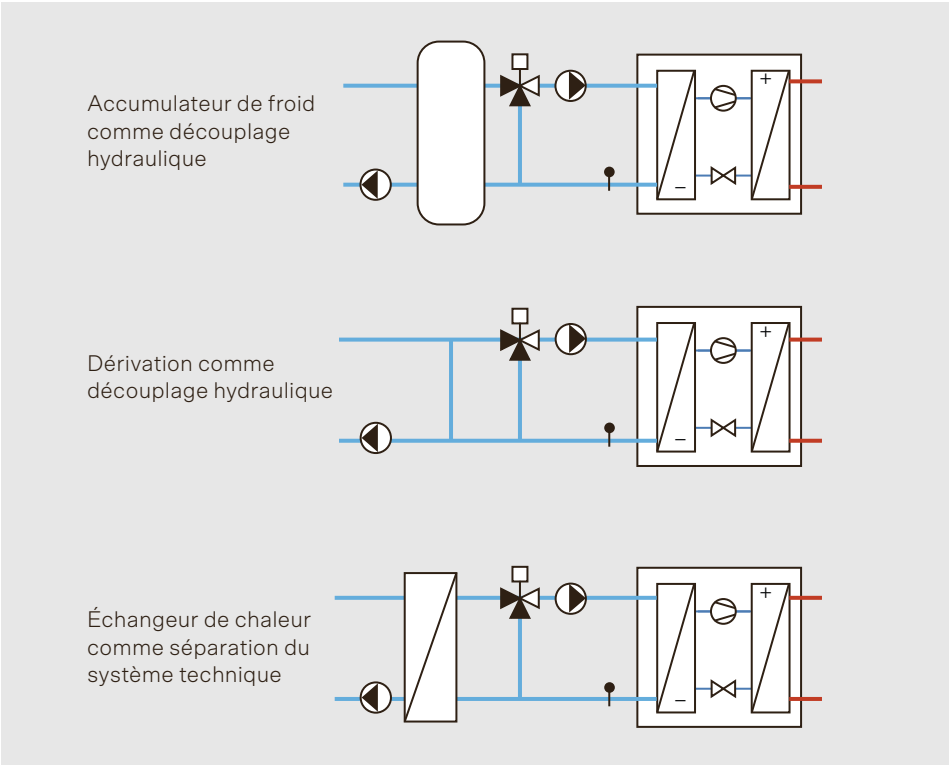


Illustration 8.14: Exemples de séparations hydrauliques et techniques.

- Pics de charge plus fréquents dans le réseau électrique
- Fluctuations de température dans le réseau frigorifique
- Contrainte élevée sur les vannes de régulation et les entraînements
- Durée de vie plus courte des entraînements

Accumulateur de froid comme découplage hydraulique

Pour les installations

- avec un petit volume de réseau
- pour les machines frigorifiques dont la plage de régulation est limitée et
- avec des exigences plus élevées en matière de régulation de la température

il est judicieux de prévoir un accumulateur. Cela permet, entre autres, de limiter la fréquence de commutation de la machine frigorifique.

L'accumulateur (technique ou d'énergie) assume les tâches suivantes

- Le découplage hydraulique entre le circuit du générateur de froid ou de chaleur et le système de distribution.
- Utilisation de l'accumulateur comme réserve de secours Mise à disposition de la puissance frigorifique par l'unité de stockage à faible charge et avec la machine frigorifique débranchée (p. ex. lors de la panne d'une machine).
- Stabilisation de la régulation de la puissance

L'état de la charge de l'accumulateur peut être utilisé pour réguler la puissance de la machine frigorifique et la séquence de priorité dans le cas de plusieurs générateurs.

Séparation technique des systèmes

Le système technique de séparation est une installation de différenciation avec un échangeur de chaleur. Il assure la séparation hydraulique (côté liquide) de deux systèmes de l'installation – p. ex. lors de l'intégration de l'aéroréfrigérant. Cela signifie que

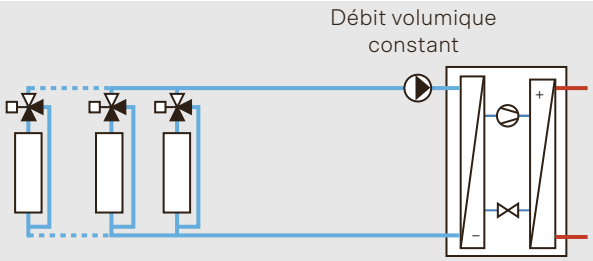
- différents médiums (eau-glycol)
- séparation en réseau des grands contenus (mot-clé: sécurité)
- séparations commerciales telles que le chauffage et la climatisation ou
- systèmes avec d'importantes différences statiques (p. ex. dans les tours)

peuvent être reliés entre eux de manière économique (voir chapitre 8.7 Intégration du post-refroidissement).

Vue d'ensemble des circuits d'eau glacée

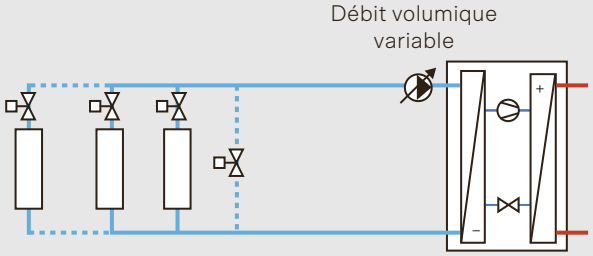
1. Système sans découplage hydraulique avec débit volumique constant

- Ce système était utilisé dans le passé, mais ne l'est plus aujourd'hui.
- L'inconvénient est le besoin élevé en énergie de la ou des pompes au cours de l'année, car le débit volumique reste constant. De plus, ce système génère une température de retour basse lorsqu'il n'y a pas de consommation.
- Comme la machine frigorifique fonctionne toujours à un niveau de température inférieur à celui requis, ce système est modérément efficace sur le plan énergétique.



2. Système sans découplage hydraulique avec débit volumique variable

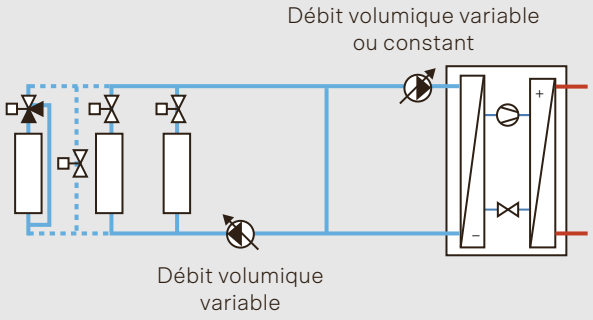
- Conception simple du système
- Avantageux
- Exigences plus élevées en matière de planification, car des débits minimaux doivent être garantis (sécurité).
- Les consommateurs de froid ne doivent pas avoir d'exigences élevées en matière de performance et de stabilité de la température.



3. Système avec découplage hydraulique sans accumulateur

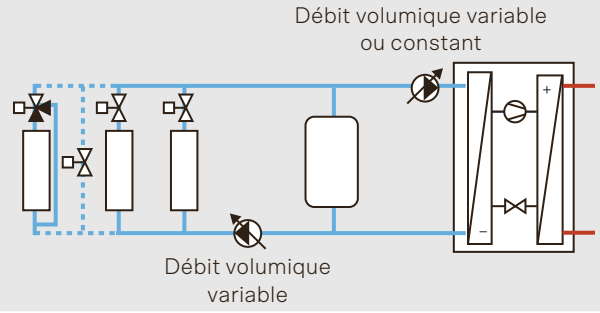
- Convient pour les applications sans charge de base élevée ($\dot{Q}_{V\,min.} > \dot{Q}_{E\,min.}$)* Si ce n'est pas le cas, le système présente des températures fluctuantes et une fréquence de commutation élevée.
- Il faut veiller à ce que le débit volumique de la pompe de l'évaporateur soit supérieur d'environ 5 % au débit volumique des générateurs.

* $\dot{Q}_{V\,min.}$ = charge minimale du consommateur (demande minimale de refroidissement)
$\dot{Q}_{E\,min.}$ = charge minimale du générateur (demande minimale de re froidissement)



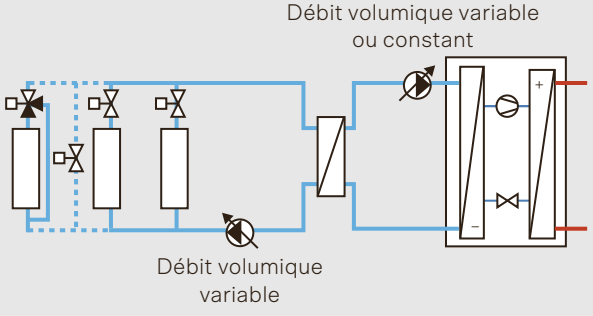
4. Système avec découplage hydraulique avec un accumulateur

- Ce système est utilisé lorsque les exigences en matière de stabilité du système et de sécurité de l'approvisionnement sont plus élevées (p. ex. avec deux générateurs connectés en parallèle).
- Encombrement plus grand
- Plus coûteux à installer
- La taille de l'accumulateur dépend des exigences du système (demande de pointe, nombre de mises en marche du compresseur par heure, précision de la température de l'eau glacée etc.).



5. Système avec une séparation de système (échangeur de chaleur)

- Pour les systèmes eau-glycol
- Pour de grandes différences de pression (immeuble-tour)



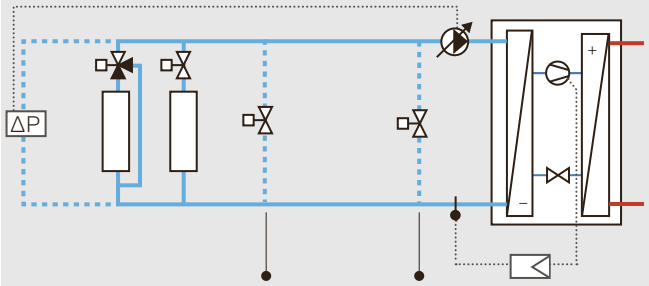
Système à débit variable sans découplage hydraulique

Dans les systèmes à débit variable et sans découplage hydraulique, la puissance frigorifique est ajustée en faisant passer plus ou moins d'eau dans l'évaporateur. Le débit volumique est régulé par des vannes d'étranglement ou d'injection au niveau des consommateurs.

Comme les circuits producteur et consommateur s'influencent hydrauliquement dans ce système, l'évaporateur fonctionne avec des débits volumiques variables.

Dans le cas de plusieurs machines frigorifiques, une pompe à eau glacée à vitesse régulée est affectée à chaque machine; une pompe de réseau consommateur n'est pas nécessaire. Le fonctionnement en parallèle des pompes à vitesse régulée impose des exigences plus élevées au planificateur de l'installation et n'est donc pas recommandé pour les systèmes comportant plus d'une machine frigorifique. L'Illustration 8.15 en donne un exemple.

Illustration 8.15: Installation frigorifique avec débit volumique variable et dérivation.



Pour un fonctionnement plus stable – car la capacité de stockage du réseau peut être utilisée – le bypass est placé à la fin de la chaîne.

Pour un démarrage en douceur à des températures plus élevées dans le réseau, le bypass est placé près du générateur.

Comportement du débit volumique et des températures

Les deux graphiques de l'Illustration 8.16 montrent le comportement du débit volumique et des températures à différentes puissances de l'installation frigorifique.

Dans cet exemple, le débit à travers l'évaporateur peut être réduit de 18 litres par seconde à 10 litres (1). La puissance diminue alors de 100 à 55 %. Dans cette plage, la différence de température à travers l'évaporateur reste constante à 6 K. Selon les spécifications du fournisseur, le débit volumique ne doit pas être inférieur à 11 litres par seconde. Lorsqu'on souhaite réduire davantage la sortie, il faut ouvrir le bypass. Par conséquent, seule une partie de l'eau glacée circule dans les consommateurs de froid (2). L'eau glacée «réchauffée» et l'eau glacée «non utilisée» de la dérivation se mélangent. En conséquence, la température d'entrée de l'évaporateur diminue et la différence de température dans l'évaporateur tombe à 3 K (point d'arrêt).

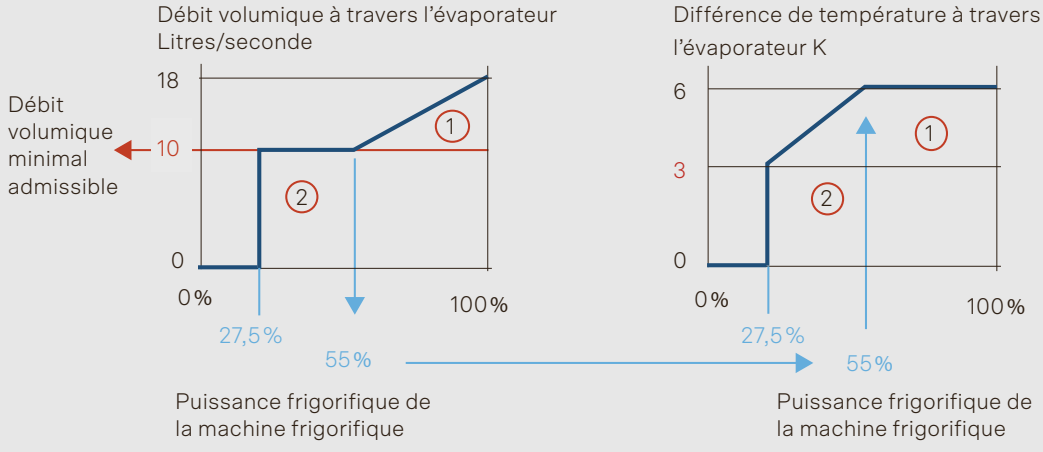


Illustration 8.16: Comportement du débit volumique et des températures à différentes puissances de l'installation frigorifique.

8.6 Accumulateur d'eau glacée

Les accumulateurs d'eau glacée amortissent les variations de température dans la production et chez les consommateurs. Ils contribuent à rendre l'ensemble du système «facile à exploiter». Ils réduisent ainsi la fréquence de commutation de la machine frigorifique et peuvent stocker l'énergie (p. ex. la décaler sur la journée).
Qu'un accumulateur soit utilisé comme accumulateur d'énergie ou comme accumulateur technique n'a aucune importance du point de vue de l'hydraulique.

Accumulateur technique (accumulateur-tampon)
Les accumulateurs-tampon ont une capacité relativement faible. Ils agissent comme un élargissement du réseau hydraulique, ce qui permet de réduire la fréquence de commutation de la machine frigorifique. Elle doit être aussi faible que possible – p. ex., 3 commutations maximum par heure. Une machine frigorifique avec commutation marche-arrêt (0 ou 100 %) nécessite un accumulateur plus grand qu'une machine avec commutation par étages ou à régulation de puissance (20 – 100 %).
Pour une machine frigorifique avec une large plage de régulation (p. ex. machine équipée de CF avec une plage de puissance de 20 à 100 %, l'accumulateur peut être plus petit. Un petit accumulateur signifie toutefois que la puissance de la machine frigorifique doit être limitée à la demande de refroidissement actuelle des utilisations lors de son démarrage. Sinon, la machine frigorifique démarrera à 100 % de sa puissance, l'accumulateur sera chargé en peu de temps et la machine s'arrêtera à nouveau. En général, ces machines sont mises en marche à leur puissance minimale, puis montent lentement en puissance.

Accumulateur d'énergie
Les accumulateurs d'énergie sont des accumulateurs techniques capables d'absorber aussi complètement et de (stocker temporairement) la puissance d'une machine frigorifique pendant au moins une heure.
Une stratification thermique du médium, clairement définie, doit également être garantie dans l'accumulateur d'énergie, celui-ci présentant l'avantage de pouvoir être utilisé comme réserve de sécurité pour écrêter les pics de puissance (sur 2 à 3 heures).

Dimensionnement de l'accumulateur technique
L'accumulateur technique est le plus petit réservoir possible nécessaire au fonctionnement sûr et sans défaillance de l'installation frigorifique. Lors du dimensionnement de l'accumulateur, le mode de régulation de la machine frigorifique (EN/HORS ou en fonction de la demande avec un convertisseur de fréquence) fournit la première indication du volume nécessaire de l'accumulateur.
- Pour les installations frigorifiques à un seul étage (marche/arrêt), la fréquence de commutation maximale est de 50 % de la puissance des consommateurs. En dessous et au-dessus de cette valeur, la fréquence de commutation est réduite.
- Pour les machines frigorifiques à régulation de puissance, cette fréquence de commutation maximale est de 50 % de l'étage de puissance le plus faible.

Lorsque la fréquence de commutation est supérieure à, par exemple, 3 commutations par heure, le volume de l'accumulateur doit être plus important.
À titre indicatif, le volume de l'accumulateur peut être estimé entre 30 et 40 litres de contenu net par kW de puissance frigorifique (à 100 % de la puissance).

À noter: Seul le volume actif de l'accumulateur peut être pris en compte lors de son dimensionnement. Le volume des zones de mélange dans la partie supérieure et inférieure de l'accumulateur ne peut pas être utilisé pour le stockage d'énergie. Avec un accumulateur

«svelte», le volume utilisable est plus grand, les zones de mélange par rapport au volume total sont plus petites.

Dimensionnement de l'accumulateur de froid

La norme SIA 384/4 (2025) décrit comment déterminer le volume minimum requis d'un accumulateur de froid. Dans un premier temps, la taille de l'accumulateur est calculée sur la base de la durée de fonctionnement minimale du compresseur. Dans un deuxième temps, le calcul est effectué en fonction de la demande du plus gros consommateur de froid. Si les deux volumes calculés diffèrent considérablement l'un de l'autre, un troisième calcul est effectué à des fins de plausibilité. Le volume requis est alors déterminé sur la base du débit minimal nécessaire.
Le calcul détaillé est décrit à l'annexe F conformément à la norme SIA 384/4 (2025).

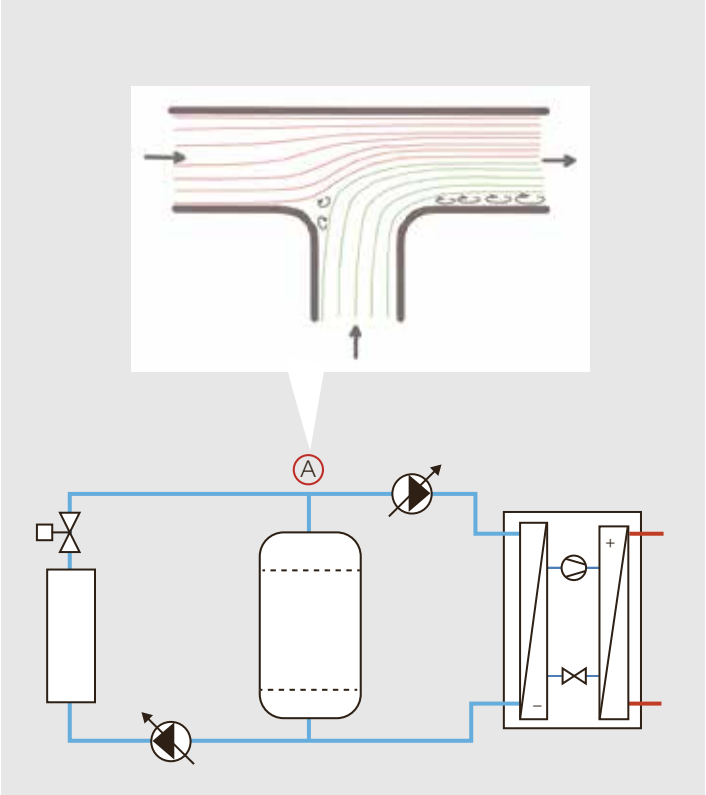


Illustration 8.17: Intégration hydraulique d'un accumulateur de froid. La section de détail montre comment les stratifications de température peuvent se produire au point A.

Intégration d'accumulateurs de froid

Contrairement aux accumulateurs thermiques en chauffage, dans les installations frigorifiques, l'eau glacée est introduite par la partie inférieure de l'accumulateur. L'eau «réchauffée» par les consommateurs est introduite par le haut.
Sans mesures particulières, une stratification de la température s'établit donc dans l'accumulateur. Ce n'est pas toujours le cas et cela dépend du rapport entre les deux débits volumiques (Illustration 8.17).
Lorsqu'une stratification de la température se produit dans la ligne de retour du circuit frigorifique (voir l'Illustration 8.17 Point A), cela entraîne une fluctuation des températures à l'entrée de la machine frigorifique, ce qui peut alors provoquer une instabilité dans la régulation. Pour éviter cela, la partie supérieure de l'accumulateur peut être utilisée comme chambre de mélange (voir Illustration 8.18, point B). Dans ce cas, cette zone doit être séparée dans l'accumulateur par une tôle perforée. Les raccords de tuyauterie de l'accumulateur sont idéalement effectués par le haut ou, si l'espace est limité, par le côté.

Exemple: Installation avec accumulateur technique

Dans l'exemple de l'Illustration 8.19, un accumulateur avec un petit volume de stockage a été sélectionné. Lorsque la machine frigorifique est arrêtée dès que l'accumulateur est chargé, celui-ci se décharge à nouveau immédiatement. Et immédiatement, la machine frigorifique se remet en marche – la machine se met

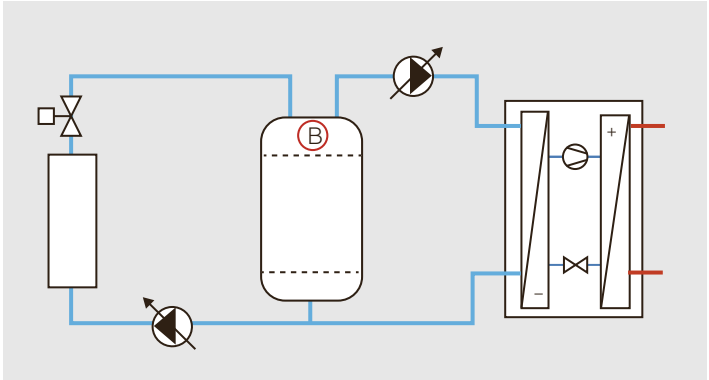


Illustration 8.18: Intégration hydraulique d'un accumulateur d'eau froide avec une chambre de mélange (B) dans la partie supérieure de l'accumulateur.

en mode «pompage» (commutations rapides).
Il est donc conseillé de réguler les deux machines frigorifiques identiques de l'exemple de manière à ce que la deuxième s'arrête via la température de retour du circuit frigorifique lorsque la différence entre températures d'entrée et de sortie des évaporateurs a atteint la moitié de la valeur de dimensionnement. Le système de commande doit également veiller à ce que les machines soient mises en marche régulièrement dans un ordre alterné, de sorte que les deux machines atteignent à peu près le même nombre d'heures de service.

Gestion des accumulateurs pour les systèmes avec de plus grands accumulateurs

L'accumulateur est généralement géré sur la base des températures dans l'accumulateur (stratification). En outre, le débit volumique (direction du flux) dans la conduite vers l'accumulateur peut également être utilisé.
La puissance des machines frigorifiques dotées d'une large plage de régulation peut être spécifiée en fonction de la charge de l'accumulateur, par exemple en spécifiant la température d'entrée de l'évaporateur au moyen d'une régulation du mélange.
Lorsqu'on utilise un accumulateur latent, la densité énergétique est plus élevée qu'avec un accumulateur sans changement de phase – par conséquent, il est possible de stocker plus d'énergie dans le même volume. Cela signifie que les pics diurnes (stockage jour-nuit) et la puissance maximale requise de la machine frigorifique peuvent être réduits.
Pour plus de détails sur les accumulateurs et leur dimensionnement, voir le chapitre 10.4.

Remarque: Les machines frigorifiques qui peuvent fournir 100 % de la chaleur produite au système de chauffage pour la production de chaleur ont besoin d'un volume d'accumulateur côté chauffage 1,3 fois plus grand que l'accumulateur frigorifique (considération énergétique).

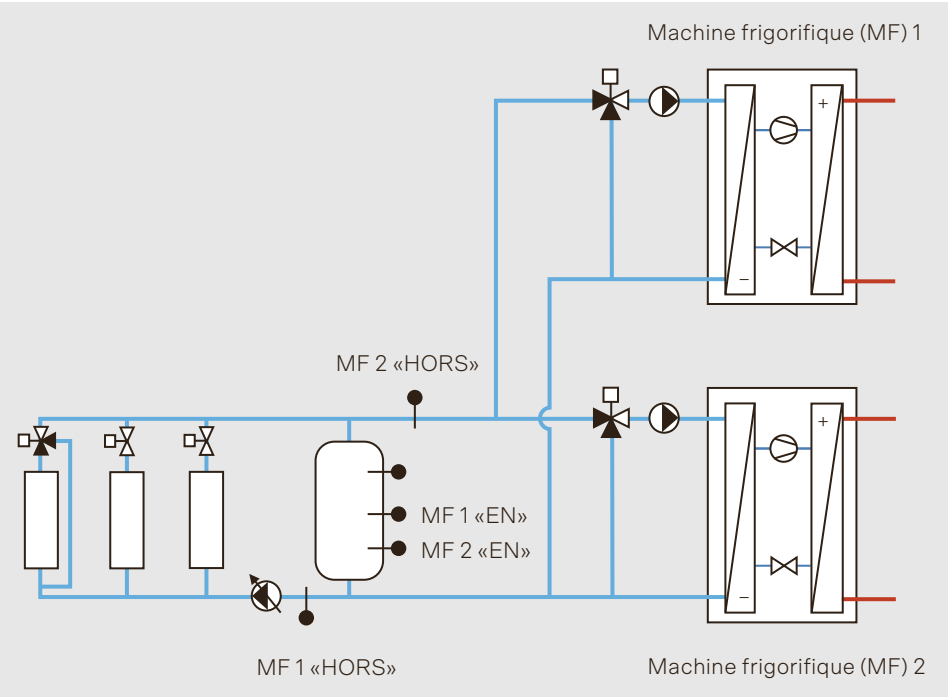


Illustration 8.19: Exemple d'une installation de froid avec 2 machines frigorifiques identiques et un (petit) accumulateur technique. Les machines frigorifiques reçoivent différents signaux d'arrêt.

Exécution des accumulateurs d'eau glacée

Lors de la conception de l'accumulateur, il est important de s'assurer qu'il n'y a pas de circulation indésirable due aux médiums qui entrent et sortent de l'accumulateur.

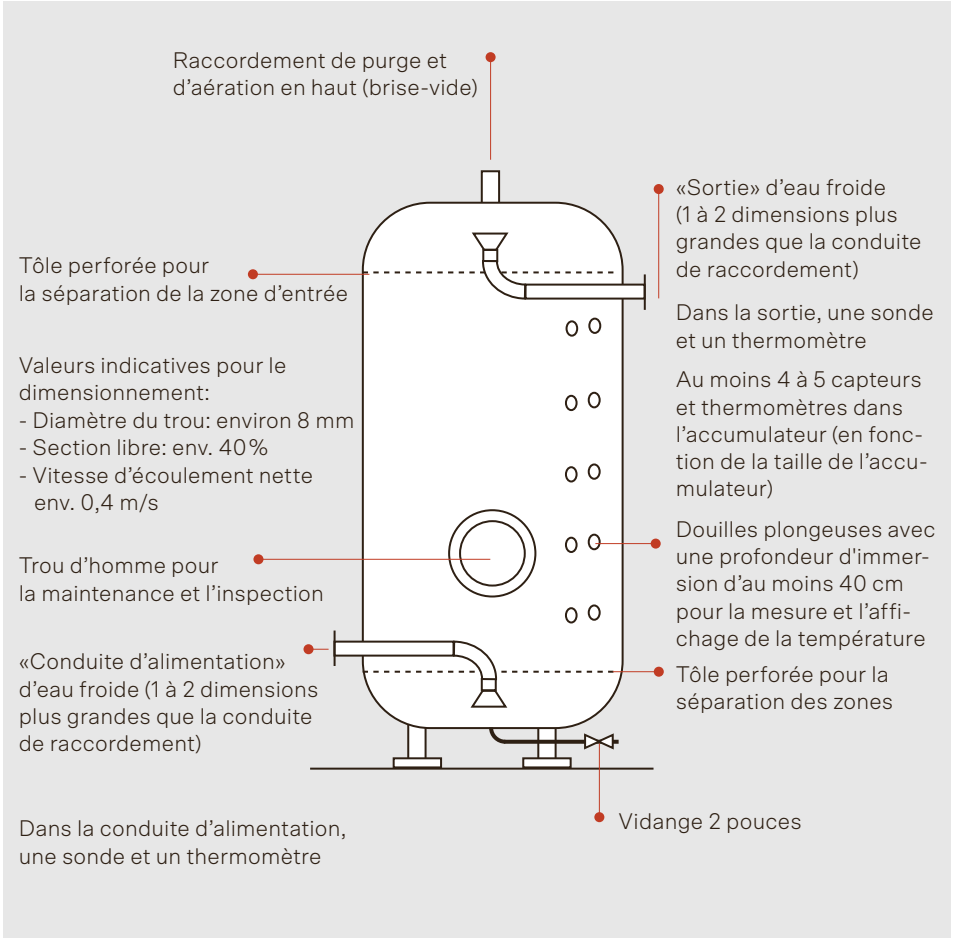


Illustration 8.20: Exemple de conception d'un accumulateur d'eau froide avec détails des équipements.

8.7 Intégration du post-refroidissement

L'intégration hydraulique du post-refroidissement dans le système de refroidissement et de chauffage comprend généralement une limitation minimale de la température d'entrée du condenseur avec une vanne à trois voies. Cela permet d'éviter que la température d'entrée ne devienne trop basse.

Mesures de protection antigel pour les aéroréfrigérants

Les circuits de post-refroidissement fermés doivent toujours être remplis d'eau-glycol pour éviter qu'ils ne gèlent, surtout en hiver lorsqu'il n'y a pas de demande de (post)refroidissement. Les caloporteurs sans glycol ajouté doivent être soit vidés, soit chauffés électriquement en hiver. Les systèmes qui doivent être vidés présentent toujours un risque résiduel de gel et la vidange augmente la corrosion dans les tuyaux. Les systèmes à chauffage électrique doivent être évités autant que possible du point de vue de l'efficacité énergétique.

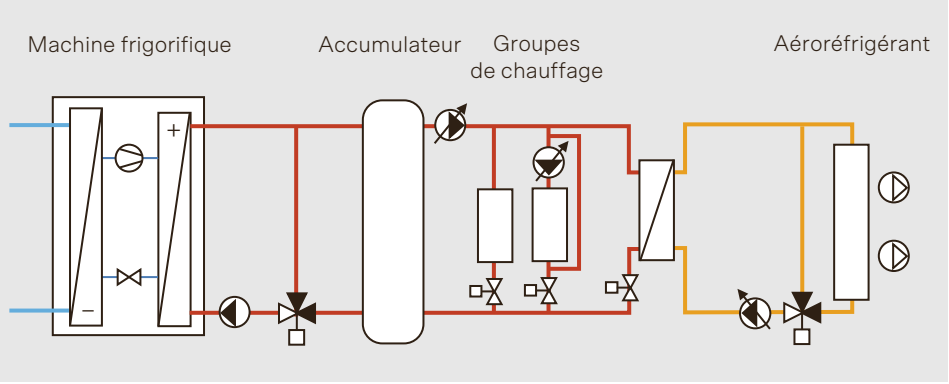


Illustration 8.21: Machine frigorifique-thermique avec intégration du post-refroidissement dans le réseau de chauffage. La chaleur est principalement utilisée par le système de chauffage. La chaleur ne pouvant pas être utilisée par le chauffage est évacuée dans l'environnement (post-refroidissement).

Influence de la distance entre la machine frigorifique et l'aéroréfrigérant

Lorsque la distance entre la machine frigorifique et l'aéroréfrigérant est faible, une régulation de mélange du côté du condenseur avec une vanne à trois voies et une pompe est suffisante. À plus grande distance, si le médium met plus de 15 secondes à circuler entre le condenseur et l'aéroréfrigérant (ce qui correspond à environ 10 m), une deuxième pompe de circulation et une dérivation doivent être installés pour maintenir la régulation stable.

Pour les systèmes CVC, l'intégration selon l'Illustration 8.22 est recommandée (voir également chapitre 9.5).

La distance (longueur) d'env. 10 mètres dépend de la vitesse d'écoulement et du diamètre de la conduite. La distance de 10 mètres est dérivée de la durée d'écoulement du fluide de 15 secondes sur cette distance.

La longueur est calculée en utilisant:

$$\text{Longueur} = \frac{4 \times 15 \text{ secondes} \times \text{débit volumique}}{(\text{diamètre intérieur de la conduite})^2 \times \pi}$$

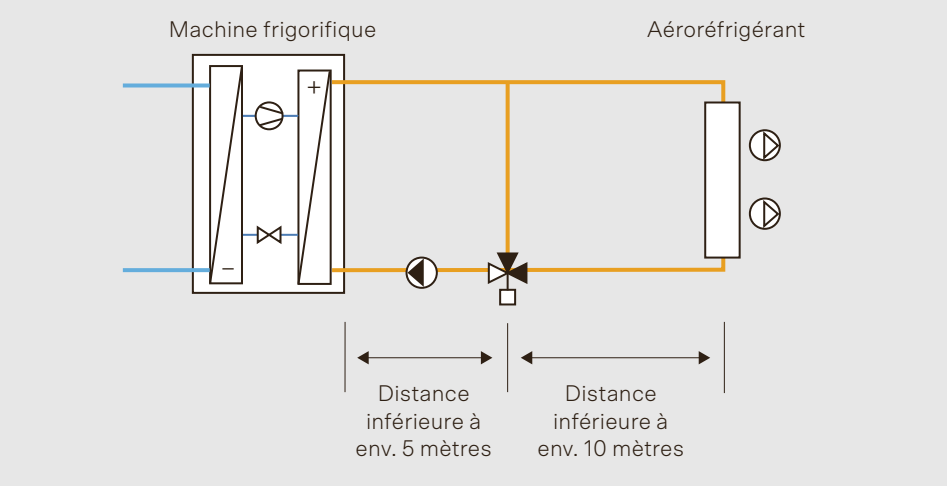


Illustration 8.22: Intégration hydraulique de l'aéroréfrigérant lorsque la distance entre le condenseur et l'aéroréfrigérant est courte.

8.8 Free-cooling actif avec de l'eau froide

Dans le cas du free-cooling actif avec de l'eau froide, le refroidissement s'effectue sans machine frigorifique. Il peut en principe fonctionner avec un débit variable et ne nécessite ni stockage ni séparation hydraulique.

Lorsque la température extérieure est inférieure à 1 °C, il y a un risque que le système d'eau gèle. Cela doit être évité par un circuit eau-glycol, un système de chauffage antigel ou un système d'auto-vidange.

Afin d'utiliser au mieux le free-cooling, le circuit du médium est dimensionné avec de faibles écarts de température de 3 à 4 K. Il en résulte des débits volumiques importants et des sections de canalisation correspondantes.

Pour les machines frigorifiques avec aéroréfrigérant, l'intégration de la séparation du système d'échangeur de chaleur doit être prise en compte. Pour les échangeurs de chaleur, il faut s'attendre à des pertes de charge et à des écarts de température du côté primaire au côté secondaire de 2 K et à une différence de pression de 20 kPa maximum (également en fonctionnement à charge partielle).

L'intégration en série du free-cooling actif avec de l'eau glacée dans une machine frigorifique (Illustration 8.25) est complexe sur le plan hydraulique et technique, car la machine réagit de manière très sensible aux fluctuations et aux fortes variations de température.

L'Illustration 8.23 à l'Illustration 8.27 montrent diverses intégrations. Les températures de départ du circuit frigorifique indiquées sont des valeurs indicatives, qui se réfèrent au site de Zurich-Kloten.[1]

1. Free-cooling par l'aéroréfrigérant de la machine frigorifique

La chaleur est transférée soit via l'échangeur de chaleur vers l'aéroréfrigérant, soit via les machines frigorifiques. En mode free-cooling, la machine frigorifique est arrêtée (mode bivalent-alternatif). Convient généralement aux installations avec des consommateurs de froid qui fonctionnent avec la température de départ du circuit frigorifique suivante:

- pour le post-refroidissement sec supérieur à 22 °C
- pour les aéroréfrigérants humides supérieurs à 22 °C

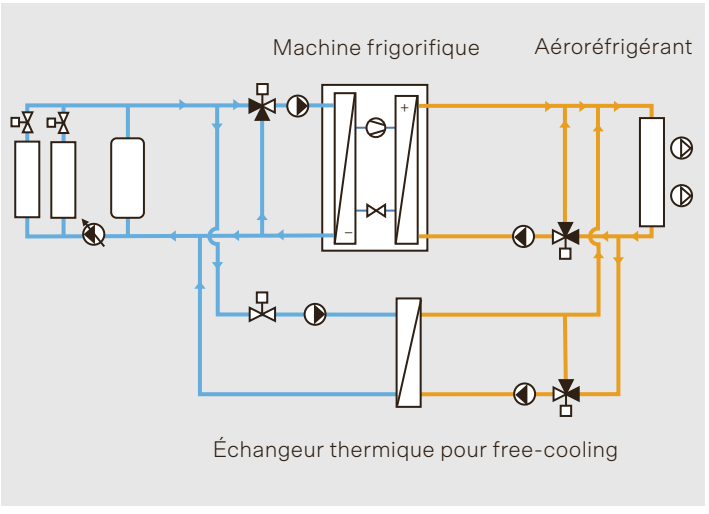
Avantage

- Variante rentable

Inconvénients

- La différence de température à travers l'échangeur de chaleur réduit le potentiel.

Illustration 8.23:
1. Free-cooling via l'aéroréfrigérant du dispositif de réfrigération.



1 Source: ZHAW, Studie Free Cooling in der Klimakälte: Étude du potentiel en Suisse, 2018)

2. Free-cooling via un aéroréfrigérant supplémentaire connecté en parallèle

La chaleur est transférée soit directement via l'aéroréfrigérant du free-cooling, soit via la machine frigorifique vers l'aéroréfrigérant. En mode free-cooling, la machine frigorifique est arrêtée (mode bivalent-alternatif).
Convient généralement aux installations avec des consommateurs de froid qui fonctionnent avec la température de départ du circuit frigorifique suivante:

- pour le post-refroidissement sec supérieur à 22 °C
- pour les aéroréfrigérants humides supérieur à 18 °C

Avantage

- plus efficace que la variante 1

Inconvénients

- intégration plus complexe
- Utiliser de l'eau glycolée comme fluide frigoporteur pour la protection antigel ou utiliser un aéroréfrigérant pour un free-cooling qui s'auto-vidange.

3. Free-cooling via un aéroréfrigérant supplémentaire intégré en série

La chaleur est transférée soit

- complètement via l'aéroréfrigérant free-cooling, soit
- complètement via la machine frigorifique et l'aéroréfrigérant ou
- prérefroidi via l'aéroréfrigérant free-cooling et ensuite transféré via la machine frigorifique et l'aéroréfrigérant

En mode free-cooling, la machine frigorifique peut agir comme un appoint (fonctionnement bivalent-parallèle).
Convient généralement aux installations avec des consommateurs de froid qui fonctionnent avec la température de départ du circuit frigorifique suivante:

- pour le post-refroidissement sec supérieur à 18 °C
- pour les aéroréfrigérants humides supérieur à 14 °C

Avantage

- variante la plus efficace (avec la variante 5)

Inconvénients

- intégration plus complexe
- Utiliser de l'eau glycolée comme fluide frigoporteur pour la protection antigel ou utiliser un aéroréfrigérant pour un free-cooling qui s'auto-vidange.

Illustration 8.24:
2. Free-cooling via un échangeur de chaleur supplémentaire raccordé en parallèle.

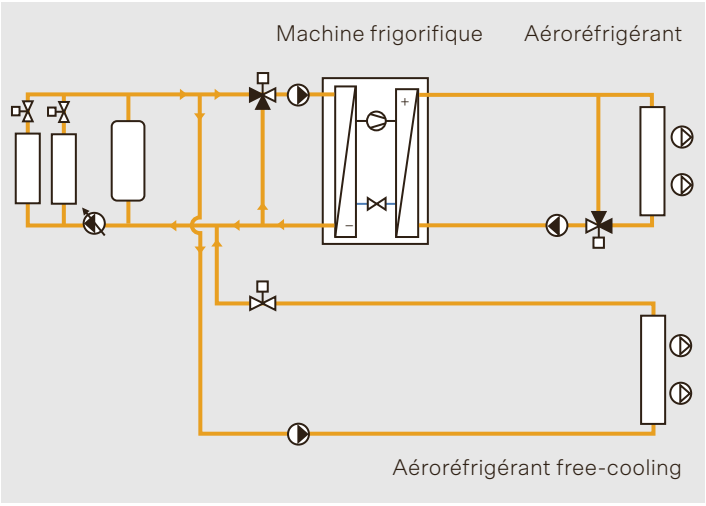
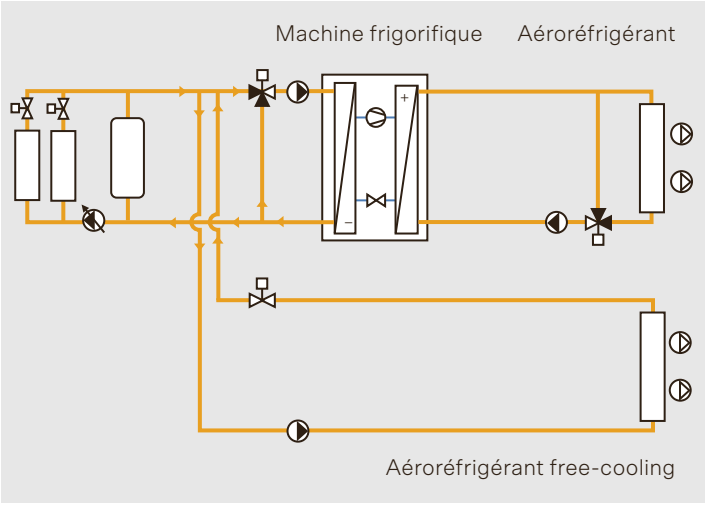


Illustration 8.25:
3. Free-cooling via un échangeur de chaleur supplémentaire raccordé en série.



4. Free-cooling avec condensation directe via un aéroréfrigérant supplémentaire connecté en parallèle

La chaleur est transférée soit directement via l'aéroréfrigérant du free-cooling, soit directement via la machine frigorifique (condenseur).

En mode free-cooling, la machine frigorifique est arrêtée (mode bivalent-alternatif).

Convient généralement aux installations avec des consommateurs de froid qui fonctionnent avec la température de départ du circuit frigorifique suivante:

- pour le post-refroidissement sec supérieur à 22 °C
- pour les aéroréfrigérants humides supérieur à 18 °C

Avantage

- plus efficace que la variante 1

Inconvénients

- intégration plus complexe
- Utiliser de l'eau glycolée comme fluide frigoporteur pour la protection antigel ou utiliser un aéroréfrigérant pour un free-cooling qui s'auto-vidange.

5. Free-cooling avec condensation directe via un aéroréfrigérant supplémentaire intégré en série

La chaleur est transférée soit:

- complètement via l'aéroréfrigérant de free-cooling soit
- complètement via la machine frigorifique et le condenseur ou
- prérefroidi via l'aéroréfrigérant free-cooling et ensuite transféré via la machine frigorifique et le condenseur

En mode free-cooling, la machine frigorifique peut agir comme un appoint (fonctionnement bivalent-parallèle).

Convient généralement aux installations avec des consommateurs de froid qui fonctionnent avec la température de départ du circuit frigorifique suivante:

- pour le post-refroidissement sec supérieur à 18 °C
- pour les aéroréfrigérants humides supérieur à 14 °C

Avantage

- variante la plus efficace (avec la variante 3)

Inconvénients

- intégration plus complexe
- Utiliser de l'eau glycolée comme fluide frigoporteur pour la protection antigel ou utiliser un aéroréfrigérant pour un free-cooling qui s'auto-vidange.

Les systèmes à condensation directe (Illustration 8.26 et Illustration 8.27) ne présentent que de très légers avantages en termes d'efficacité énergétique par rapport aux systèmes à transfert de chaleur (Illustration 8.24 et Illustration 8.25).

Illustration 8.26: 4. Condensation directe avec free-cooling via un échangeur de chaleur raccordé en parallèle.

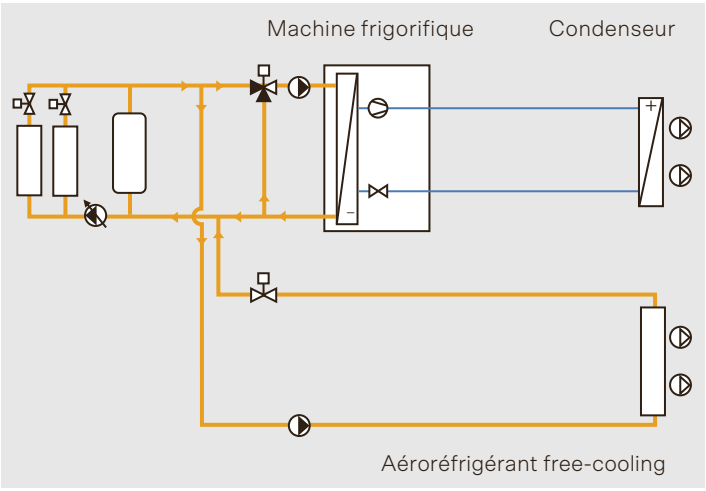
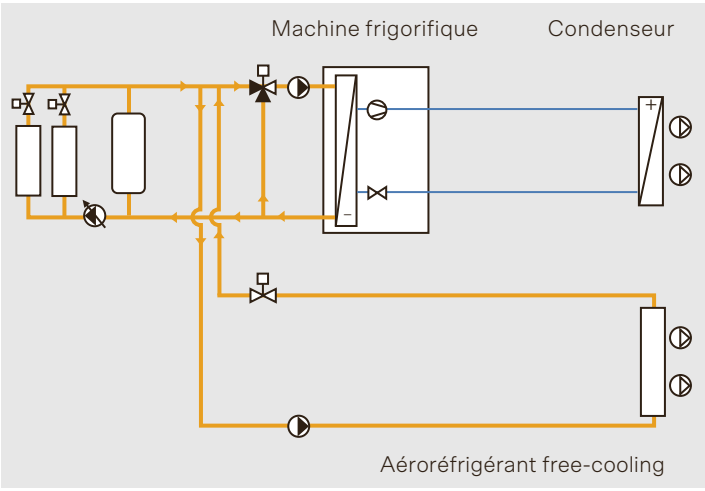


Illustration 8.27: 5. Condensation directe avec free-cooling via un échangeur de chaleur raccordé en série.



8.9 Dégagement de chaleur

Exploitation de la chaleur

La chaleur engendrée par la machine frigorifique peut être extraite à différents niveaux de température, c'est-à-dire dans le désurchauffeur (gaz chauds), dans le condenseur et dans le sous-refroidisseur (voir également chapitre 5.6).

Gaz chaud

L'utilisation directe des gaz chauds pour le chauffage et la production d'eau chaude sanitaire occupe 10 à 20 % de la puissance du condenseur. Le reste de la chaleur est évacué par l'aéroréfrigérant.

Gaz chaud et chaleur de condensation

Le gaz chaud est utilisé directement pour le chauffage à 50 °C. Le reste de la chaleur est évacué dans l'accumulateur thermique. De là, la chaleur est utilisée pour le chauffage. La chaleur excédentaire qui ne peut être utilisée dans le système de chauffage est évacuée par l'aéroréfrigérant.

Un inconvénient de cette solution est le débit très variable dans le sous-refroidisseur (en fonction de la position de la vanne).

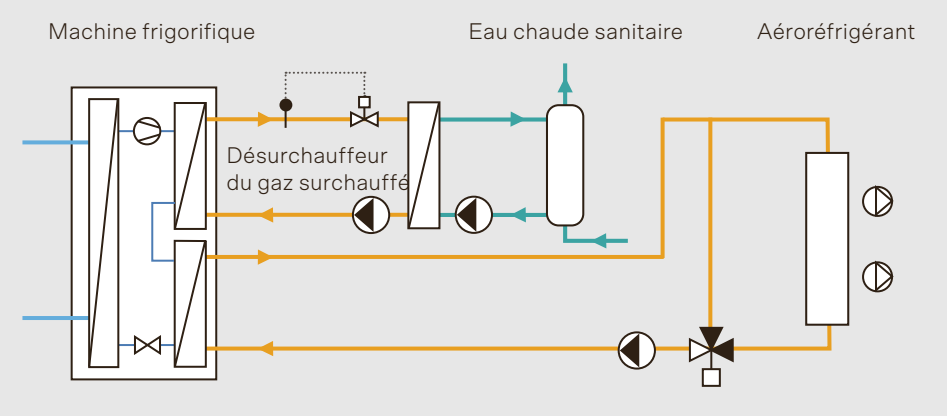


Illustration 8.28: Possibilité d'utiliser directement le gaz surchauffé.

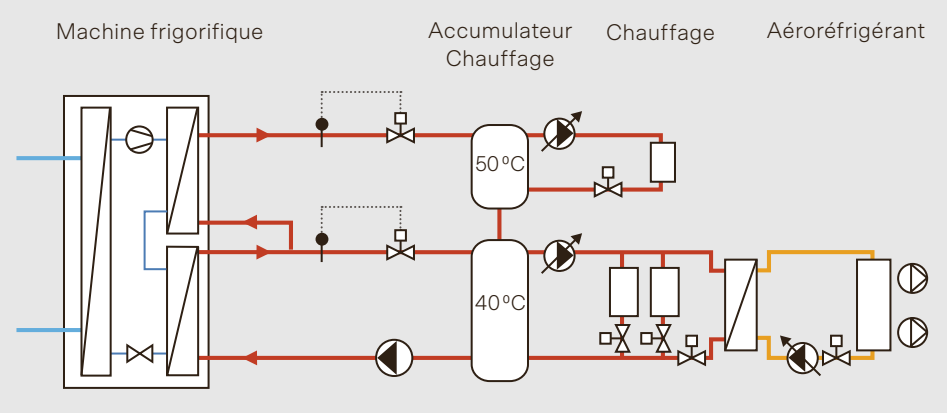


Illustration 8.29: Possibilité d'utiliser le gaz surchauffé et la chaleur de condensation.

Sous-refroidisseur
Le sous-refroidisseur améliore l'efficacité énergétique de l'installation et peut être:
- intégré dans le condenseur ou
- dimensionné comme échangeur de chaleur séparé après le condenseur

Le meilleur effet est obtenu en utilisant un échangeur de chaleur séparé pour le sous-refroidissement. (Voir également Approfondissement sur le sous-refroidissement dans l'Annexe E).
La meilleure efficience (écologique et économique) est obtenue lorsque la chaleur du condenseur est évacuée par une pompe à débit variable. Toutes les températures minimales et maximales du circuit du condenseur doivent alors être assurées et respectées.
La puissance électrique de la pompe ne doit pas dépasser 0,4 % de la puissance thermique évacuée. Cela s'applique également en charge partielle. Ce rapport ne peut être assuré que si le volume de refoulement de la pompe est proportionnel à la puissance thermique.
La température de sortie peut être assurée en réglant le débit volumique (pompe ou vanne de mélange). Le débit volumique variable garantit ainsi la température et l'efficience.
La façon la plus courante de maintenir les températures pendant l'intégration hydraulique est d'utiliser une vanne à trois voies (circuit de mélange) pour contrôler la température d'entrée ou de sortie. La régulation de la température d'entrée est nécessaire pour les opérations critiques de démarrage ou les températures de retour fortement fluctuantes. Un circuit de mélange peut également fonctionner avec des débits volumiques variables. Tous les circuits doivent toujours être validés par écrit avec le fournisseur de la machine frigorifique.

8.10 Exploitation du froid et de la chaleur en tant que système global

Le schéma (simplifié) (Illustration 8.31) montre la manière dont les différents composants et circuits sont combinés pour former un système global. L'exemple décrit un système que l'on est susceptible de trouver dans des installations plus grandes (à partir de 100 kW d'exploitation du froid et de la chaleur). Pour de plus petites installations (p. ex. les installations sans champs de sondes géothermiques), les éléments et les conduites correspondants ne sont pas nécessaires. Le schéma avec des explications supplémentaires sur les différents états de fonctionnement se trouve également dans l'Annexe J.

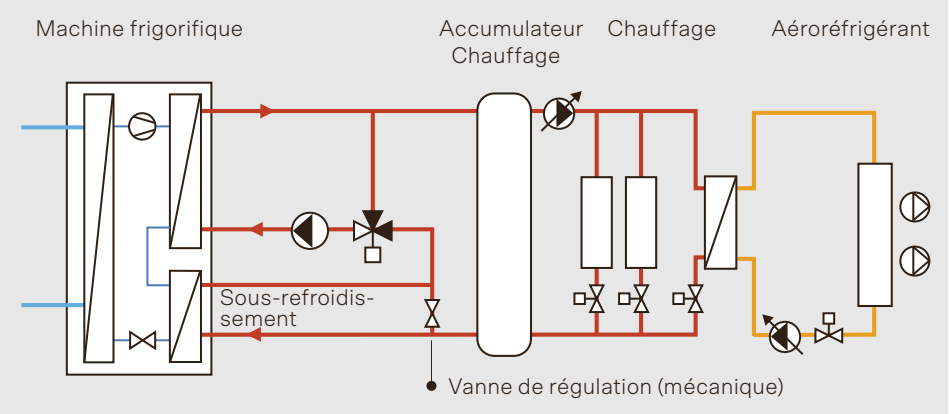


Illustration 8.30: Possibilité d'utiliser le sous-refroidissement pour améliorer encore l'efficacité énergétique.

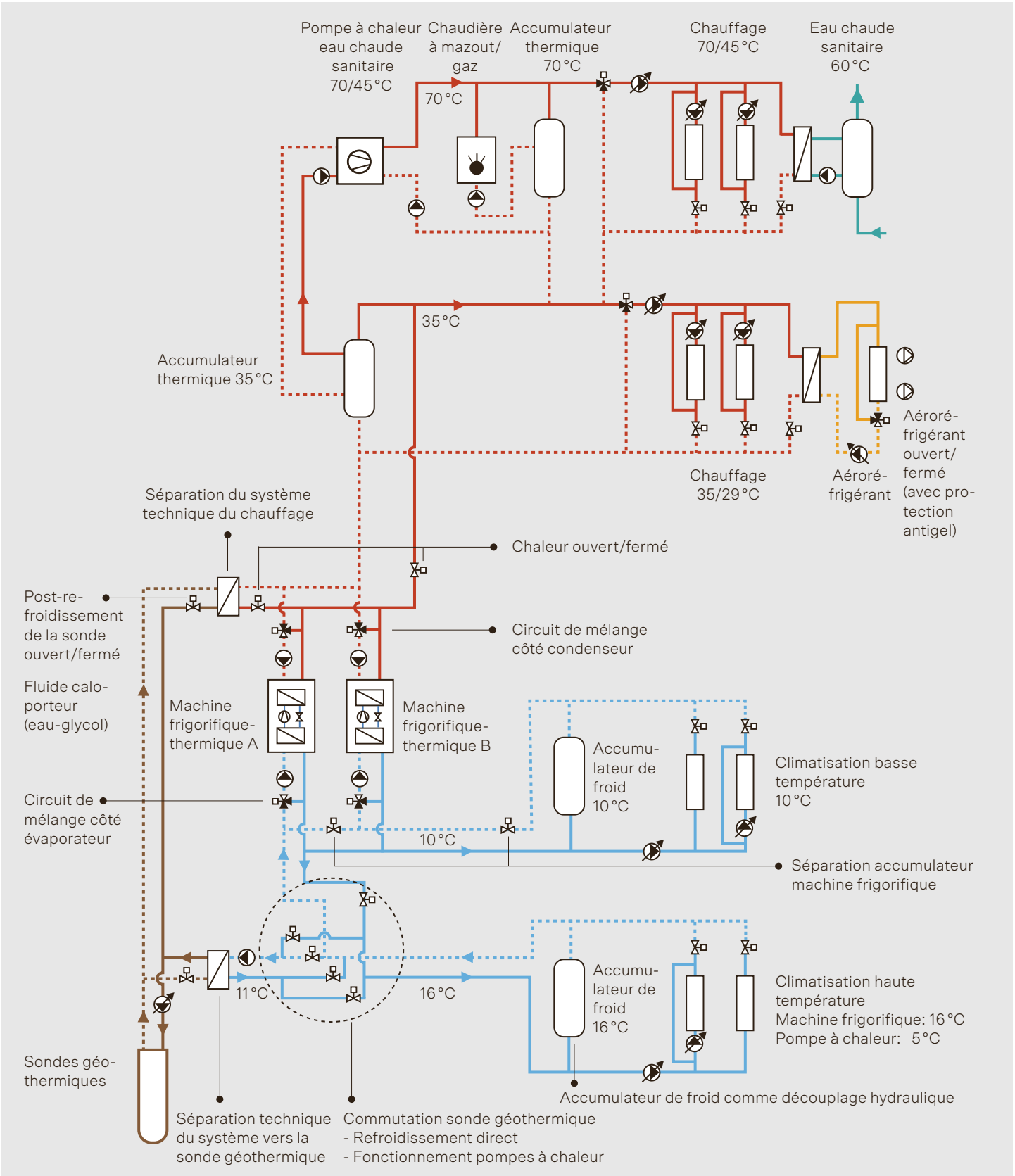


Illustration 8.31: Exemple d'une installation frigorifique de climatisation avec deux réseaux de froid, récupération de chaleur et avec sondes géothermiques.

V200

8.11 Système de distribution

Conduites

Pour le transport de l'eau ou d'un mélange eau-glycol, des conduites en acier ou en matière synthétique sont utilisés dans le système de climatisation. Les températures du fluide caloporteur ou frigorigène sont comprises entre 0 et 80 °C.

La pression nominale est la pression à laquelle les conduites, tuyauteries, brides et raccords profilés sont dimensionnés. Dans les techniques de climatisation et de refroidissement, les pressions nominales PN6, PN10 ou PN16 sont normalement utilisées.

Le traitement de l'eau pour les circuits fermés et ouverts se trouve dans la Directive SICC «Qualité de l'eau dans les installations techniques du bâtiment» (BT102-01).

Tubes en acier inoxydable

Il est généralement recommandé que les tuyaux de refroidissement soient en acier inoxydable (acier chrome-nickel). Jusqu'à un diamètre d'environ 100 mm, il est avantageux d'utiliser des tuyaux en acier inoxydable avec des raccords à sertir.

Avantages des tuyaux en acier inoxydable
- ne rouille pas
- Surfaces lisses
- Autoporteur
- Non inflammable
- Montage rapide, réalisée par du personnel CVC

Inconvénients des tuyaux en acier inoxydable
- Matériau plus cher que les tuyaux en acier normaux (ST-33, ST-42)
- Choix limité de raccords
- Nécessitent plus d'espace pour les raccords (à prendre en compte dans les espaces restreints)
- Plus grande dilatation

Corrosion interne

Dans les circuits ouverts (p. ex. avec une machine frigorifique avec aéroréfrigérant à évaporation ouverte), l'utilisation de tuyaux en acier normal (St 33, St 42) est problématique à cause de la corrosion. L'adjonction d'inhibiteurs de protection à la corrosion permet de réduire en partie ces risques.

Le risque de corrosion est particulièrement élevé dans les systèmes de refroidissement par évaporation ouverts, car l'eau est saturée en oxygène et favorise donc fortement la corrosion. C'est pourquoi l'utilisation d'acier inoxydable est recommandée pour ces applications; les tuyaux en matière synthétique peuvent également être utilisés comme variante.

Corrosion externe

Les travaux de protection contre la corrosion doivent être effectués par une entreprise spécialisée. Il est essentiel d'éviter que les tuyaux situés sous l'isolation se corrodent sans qu'on s'en aperçoive à cause d'un pare-vapeur mal réalisé.

Le traitement de surface pour la protection contre la corrosion des tuyaux en acier ST-33 comprend:
- Nettoyage de la surface (sablage, soudures avec une brosse en acier ou une meule)
- Couche d'apprêt
- Couche de finition

Recommandation: épaisseur minimale de la couche 140 µm

Tuyaux en matière synthétique

Le polypropylène est souvent utilisé comme matériau. L'utilisation de tuyaux en matière synthétique présente les avantages et les inconvénients suivants:

Avantages
- Résistant à la corrosion
- Surfaces lisses
- Amortissement du bruit et des vibrations
- Isolation

Inconvénients
- Faible résistance
- Élasticité élevée
- Installation par des spécialistes des tuyaux en matière synthétique
- Manque de raccords et de connexions sur les appareils
- Sensible à la température et aux chocs
- Inflammable

Supports de tuyaux
Lors du montage des tuyaux, veiller à ce qu'aucun pont thermique ne soit créé.

Isolation contre le froid
L'isolation contre le froid réduit les pertes de froid dans les tuyaux et les raccords et augmente l'efficacité énergétique du système.

Protection contre la condensation
Dans le cas des conduites de froid, la température tombe en dessous du point de rosée directement sur la surface froide de la conduite – la condensation se forme. Pour empêcher la vapeur d'eau de pénétrer dans l'isolation thermique et la surface de la conduite, la surface extérieure de l'isolation froide doit être conçue comme un pare-vapeur. Ceci est particulièrement important pour les conduites de froid fabriquées en acier normal. Dans ce cas, une protection inadéquate contre la corrosion en surface peut entraîner des dommages dus à la corrosion qui passent inaperçus.
L'efficacité énergétique des systèmes de distribution des conduites de refroidissement peut être augmentée par l'utilisation ciblée du bon matériau d'isolation (mot clé: conductivité thermique) et surtout par une épaisseur d'isolation suffisamment importante. Par conséquent, l'isolation ne doit pas seulement être dimensionnée en fonction de la protection contre la condensation et l'humidité. Il s'agit plutôt de réduire au maximum les pertes d'énergie et d'assurer un fonctionnement économique.

Protection contre l'humidité
Un pare-vapeur qualitativement approprié ou une isolation suffisamment épaisse empêchent une augmentation inacceptable de l'humidité dans le matériau isolant. Plus le pare-vapeur est étanche et plus l'isolation est épaisse (volumineuse), plus le volume d'humidité absorbée par le matériau isolant est faible.
Conformément à la norme SIA 384/4 (2025), la valeur de résistance à la diffusion de vapeur d'eau (valeur sd) de l'isolation doit être d'au moins 50 m.

Les différents matériaux isolants
Pour les conduites de refroidissement ou de réfrigération, on utilise principalement trois matériaux isolants: le caoutchouc synthétique (mousse élastomère flexible), les coques de tuyaux PIR recouvertes d'aluminium (polyisocyanurate) et les coques de tuyaux en verre cellulaire (polyéthylène).

Caoutchouc synthétique
Le caoutchouc synthétique présente un coefficient de résistance à la diffusion de vapeur d'eau élevé, agit comme un pare-vapeur et empêche ainsi la forma-

Illustration 8.32: Support de tuyau isolé pour une conduite de froid. Il permet d'éviter les ponts thermiques et la formation de condensats.

Illustration 8.33: Dommages dus à la corrosion sur la conduite d'eau froide (sous l'isolation).

tion de condensation. Le caoutchouc synthétique est souple et facile à travailler (même pour les pièces moulées). Il existe des colliers de serrage spéciaux pour les isolations en caoutchouc qui peuvent être utilisés pour les systèmes de distribution. Le tuyau en caoutchouc peut ainsi être facilement collé au collier de refroidissement.
Le caoutchouc synthétique sans halogène ne contient pas de retardateurs de flamme halogénés (tels que le chlore ou le brome), mais utilise à la place d'autres substances moins problématiques pour la résistance au feu. Le traitement du caoutchouc synthétique sans halogène est exigeant. De plus, il présente une conductivité thermique supérieure à celle du caoutchouc synthétique classique.
Pour des raisons techniques liées au traitement, il est souvent recommandé d'isoler les conduites de refroidissement avec du caoutchouc synthétique d'une épaisseur minimale de 19 mm. En raison des prescriptions actuelles en matière de protection incendie, l'épaisseur maximale d'isolation ne doit pas dépasser 60 mm pour le caoutchouc synthétique. De plus, l'épaisseur d'isolation du caoutchouc synthétique sans halogène est actuellement limitée à 32 mm.
(voir également la fiche technique «Mousse élastomère flexible dans le domaine de la climatisation/du froid»).

Système PIR en aluminium
Les matériaux isolants PIR ont une très faible conductivité thermique et sont donc extrêmement efficaces sur le plan énergétique. Afin d'empêcher la pénétration d'humidité, il est impératif de poser un pare-vapeur. À cet effet, on utilise aujourd'hui principalement des revêtements en films composites d'aluminium. Les coques et pièces moulées PIR peuvent également être recouvertes d'une couche de plastique liquide et ainsi être collées de manière étanche à la diffusion de vapeur. Dans la pratique, il s'avère toutefois que le recouvrement de toute la surface est difficile et qu'il existe un risque de laisser des espaces dans les zones difficiles d'accès.
L'isolation des suspensions de tuyaux (pièces moulées) avec du PIR-Aluminium nécessite beaucoup de soin et prend beaucoup de temps. Pour les matériaux rigides tels que le PIR, l'épaisseur minimale recommandée est de 30 mm. Avec une isolation de 30 mm, les suspensions de tuyaux (colliers) peuvent également être isolées, ce qui permet d'éviter les ponts thermiques et la formation de condensation.

Verre cellulaire
Les isolants en verre cellulaire offrent une résistance élevée à la compression, sont étanches à l'eau et à la vapeur et incombustibles. Le verre cellulaire a toutefois une conductivité thermique nettement supérieure à celle du PIR.
Les coques et les pièces moulées en verre cellulaire doivent reposer proprement sur les conduites et être collées. Ici aussi, comme pour le PIR, une épaisseur d'isolation minimale de 30 mm est recommandée.

Distances
La circulation de l'air (convection) autour des conduites contribue à éviter la formation de condensation sur l'isolation. C'est pourquoi les éléments isolés de l'installation ne doivent pas être trop proches les uns des autres ni trop proches des murs, des plafonds ou des éléments encastrés. La norme DIN 4140 recommande une distance minimale de 100 mm par rapport aux murs ou aux plafonds.

Épaisseurs d'isolation
D'un point de vue économique et écologique, il est judicieux d'isoler les conduites de refroidissement contre l'eau de condensation (c.-à-d. comme protection contre l'humidité) d'une part, ce qui nécessite de faibles épaisseurs d'isolation. D'autre part, l'efficacité énergétique doit également être prise en compte avec les «épaisseurs d'isolation économiques». En outre, il s'agit égale-

ment de prendre en compte les systèmes hybrides qui chauffent en hiver et refroidissent en été. Dans le domaine de l'isolation thermique, les exigences du Modèle de prescriptions énergétiques des cantons MoPEC sont déterminantes. Conformément à la norme SIA 384/4 (2025), l'ensemble du système de distribution de froid doit être isolé. Seules les conduites dont la température de l'eau froide est supérieure à 18 °C et pour lesquelles la protection contre la condensation est garantie peuvent être exemptées d'isolation au niveau du retour.
L'annexe F contient un tableau indiquant les épaisseurs minimales d'isolation recommandées par suissetec et ISOL-SUISSE pour les conduites frigorifiques et les accumulateurs.

Protection contre l'incendie
Dans le cas des installations de climatisation, il convient de veiller, en matière de protection incendie, aux passages à travers les éléments de construction formant des compartiments coupe-feu, à l'isolation des tuyaux dans les issues de secours et aux cloisonnements coupe-feu. L'emplacement de la machine frigorifique est également important, en particulier pour les installations utilisant des fluides frigorigènes inflammables.
Les exigences relatives au comportement au feu des matériaux de construction, à l'utilisation des matériaux de construction et aux mesures nécessaires pour la formation de compartiments coupe-feu sont définies dans les prescriptions suisses de protection incendie de l'AEAI (PEA 14-15 et PEA 15-15).
Il est recommandé de discuter et de coordonner la mise en œuvre prévue avec la personne responsable de l'assurance qualité (AQ) en matière de protection incendie dès la phase de planification.

Caloporteurs et frigoporteurs
De l'eau propre et traitée (inhibée contre la corrosion) est utilisée comme moyen de chauffage ou de refroidissement. Voir également la Directive SICC «Qualité de l'eau pour les installations techniques du bâtiment».
Pour les applications nécessitant une protection contre le gel, on utilise des mélanges eau-glycol avec protection contre la corrosion.
– Les fluides à base d'éthylène glycol sont utilisés lorsque des performances maximales de transfert de chaleur et une solution économique sont essentielles.
– Les fluides à base de propylène glycol sont utilisés lorsque des fluides de transfert de chaleur à faible toxicité sont requis.

Les mélanges eau-glycol sans ajout d'additifs anticorrosion sont nettement plus corrosifs que l'eau pure.
Les fluides caloporteurs contenant du glycol se distinguent par la qualité de leur protection contre la corrosion. La norme d'essai de corrosion ASTM D 1384 peut être utilisée comme guide lors du choix du fluide caloporteur approprié.
Il ne faut pas mélanger différents fluides caloporteurs, en particulier ceux de différents fabricants, car des incompatibilités et des dommages consécutifs dus à la corrosion peuvent se produire.
La résistance au gel dépend du type de glycol utilisé et de la teneur du mélange avec l'eau et est basée sur la température la plus basse sur le site d'installation (voir Illustration 8.34).
Il convient de noter que la concentration minimale du mélange est d'environ 20 % (dépend du produit et du matériau). Une concentration plus faible peut rendre le fluide caloporteur chimiquement agressif.
Le glycol est disponible sous forme de concentré ou de mélange prêt à l'emploi. Pour les systèmes comportant une tuyauterie importante et une faible circulation, il est recommandé de diluer le concentré avec de l'eau en dehors du système jusqu'à la concentration souhaitée.

Le glycol et l'eau mélangés de manière homogène, ils ne se séparent pas.

Important: Lorsque du glycol pur est ajouté à un système déjà rempli d'eau, il ne se mélange pas automatiquement à l'eau. Cela signifie que la protection contre le gel n'est pas garantie et que le système peut être endommagé.

Pour les nouveaux remplissages, la concentration, la valeur du pH et la concentration de l'inhibiteur doivent être contrôlées pour la première fois après 3 mois. Ce premier contrôle fait partie du contrat de travail.
Ensuite, la résistance au gel doit être contrôlée chaque année, ce qui peut être fait par exemple à l'aide d'un réfractomètre. Certains fabricants proposent également à leurs clients un service d'analyse permettant de déterminer l'état réel du fluide dans le système.
Pour des raisons environnementales, il faut ajouter le moins de glycol possible. L'élimination du glycol doit être clarifiée avec l'autorité locale de protection de l'environnement. Le déversement dans les canalisations des eaux usées n'est pas autorisé sans autorisation écrite préalable.

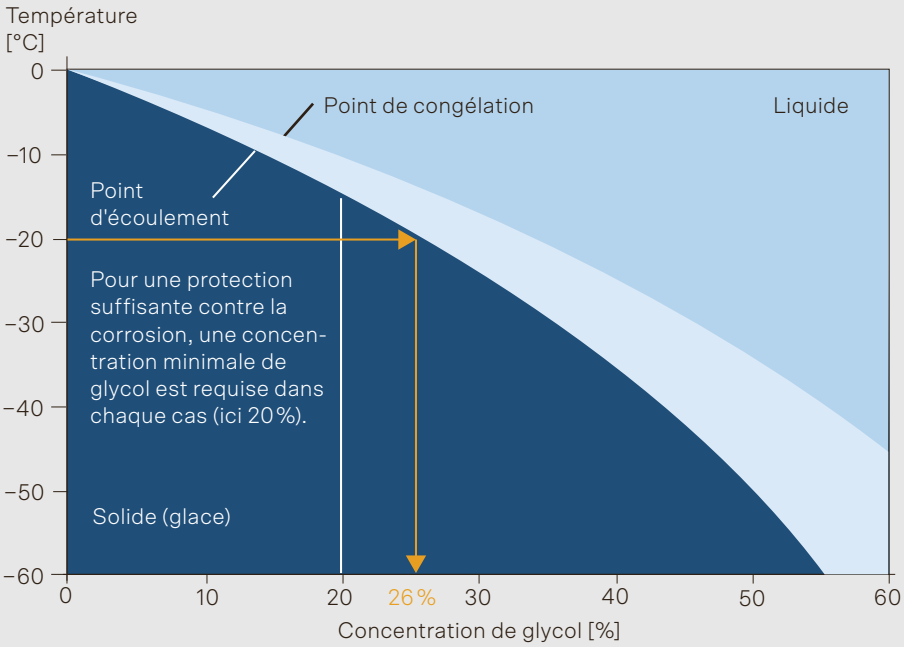


Illustration 8.34: Résistance au gel du mélange eau-glycol. Exemple: Lorsque la résistance au gel est requise selon un dimensionnement jusqu'à −20 °C, cela donne une teneur en glycol dans l'eau de 26 % selon le graphique.

Digression

Accumulateur de glace

L'eau est transformée en glace dans un accumulateur à glace. Au cours de ce processus, la chaleur latente – et donc l'énergie – est également stockée. Presque 100 % de cette énergie est libérée dans le frigoporteur au moment voulu.

L'accumulateur de glace est utilisé:
- pour interrompre les pics d'énergie coûteux
- pour utiliser le prix plus avantageux de l'électricité la nuit dans le cas des tarifs jour-nuit
- pour augmenter la sécurité d'approvisionnement avec une réserve d'énergie frigorifique – p. ex. dans les installations industrielles ou les centres de calcul pour pallier une panne d'électricité ou de la machine frigorifique.

Les accumulateurs de glace sont connectés en série ou en parallèle à l'évaporateur de la machine frigorifique. Le choix du circuit dépend du concept du système et du mode de fonctionnement. Lorsqu'il y a plusieurs machines frigorifiques, on les branche en parallèle.

Un accumulateur de glace présente toutefois également des inconvénients:
- Coûts élevés
- Encombrement important
- Efficacité énergétique relativement faible du système en raison de la faible température d'évaporation en mode charge – surtout si les températures de l'eau glacée des consommateurs sont plus élevées.

Étant donné qu'un tarif standard s'applique souvent à l'électricité aujourd'hui et qu'une tarification à la puissance n'est pas faite, l'installation d'un accumulateur de glace n'est souvent pas économique.
En lieu et place d'un accumulateur d'eau ou de glace, on peut utiliser des accumulateurs de chaleur latente avec des matériaux à changement de phase ayant des températures de solidification différentes. Ceux-ci utilisent le changement de phase du médium à la température du fluide frigorigène pour stocker l'énergie de refroidissement.

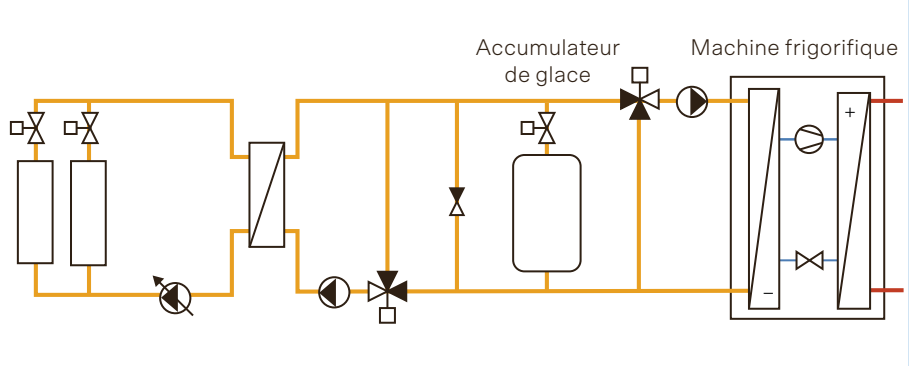


Illustration 8.35: Installation de stockage de la glace avec 3 modes de fonctionnement:
1. Charger l'accumulateur
2. Décharger l'accumulateur
3. Fonctionnement des machines frigorifiques

10 points relatifs au système hydraulique des installations frigorifiques

1. Les défauts de l'hydraulique entraînent généralement d'importants problèmes de fonctionnement et ne peuvent être corrigés qu'ultérieurement et à grands frais.
2. Les différents circuits sont séparés les uns des autres hydrauliquement ou mécaniquement (découplage, séparation du système) afin que les différentes pompes ne puissent pas s'influencer activement.
3. L'entraînement de la vanne de mélange dans le circuit du condenseur ne doit pas avoir un temps de fonctionnement supérieur à 30 secondes.
4. Pour permettre le démarrage de la machine frigorifique, certaines températures doivent régner au niveau du condenseur et de l'évaporateur et qui doivent être traversées avec le fluide frigoporteur ou caloporteur.
5. Le débit volumique dans le circuit primaire (circuit de l'évaporateur ou du condenseur) doit toujours être supérieur d'environ 5 % au débit volumique dans le circuit secondaire (circuit du consommateur de froid ou du consommateur de chaleur).
6. Les accumulateurs permettent une optimisation du comportement du système hydraulique. Une attention particulière doit être accordée à la stratification des températures lors de leur intégration.
7. Aux fins d'entretien de la machine frigorifique et du système caloporteur et frigoporteur, il faut entre autres des robinets de vidange, des robinets de purge, des embouts Twinlock pour les mesures mobiles de température et des contrôleurs de débit. En outre, une connexion à baïonnette facilite le nettoyage du condenseur.
8. Les systèmes de tuyauterie menant à l'extérieur (p. ex. vers l'aéroréfrigérant) doivent être protégés contre le gel (eau-glycol, ruban chauffant, vidange automatique).
9. Les conduites de froid doivent être isolées contre la condensation et les pertes thermiques. L'isolation doit être posée de manière complètement étanche à la diffusion.
10. Avant la remise à l'exploitant, il est impératif de régler correctement les débits du circuit consommateurs de chaleur et de froid (équilibrage hydraulique).

Chapitre 9

Commande et régulation

La fonctionnalité et l'hydraulique des installations frigorifiques sont plus complexes que celles des installations de chauffage. Les côtés évaporateur et condenseur sont fortement liés et s'influencent mutuellement. En outre, la marge de manœuvre est étroite en ce qui concerne la pression et la température: même un bref dépassement de la pression du côté du condenseur peut entraîner un arrêt de sécurité de l'installation en raison de la haute pression. Cela impose des exigences élevées en matière de commande et de régulation.

9.1 Généralités

Le type de commande et de régulation dépend essentiellement du type de refroidissement. Les installations frigorifiques à évaporation directe ou à condensation directe sont régulées ou commandées différemment par rapport aux systèmes comportant un circuit intermédiaire avec un fluide frigoporteur ou caloporteur.

Installations avec circuits intermédiaires

Les installations avec circuits intermédiaires (circuit évaporateur et condenseur) sont assemblées à partir de divers composants. Pour que l'ensemble de l'installation fonctionne correctement, une coordination précise entre les services spécialisés et les personnes concernées est absolument indispensable: CVC, MCR, planification électrique et fabricants de machines frigorifiques.
Un aspect central est ici la définition des interfaces entre les différents corps de métier. Il existe différentes approches de cette tâche, qui doit être résolue dès le début du projet (voir chapitre 9.2).

Installation avec évaporation directe et condensation directe

Dans une installation à évaporation directe et à condensation directe, l'unité de commande et de régulation intégrée à la machine frigorifique prend en charge les fonctions correspondantes. Dans ce cas, la responsabilité de l'ensemble de l'installation, y compris la régulation, incombe au fournisseur de la machine frigorifique. Si nécessaire, la communication entre l'installation frigorifique et la gestion technique du bâtiment (GTB) est assurée par des interfaces appropriées. Avec ces systèmes, l'énergie frigorifique ne peut pas être stockée. Par conséquent, ces installations doivent disposer d'une large plage de régulation (20 – 100 % de la puissance).

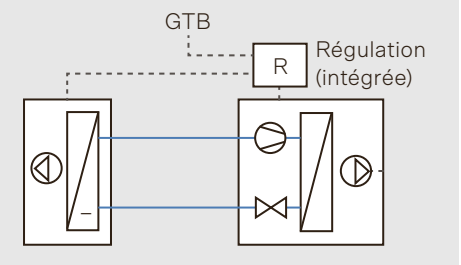


Illustration 9.1: Machine frigorifique à évaporation directe et à condensation directe avec régulation intégrée.

La stabilité de la régulation est fortement influencée par le système hydraulique. Les erreurs dans l'intégration hydraulique d'une installation frigorifique ne peuvent être corrigées par la régulation.

9.2 Approches de la définition des interfaces

La communication entre les différents composants de l'installation frigorifique (production de froid, groupes de consommateurs, aéroréfrigérants etc.) s'effectue aujourd'hui le plus souvent par le biais de plusieurs régulations provenant de différents fournisseurs. La manière dont les interfaces sont coordonnées dépend de différents facteurs:

- Structure de l'installation, principes de fonctionnement, facilité d'utilisation, concept d'alarme
- Exigences en matière de surveillance à distance
- Concept de maintenance
- Matériel et logiciels

La machine frigorifique-thermique (MFT) peut être intégrée au système global de différentes manières. Trois exemples de définition d'interface sont donnés ci-dessous (Illustration 9.2).

Interfaces solution A: Machine frigorifique-thermique seule

La machine frigorifique est commandée et régulée de manière autonome par son propre API (Automate programmable industriel). Il prend en charge la régulation de la puissance de la machine, y compris les fonctions de sécurité telles que le retour d'information sur le fonctionnement des pompes, la surveillance du débit etc. Dans le cas de la régulation de la puissance, il est souvent possible de la commander via un signal externe. La machine frigorifique est mise en marche et arrêtée par le système de gestion technique du bâtiment, qui intègre également les pompes, les vannes de régulation et d'autres composants du système. Cette solution est souvent choisie pour les groupes frigorifiques «standard» dont la fonctionnalité de l'unité de commande intégrée est limitée.
L'inconvénient de cette solution est que les responsabilités sont différentes pour la commande de la machine frigorifique et pour le contrôle de niveau supérieur.

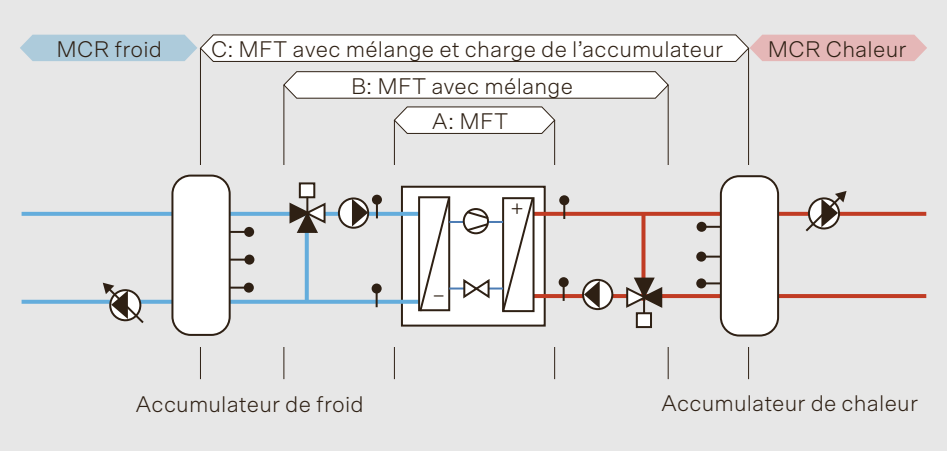


Illustration 9.2: Prise en compte de l'interface d'une installation frigorifique du point de vue de l'ingénierie de contrôle. Il existe trois solutions possibles (A, B et C) pour placer judicieusement les interfaces (MCR: mesure, contrôle, régulation).

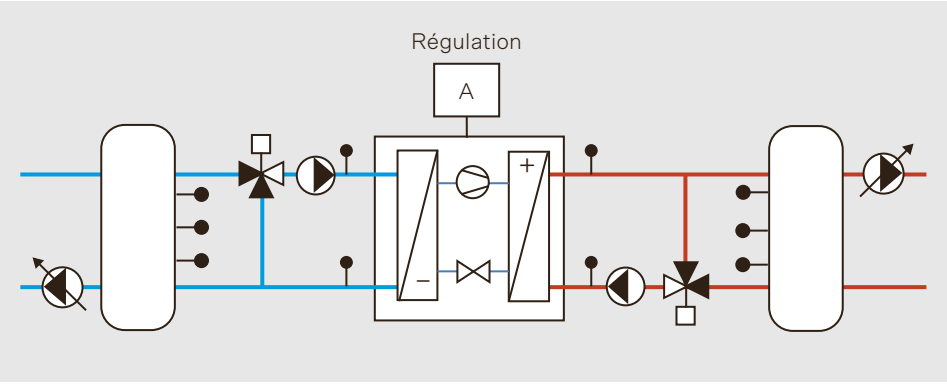


Illustration 9.3: Interfaces solution A: Machine frigorifique-thermique (MFT).

Comme les commandes proviennent de différents fournisseurs, il n'y a pas un responsable unique de l'optimisation de l'ensemble du système.
Lors du dépannage et des travaux de maintenance sur la machine frigorifique, le spécialiste responsable du système supérieur doit généralement être également présent.

Interfaces solution B: Machine frigorifique-thermique avec mélange
Le système de commande de la machine frigorifique commande également les pompes et les vannes à 3 voies du circuit de mélange:
- Libération ou commutation des pompes.
- Signaux pour la commande des vannes de régulation

Cela signifie que les responsabilités en matière de planification, de mise en service, de dépannage et de maintenance sont clairement définies. Le spécialiste de l'entretien de l'entreprise de froid peut également faire fonctionner les pompes et les vannes de régulation et ne dépend pas de l'aide du fournisseur du système de commande de niveau supérieur. Cette variante a fait ses preuves dans la pratique.

Interfaces solution C: Machine frigorifique-thermique jusqu'à et y compris le chargement de l'accumulateur
Dans cette variante, le fournisseur de la machine frigorifique est responsable de la commande et de la régulation de l'ensemble de la production de froid et de chaleur. Cela inclut également la gestion de l'accumulateur et éventuellement le post-refroidissement. La régulation du fabricant peut donc également prendre en charge la gestion de l'accumulateur et de l'ensemble de l'installation. À cet égard, il s'agit de la solution d'interface idéale, qui devrait être choisie dans la mesure du possible.
La condition préalable est que le fournisseur de la machine dispose du savoir-faire correspondant en matière de technologie de commande et de régulation.

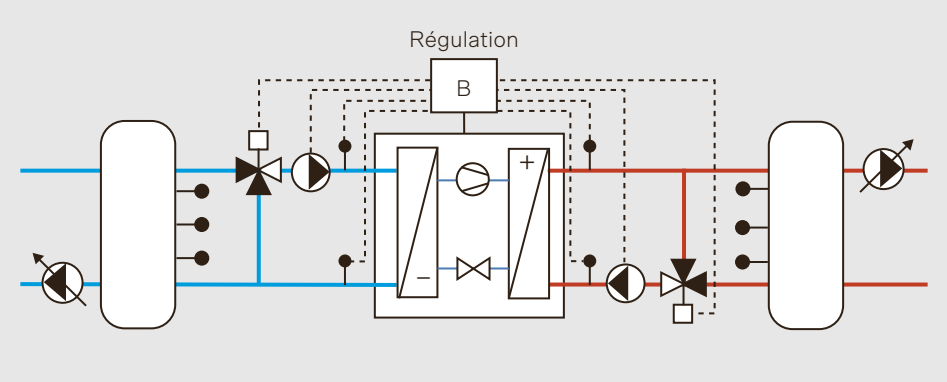


Illustration 9.4: Interfaces solution B: Machine frigorifique-thermique (MFT) avec mélange.

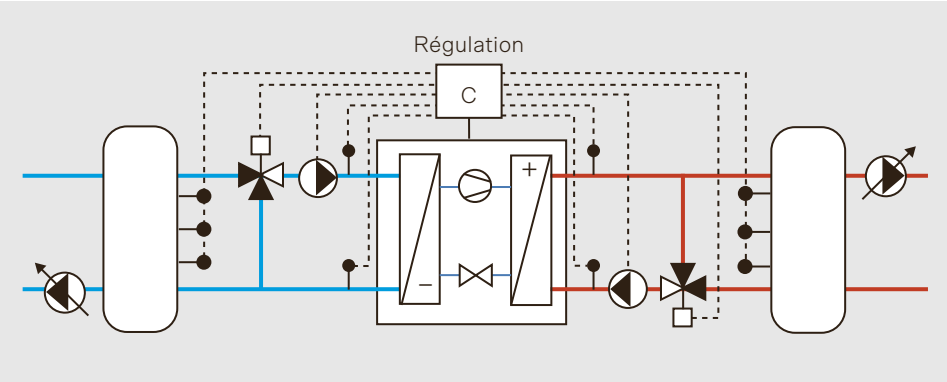


Illustration 9.5: Interfaces solution C: Machine frigorifique-thermique (MFT) jusqu'à et avec le chargement de l'accumulateur.

9.3 Régulation de la puissance de la machine frigorifique

La puissance d'une machine frigorifique peut être ajustée à quatre endroits:

1. Intervention sur le compresseur
Par une dérivation des cylindres sur les compresseurs à pistons ou par la vanne à glissière sur les compresseurs à vis, la puissance du compresseur peut être ajustée sans modifier sa vitesse de rotation (voir chapitre 5).

2. Intervention sur le moteur
Le moteur peut être équipé d'une régulation de la vitesse de rotation. En outre, il est possible d'utiliser un moteur à commutation de pôles (conception spéciale de moteur permettant de régler des vitesses différentes et fixes).

3. Intervention dans le circuit des fluides frigorigènes
Le fabricant de la machine frigorifique peut concevoir le circuit de fluide frigorigène de différentes manières. Dans le passé, la solution rentable avec étranglement de l'aspiration et dérivation des gaz chauds était souvent mise en œuvre, en particulier pour les petits systèmes avec un seul poste frigorifique. Cependant, les machines frigorifiques dotées d'une commande de dérivation des gaz chauds entraînent une nette détérioration de l'efficacité énergétique du système. Il est donc recommandé de ne pas utiliser de telles machines avec une commande de dérivation des gaz chauds.

4. Accumulateur d'énergie
L'accumulateur d'énergie peut être utilisé pour écrêter les pics de puissance dans l'installation frigorifique. De cette manière, il est possible de réduire la taille de la machine frigorifique, de diminuer la fréquence de commutation et de rendre le fonctionnement du système plus stable (voir chapitre 6).
Les planificateurs peuvent n'influencer que le dimensionnement de l'accumulateur d'énergie. La manière de réguler la production de froid incombe au fabricant de la machine frigorifique. Toutefois, le planificateur doit établir des spécifications correspondantes lors de la commande et du choix des machines.

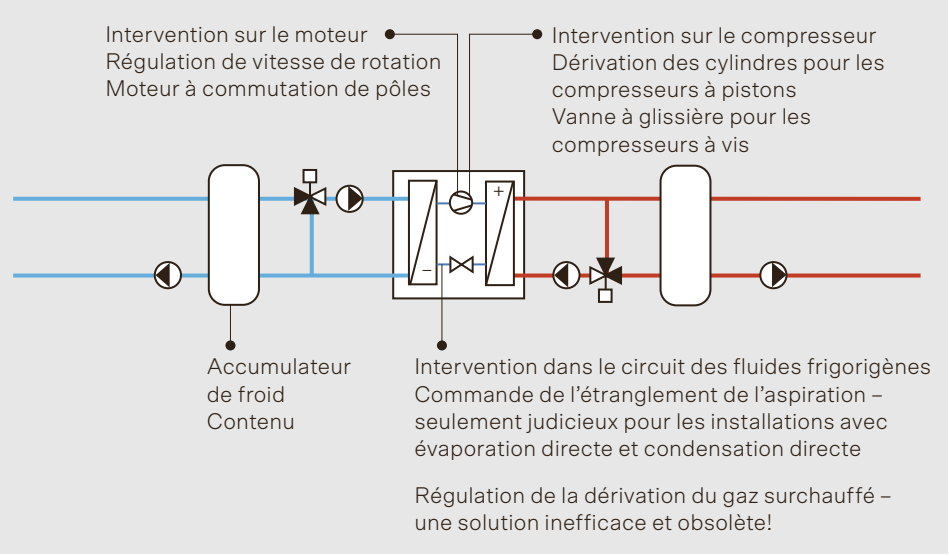


Illustration 9.6: Les quatre possibilités de réguler la puissance de la machine frigorifique.

9.4 Régulation du côté évaporateur

La puissance du compresseur est régulée en fonction de la température de sortie de l'évaporateur ($T_{F\text{-}Sor}$). Si la valeur réelle de la $T_{F\text{-}Sor}$ est supérieure à la valeur de consigne, la puissance du compresseur est augmentée et vice versa. Pour permettre à la régulation de la puissance du compresseur de réagir plus rapidement aux changements, la température d'entrée de l'évaporateur ($T_{F\text{-}Ent}$) est souvent utilisée comme variable auxiliaire.
Le choix du mode de régulation dépend de l'écart admissible. Le suivi de la température s'effectue en ajustant la puissance du compresseur en continu (avec un CF) ou par paliers. (p. ex. une régulation à 4 étages pour l'eau glacée 14/8 °C, correspondant à une différence de 1,5 K par étage).

Régulation de la température de sortie (côté évaporateur)

La régulation de la température à la sortie de l'évaporateur est principalement utilisée dans les systèmes avec régulation progressive de la puissance car il y a un contrôle rétroactif: après avoir modifié la spécification de la puissance du compresseur, la température de sortie de l'eau glacée ($T_{F\text{-}Sor}$) change.

Caractéristiques spécifiques

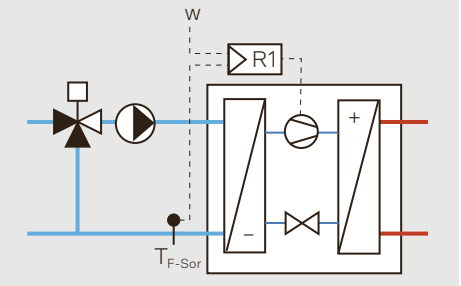
- Faible déviation de la régulation par rapport à la valeur de consigne[1]
- Sensible aux fluctuations de température à la sortie de l'évaporateur. En particulier pour les systèmes ayant une petite «capacité de stockage (de froid) de l'évaporateur».

Commande de la puissance

Dans les installations avec commutation EN/HORS des compresseurs individuels, l'installation frigorifique est avantageusement contrôlée en fonction de la température d'entrée de l'évaporateur. Dans ce cas, le réseau hydraulique d'eau glacée – grâce à sa teneur en eau – a un effet d'amortissement. Par conséquent, le compresseur se met en marche et s'arrête moins souvent – ou a des périodes de fonctionnement et d'arrêt plus longues.
Avec une solution incluant une mesure de la température à la sortie de l'évaporateur, en revanche, la température chute immédiatement après la mise en marche d'un étage de compresseur – ce qui peut conduire au redémarrage de l'étage et ainsi augmenter la fréquence de commutation.
En option, il est possible de prévoir une limitation de la température de sortie.
Caractéristiques spécifiques:

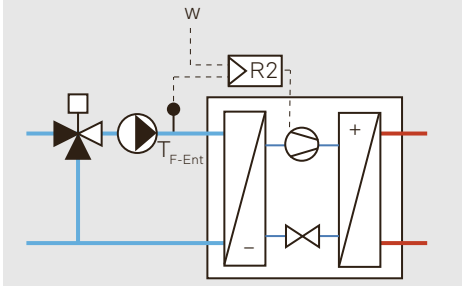
- Le réseau de froid a un effet d'amortissement

1 Un régulateur PI (régulateur proportionnel-intégral) est utilisé à cet effet. Cela permet de régler exactement la valeur de consigne sans déviation de la régulation.



$T_{F\text{-}Sor}$ Température de sortie de l'évaporateur
W Valeur de consigne (valeur par défaut sur le régulateur)

Illustration 9.7: Régulation de la température de sortie de l'évaporateur, compresseur avec régulation progressive de la puissance (20 à 100 %).



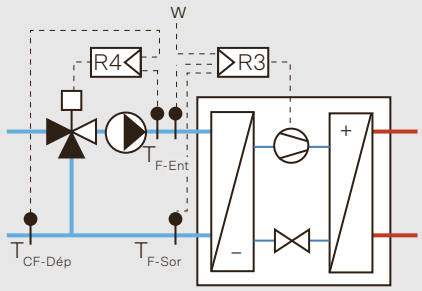
$T_{F\text{-}Ent}$ Température d'entrée de l'évaporateur
W Valeur de consigne (valeur par défaut sur le régulateur)

Illustration 9.8: Commande de la température d'entrée de l'évaporateur.

– Présente un plus grand écart de régulation, surtout si la différence entre les températures de condensation et d'évaporation est faible. Dans ce cas, la puissance du compresseur augmente, ce qui entraîne une plus grande différence de température par palier de puissance.

Combinaison de la régulation de la température d'entrée et de sortie

Lorsqu'une régulation plus précise de la température de l'eau glacée est nécessaire pour les systèmes à forte demande, la régulation de la puissance peut être complétée par une modulation pour le maintien de la valeur de consigne.
Dans ce cas, la puissance est régulée en fonction des températures de sortie et d'entrée de l'évaporateur. Le groupe frigorifique régule la température de sortie de l'évaporateur. La vanne à 3 voies régule la température d'entrée de l'évaporateur et veille à ce que la valeur de consigne ne soit pas dépassée. Lorsque cette valeur est dépassée dans le réseau, la vanne de mélange s'ouvre davantage en fonction de la limitation de la température d'entrée dans la position de déviation. Cela entraîne une baisse de la température de sortie de la machine frigorifique. Lorsque la valeur de consigne est atteinte, la vanne est ouverte pleinement. Cette option permet de réduire les perturbations causées par le dépassement de la température de consigne dans le réseau. Elle est complétée par une régulation permettant de limiter la température d'entrée de l'évaporateur.



R3 Régule la puissance en fonction de la température d'entrée et de sortie de l'évaporateur.
R4 Régulateur pour la limitation de température
$T_{F\text{-}Sor}$ Température de sortie de l'évaporateur
$T_{F\text{-}Ent}$ Température d'entrée de l'évaporateur
$T_{CF\text{-}Dép}$ Limitation de la température de sortie vers le réseau d'eau froide
W Valeur de consigne (valeur par défaut sur le régulateur)

Illustration 9.9: Combinaison de la régulation de la température d'entrée et de sortie.

Remarque relative au côté évaporateur

Le circuit de mélange (vanne à 3 voies) est recommandé pour le système avec accumulateur et pour les installations où la température souhaitée de sortie de l'évaporateur doit être maintenue à tout moment. Cela s'applique également au démarrage de la machine frigorifique lorsque la température du réseau est élevée (p. ex. après le week-end). L'installation du circuit de mélange entraîne toutefois des coûts supplémentaires.
Comme alternative un peu moins coûteuse, il est possible de réduire le débit volumique à une température d'entrée élevée de l'évaporateur au moyen d'une pompe à vitesse contrôlée afin d'obtenir le même effet. La quantité minimale d'eau prescrite par le fabricant de la machine doit être respectée.
Toutefois, cette variante ne peut être réalisée qu'avec l'accord du fournisseur de la machine. Ces considérations s'appliquent également au côté condenseur.

Limitation de la température maximale à l'entrée de l'évaporateur (R4)

La limitation maximale permet d'éviter des températures de sortie trop élevées à la sortie de l'évaporateur ainsi que d'éventuels dysfonctionnements lors du démarrage de la machine frigorifique. Il faut clarifier avec le fournisseur de la machine frigorifique quelle est la température maximale admissible de l'entrée d'eau de l'évaporateur et pendant combien de temps elle peut être dépassée. Cette limitation est particulièrement nécessaire pour:

– Circuit de l'accumulateur, afin qu'il soit chargé à une température régulière.
– Installations avec une grande quantité

d'eau glacée: le problème se pose ici lors du démarrage de l'installation avec des températures moyennes élevées (20 à 25 °C) après un arrêt prolongé.
– Installations dans lesquelles la température de retour du circuit frigorifique fluctue (fortement) (par exemple, gros consommateurs qui sont mis en marche ou arrêtés)

Décalage de la valeur de consigne après l'augmentation de la température de sortie de l'évaporateur

Lorsque la température de sortie de l'évaporateur est augmentée, par exemple de 2 K, les valeurs de consigne pour la température d'entrée de l'évaporateur et du condenseur, ainsi que diverses autres valeurs – telles que les températures de stockage dans le régulateur de niveau supérieur – doivent également être augmentées simultanément de 2 K.
Il est donc judicieux de fonctionner avec un ΔT à la valeur de base définie dans chaque cas et d'y associer toutes les autres valeurs de consigne. La mise en œuvre de cette option dans la phase de planification n'entraîne qu'un surcoût minime. En revanche, une adaptation ultérieure du logiciel sera plus coûteuse.

Remarque relative à la commande des pompes

La pompe et la surveillance de la température de l'évaporateur sont régulées de manière à fonctionner après l'arrêt du compresseur et à évacuer le «froid résiduel» (cela s'applique surtout aux évaporateurs noyés).

Régulation de la puissance en combinaison avec un débit volumique variable

En cas d'utilisation d'une pompe à vitesse de rotation régulée du côté de l'évaporateur, plusieurs variantes de combinaison sont possibles. Deux exemples sont donnés ci-dessous:

Exemple 1: Régulation séquentielle de la puissance de la machine frigorifique par le biais du débit volumique.

Pour les systèmes avec des débits volumiques variables via l'évaporateur, il faut respecter les spécifications des fabricants. La plupart d'entre eux n'autorisent qu'une réduction maximale du débit volumique de 30 %. Cela est dû au fait que le transfert de chaleur dans les échangeurs à plaques change avec un débit volumique considérablement réduit. Cela peut entraîner des conditions de fonctionnement incontrôlables.

Exemple 2: Débit volumique «consigne»: fixé par le système de niveau supérieur

La régulation de niveau supérieur (p. ex. la gestion technique du bâtiment) spécifie le débit volumique en fonction des conditions hydrauliques et du besoin de puissance (V_{GTB}). En outre, le débit volumique est réduit lorsque la température de sortie de consigne ($T_{F\text{-}Sor}$) est dépassée.
Dans la pratique, il a été démontré que la gestion technique du bâtiment (GTB) devrait idéalement signaler uniquement le besoin à la machine frigorifique. Il faut éviter que la GTB intervienne directement dans la régulation de la machine (p. ex. en spécifiant la puissance de re-

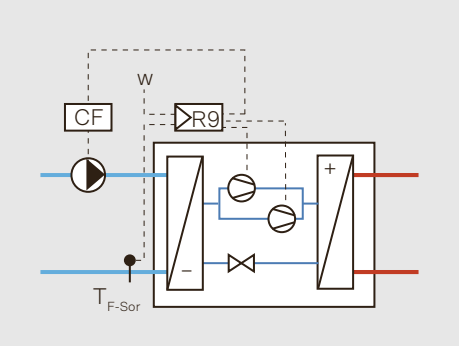


Illustration 9.10: Régulation assurant une température de sortie constante ($T_{F\text{-}Sor}$). Afin de maintenir la température de sortie constante, on règle d'abord la puissance du compresseur, puis le débit volumique en séquence (l'un après l'autre), si le fournisseur de froid le permet (R9).

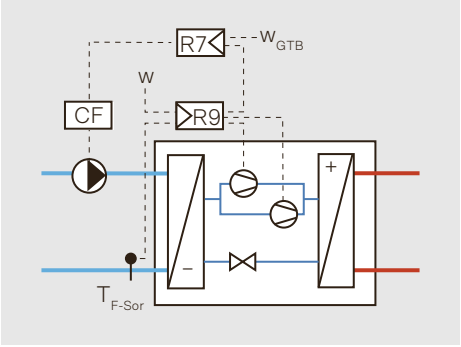


Illustration 9.11: Régulation de la température de sortie combinée au point de consigne de l'automation du bâtiment (R9).

froidissement requise). La machine doit toujours s'autoréguler.
Le système décrit ci-dessus – en particulier la spécification par la GTB – doit donc être bien pris en compte afin d'éviter les problèmes lors de l'exploitation de l'installation. Cette solution impose des exigences plus élevées tant au planificateur qu'à l'installateur. Cette régulation peut en outre être combinée avec une mesure de débit nul sur l'accumulateur de froid.

9.5 Régulation du circuit de consommation de froid

Une régulation bien pensée du circuit de consommation de froid permet de créer un climat ambiant agréable avec une consommation d'énergie minimale et prévient les dommages causés par la condensation. Trois aspects essentiels doivent être pris en compte:

- Sauf spécifications particulières, la température ambiante doit être régulée dans une plage comprise entre 24 °C et 26 °C. Cette plage permet une activation précoce du refroidissement, évite les pics de charge brusques et réduit le risque de surdimensionnement de l'installation.
- L'utilisation de la masse thermique du bâtiment permet un refroidissement plus efficace. La nuit, il est possible de travailler activement à des températures plus basses (par exemple 20 °C), ce qui permet au bâtiment de se refroidir jusqu'au matin et d'être refroidi à moindre puissance pendant la journée.

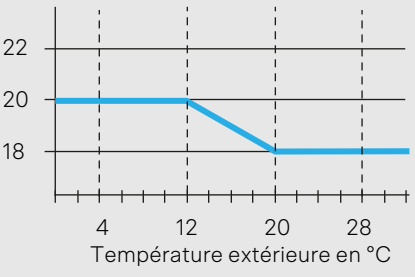


Illustration 9.12: Exemple de stratégie de régulation pour les systèmes de refroidissement à eau. Source: SIA 384/4 (2025)

- L'ensemble du système doit également être optimisé, par exemple en utilisant la chaleur produite (stockage de la chaleur dans la masse du bâtiment ou régénération d'une sonde géothermique). Dans de tels cas, le refroidissement mécanique peut également permettre d'atteindre des températures inférieures à 24 °C.

Stratégies de régulation de la température de départ des systèmes de refroidissement à eau

Une stratégie de régulation possible pour la température de départ des systèmes de refroidissement à eau qui ne font que refroidir comprend trois domaines.
Tant que la température extérieure est inférieure à 12 °C, la valeur de consigne pour la température de l'eau froide dans le départ reste constante à 20 °C. Si la température extérieure atteint des valeurs comprises entre 12 °C et 20 °C, la température de départ est abaissée à 18 °C.
Lorsque la température extérieure dépasse 20 °C, une valeur de consigne fixe de 18 °C s'applique. Cette régulation permet d'optimiser la consommation d'énergie tout en garantissant un climat ambiant agréable (voir Illustration 9.12).
Dans le cas des systèmes de refroidissement à eau, une autre stratégie de régulation peut être appliquée pour le chauffage en hiver. La température de l'eau froide est par exemple réglée de manière à pouvoir descendre jusqu'à 8 °C afin de récupérer le plus d'énergie possible pour le chauffage.
La formation de condensation sur les surfaces endommage les composants et doit être absolument évitée. Pour cela, un décalage du point de rosée est nécessaire: la valeur de consigne de la température de départ (c'est-à-dire la température du fluide de refroidissement) est ajustée de manière à ce que les surfaces de refroidissement ne refroidissent pas trop et restent généralement 2 à 3 K au-dessus du point de rosée.

La norme SIA 384/4 (2025) décrit un décalage du point de rosée en deux étapes pour les systèmes de refroidissement à eau.

- Décalage du point de rosée 1: la température de départ du circuit de refroidissement est déterminée en fonction de la température extérieure (décalage principal – courbe bleu clair dans l'Illustration 9.13). Dès que l'humidité de l'air dans la pièce s'approche du point de rosée, le régulateur de point de rosée le détecte et augmente à titre préventif la température de départ du circuit frigorifique, par exemple d'environ 0,5 à 1 kelvin (décalage du point de rosée 1 – courbe bleu foncé dans l'Illustration 9.13). Si l'humidité de l'air redescend nettement en dessous de la valeur critique, la température est ramenée à la valeur de consigne initiale (courbe bleu clair). L'effet de refroidissement est ainsi maintenu sans que l'humidité ne se dépose sur les composants (voir Illustration 9.13).

Le décalage du point de rosée 1 est une fonction de protection.

- Décalage du point de rosée 2: il s'agit d'un système de sécurité supplémentaire qui complète le décalage du point de rosée 1, par exemple en cas de défaillance de ce dernier. Il permet d'éviter la formation de condensation, en particulier pendant les premières années suivant la mise en service, tant que l'installation n'est pas encore réglée de manière optimale. Pour cela, un contrôleur du point de rosée est installé sur la conduite principale d'eau froide.

Dès qu'il détecte de l'humidité (c'est-à-dire un début de condensation), il envoie un signal au refroidisseur et au système de gestion technique du bâtiment. Le système de commande augmente alors la température de départ du circuit de refroidissement à 22 °C (courbe bleu foncé dans l'Illustration 9.14). Dans le même temps, le système de gestion technique du bâtiment ouvre toutes les vannes de refroidissement afin que tous les circuits de refroidissement soient rincés. La température plus élevée de l'eau permet de sécher les conduites. Le fonctionnement normal du refroidissement peut alors
reprendre plus rapidement. Il est important de noter que le système de refroidissement reste allumé et continue de fonctionner (voir Illustration 9.14).

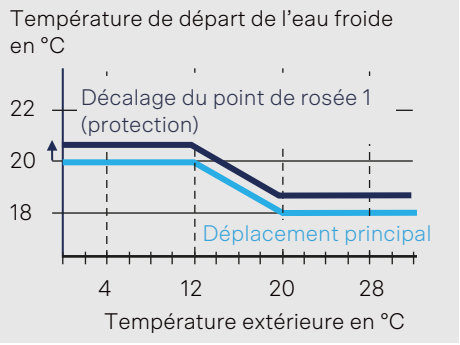


Illustration 9.13: Exemple d'augmentation de 0,5 °C de la température de départ du circuit frigorifique dans le cas d'une régulation du point de rosée 1. Source: SIA 384/4 (2025)

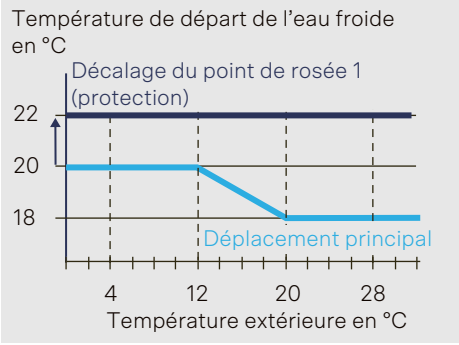


Illustration 9.14: Exemple illustrant comment la température de départ du circuit frigorifique est augmentée à une valeur constante de 22 °C dans le cas d'une régulation du point de rosée 2. Source: SIA 384/4 (2025)

Stratégies de régulation de la température de départ dans les systèmes de refroidissement à air

Dans le cas des refroidisseurs à air, la valeur de consigne de la température de départ doit être adaptée aux besoins réels en refroidissement et à la température actuelle de l'air entrant.

Cela peut se faire par exemple comme suit: Tant que la température extérieure est inférieure à 20 °C, la valeur de consigne pour la température de l'eau froide dans le départ reste constante à 18 °C. Si la température extérieure atteint des valeurs comprises entre 20 °C et 24 °C, la température de départ est progressivement abaissée jusqu'à 14 °C. Lorsque la température extérieure dépasse 24 °C, une valeur de consigne fixe de 14 °C s'applique (voir Illustration 9.15).

Dans la pratique, il n'est malheureusement pas toujours possible de régler le refroidisseur d'air à la température souhaitée de 18 °C, car l'espace disponible est souvent insuffisant. Dans ce cas, la valeur supérieure peut également être fixée à 16 °C à titre exceptionnel.

Dans les systèmes équipés de refroidisseurs d'air, l'humidité dans les pièces est mesurée à l'aide d'un régulateur de point de rosée. Si l'humidité de l'air dans les pièces dépasse le point de rosée, le régulateur de point de rosée envoie un signal à la machine frigorifique.

Contrairement aux systèmes à base d'eau, les systèmes refroidis à l'air n'augmentent pas la température de l'eau froide, mais la réduisent par exemple à 10 °C. Cela permet de refroidir l'air fourni dans les pièces. De plus, si l'humidité de l'air extérieur le permet, la proportion d'air neuf et le débit d'air sont augmentés (voir Illustration 9.16).

Cette méthode permet d'insuffler davantage d'air sec dans les pièces et de réduire ainsi considérablement la durée de déshumidification. Dès que l'humidité dans la pièce est repassée en dessous du point de rosée, la valeur de consigne de la température de l'eau froide (départ) est à nouveau augmentée.

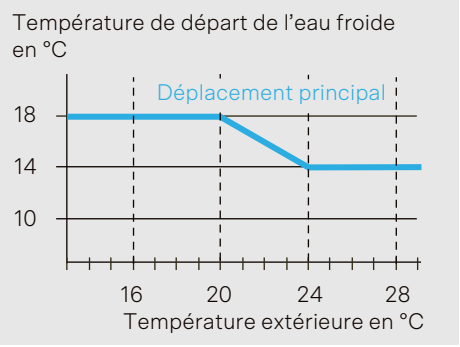


Illustration 9.15: Exemple de stratégie de régulation pour les systèmes de refroidissement à air. Source: SIA 384/4 (2025)

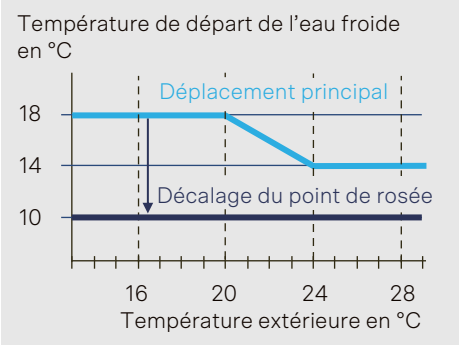


Illustration 9.16: Exemple illustrant comment la température de départ du circuit frigorifique est abaissée à une valeur constante de 10 °C dans le cadre d'une régulation du point de rosée. Source: SIA 384/4 (2025)

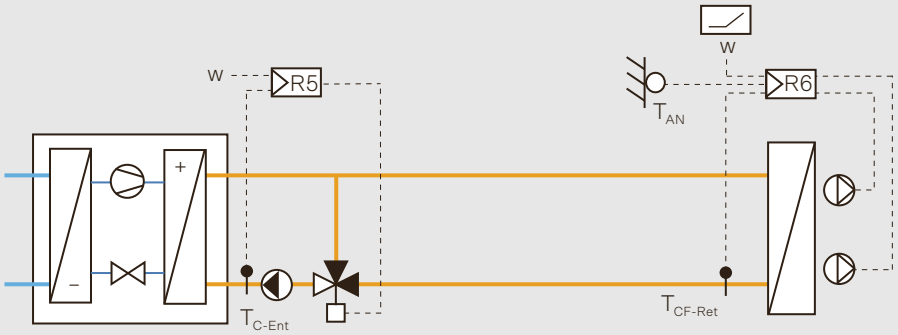
9.6 Régulation du côté du condenseur

La température de condensation est déterminée ou par le post-refroidissement ou par l'utilisation de la chaleur. Il est conseillé de prévoir la possibilité de décaler la température de sortie de la condensation – même si cela ne semble pas nécessaire dans la phase de planification.
Il est donc logique de travailler dans chaque cas avec une différence de température (ΔT) par rapport à la valeur de base spécifique et d'y associer toutes les autres valeurs de consigne. Dans la pratique, aucune adaptation ultérieure du logiciel n'est effectuée.

Remarque: Au lieu de la température, la pression peut également être utilisée comme variable contrôlée.

Limitation de la température minimale à l'entrée du condenseur (R5)
La limitation de la température minimale à l'entrée du condenseur empêche que celle-ci soit trop basse. Une différence minimale doit être assurée entre la température de condensation Tc et la température d'évaporation T_0.
La différence de température minimale ($T_c - T_0$) doit être clarifiée avec le fournisseur de la machine. Elle est souvent de 12 à 15 K, dans des cas exceptionnels environ 10 K. Cela signifie que lorsque la température de sortie de l'évaporateur est élevée, la température d'entrée du condenseur doit être augmentée en conséquence.

Interaction entre la machine frigorifique et l'aéroréfrigérant
La séparation structurelle et fonctionnelle de la machine frigorifique et de l'aéroréfrigérant nécessite deux boucles de régulation pour évacuer la chaleur via ce dernier (Illustration 9.17). Une boucle de régulation (R5) veille à ce que la température d'entrée du condenseur ne soit pas trop basse (limitation minimale de la



Machine frigorifique

Aéroréfrigérant sec

1. Circuit de régulation: Température d'entrée du condenseur
R5 Régulateur de la température d'entrée
w Valeur de consigne
T_{C-Ent} Température d'entrée du condenseur

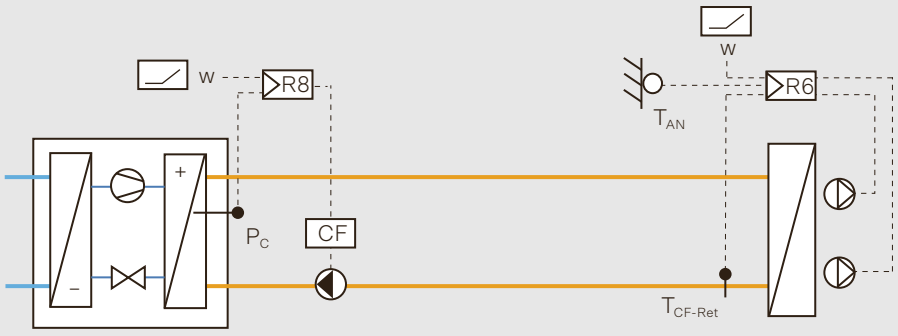
2. Circuit de régulation: Aéroréfrigérant
R6 Régulateur commandant ou régulant les ventilateurs de l'aéroréfrigérant en fonction de la température de sortie et de la température extérieure.
w Valeur de consigne avec décalage en fonction de la température extérieure (augmente l'efficience)
T_{AN} Température extérieure (information de base pour le décalage de la valeur de consigne)
T_{CF-Ret} Température du fluide caloporteur à la sortie de l'aéroréfrigérant sec

Illustration 9.17: Intégration de la régulation d'un aéroréfrigérant sec. Dans ce cas, le condenseur de la machine frigorifique est traversé par un débit volumique constant et la température d'entrée est régulée.

température d'entrée du condenseur). L'autre circuit de régulation (R6) régule la température de sortie de l'aéroréfrigérant en fonction de la température extérieure et assure ainsi une évacuation efficace de la chaleur.
Au lieu des régulations de mélange, le débit variable peut également être utilisé pour les machines ne fonctionnant qu'en été (pas de fonctionnement en hiver) (option lors de l'utilisation d'échangeurs de chaleur à plaques, Illustration 9.18).

Remarques relatives au côté condenseur

- Pour qu'une installation frigorifique seule, sans récupération de chaleur, fonctionne de manière efficace sur le plan énergétique, il est absolument nécessaire de décaler la valeur de consigne de la pression de condensation en fonction de la température extérieure.
- En particulier, pour la récupération de chaleur, la température d'entrée dans le condenseur doit correspondre à la température de dimensionnement (important surtout avec l'utilisation d'un accumulateur).
- Prévoir le cycle d'arrêt de la pompe du condenseur.
- Pour les circuits de post-refroidissement ouverts, il est recommandé de surveiller la différence de température entre la condensation et la sortie du condenseur . Sur la base de la différence de température, il est possible de déterminer si le condenseur est encrassé.
- Utiliser des actionneurs de vanne rapides pour éviter les perturbations dues à la haute pression. La durée de marche de l'actionneur de vanne ne doit pas dépasser 30 secondes (voir chapitre 8.3).



1. Circuit de régulation: Pression de condensation

R8 Régulateur de la pression du condenseur: Régule le débit de la pompe du condenseur via un convertisseur de fréquence et donc la température de condensation.
w Valeur de consigne
P_C Pression de condensation

2. Circuit de régulation: Aéroréfrigérant

R6 Régulateur commandant ou régulant les ventilateurs de l'aéroréfrigérant en fonction de la température de sortie et de la température extérieure.
w Valeur de consigne avec décalage en fonction de la température extérieure (augmente l'efficience)
T_{AN} Température extérieure (information de base pour le décalage de la valeur de consigne)
T_{CF-Ret} Température du fluide caloporteur à la sortie de l'aéroréfrigérant sec

Illustration 9.18: Schéma de régulation où la pression de condensation (température de condensation) est régulée avec un débit volumique variable. Pour les machines frigorifiques fonctionnant uniquement en été.

9.7 Mise en marche et arrêt de la machine frigorifique

Les machines frigorifiques ne peuvent fonctionner que dans certaines conditions de température. Ainsi, la température au niveau de l'évaporateur ne doit pas dépasser ou descendre en dessous d'une certaine valeur (p. ex. 4 à 20 °C). Simultanément, une température minimale doit régner au niveau du condenseur (p. ex. au moins 25 °C).
Pour que ces conditions puissent être respectées lors du démarrage de la machine frigorifique et pendant son fonctionnement, ses températures sont réglées et assurées des deux côtés par des circuits de mélange (limitations de température). Une limitation peut être nécessaire en fonction des températures requises pour un processus.

Mise en marche et arrêt d'une machine frigorifique

La durée de démarrage ou d'arrêt d'une machine frigorifique dépend de la marque et du type de construction. Pour le démarrage, la fourchette se situe généralement entre 2 et 20 minutes. Cet aspect est important pour la régulation de l'installation et doit être pris en compte lors du dimensionnement de l'accumulateur. Pour les installations dont le temps de démarrage est long, l'accumulateur doit disposer de réserves suffisantes.

Le processus d'arrêt est analogue, mais généralement beaucoup plus court. Pour la pompe de l'évaporateur et celle du condenseur, il est recommandé d'effectuer un cycle d'arrêt temporisé après l'arrêt de la machine frigorifique. Le raccordement séquentiel de plusieurs machines frigorifiques est décrit dans le chapitre 8 Systèmes hydrauliques.
Il faut tenir compte du fait qu'avec un besoin de puissance frigorifique réduit, le compresseur ne peut pas être mis en marche et arrêté aussi souvent que souhaité. Le verrouillage du redémarrage du moteur du compresseur ne permet qu'un certain nombre de démarrages, généralement de 3 à 6 en une heure. Moins il y a de démarrages, mieux c'est. Lorsque le verrouillage est actif, la machine frigorifique fournira une puissance réduite dans les systèmes à compresseurs multiples ou aucune puissance dans les systèmes à un seul compresseur. Ceci est important pour la régulation de l'installation et doit être pris en compte lors du dimensionnement de l'accumulateur.
Chaque démarrage ou arrêt de la machine frigorifique est également associé à une réduction de l'efficacité énergétique de la machine – plus d'énergie est nécessaire au démarrage que pendant le fonctionnement. Il faut donc viser le moins de démarrages et d'arrêts possible.

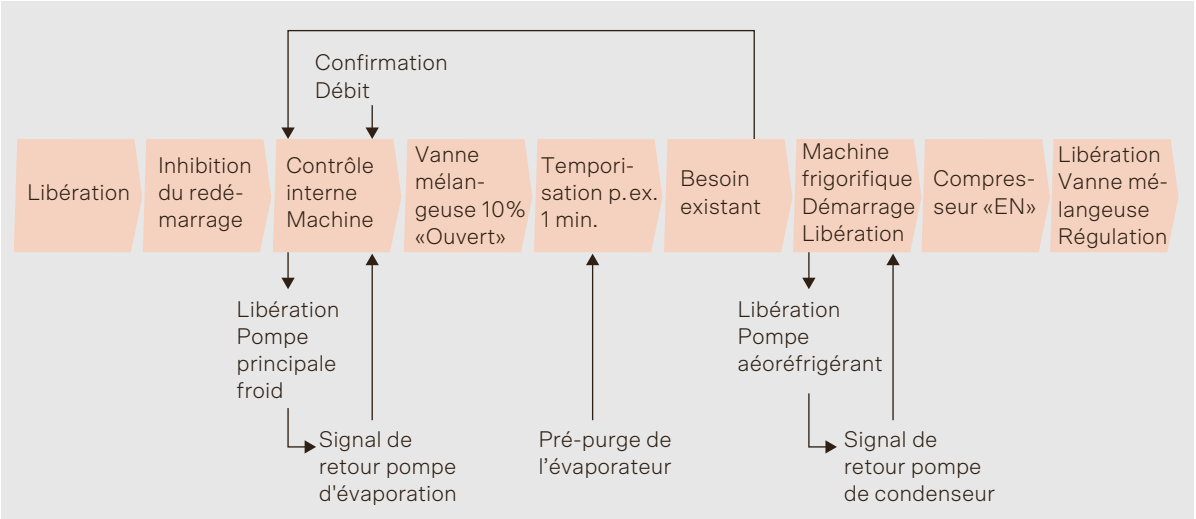


Illustration 9.19: Procédure de démarrage d'une machine frigorifique.

Illustration: SSP Kälteplaner

9.8 Sécurité des machines frigorifiques

Une machine frigorifique est protégée contre les dommages éventuels par divers dispositifs de sécurité. En particulier, si la chaleur ne peut plus être évacuée du côté du condenseur ou si les températures du côté de l'évaporateur deviennent basses au point de geler le frigoporteur, les dispositifs de sécurité doivent réagir rapidement et arrêter la machine ou, dans les cas extrêmes, purger le fluide frigorigène. Sinon, il y a risque d'éclatement des composants et des conduites. Les variables essentielles sont résumées dans l'Illustration 9.22.

Protection de l'évaporateur contre le gel

Pour les installations de climatisation, les températures inférieures à 8 °C à la sortie de l'évaporateur sont basses. Lorsqu'un frigoporteur sans antigel est utilisé à ces températures, le risque de gel augmente. La raison en est que la température de l'évaporateur du fluide frigorigène peut également descendre bien en dessous de 0 °C à des fins de régulation. Il faut donc prendre les mesures suivantes pour se protéger:

- La machine frigorifique ne démarre qu'après la libération de la protection du moteur de la pompe de l'évaporateur.
- Surveillance du débit: dans cet exemple, elle s'effectue via la surveillance de la pression différentielle (voir le contrôleur de débit PIC[1] Illustration 9.22). La surveillance peut également se faire à l'aide d'un débitmètre thermique[2] ou d'un contrôleur à palettes. La dernière variante n'est pas recommandée en raison de sa sensibilité aux interférences.
- Arrêt du compresseur en raison d'une température de sortie trop basse.
- Surveillance de la pression de l'évaporateur avec un pressostat basse pression.

1 PIC = Pressure Indicator + Controller = Indicateur et contrôleur de pression
2 Un débitmètre thermique (débitmètre calorimétrique) mesure le débit électroniquement. Ce principe de mesure est utilisé pour la surveillance et la mesure du débit.

Illustration 9.20: Rupture d'un tuyau due à un circuit d'évaporateur gelé (dommages dus au gel).

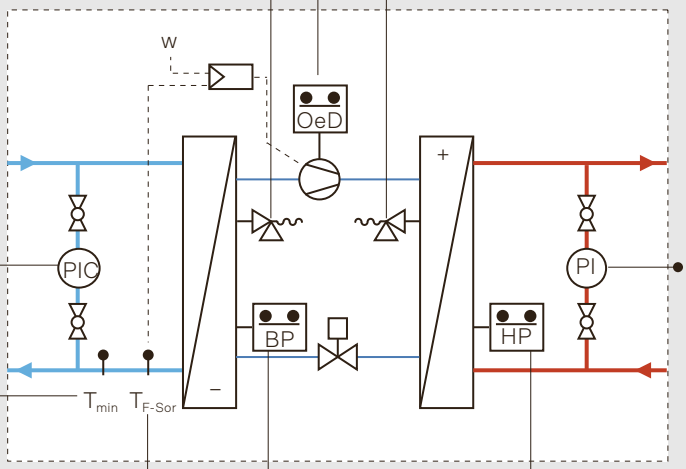
Illustration 9.21: La surveillance du débit volumique à l'aide de la surveillance de la pression différentielle peut être utilisée pour mesurer le flux à travers l'évaporateur et ainsi le protéger du gel. La différence de pression s'affiche simultanément.

Surveillance de la pression d'huile du compresseur
Le pressostat différentiel d'huile surveille la pression de l'huile de lubrification dans le compresseur de froid. Lorsque la pression est trop basse pendant un certain temps, le contrôleur de pression d'huile arrête le compresseur frigorifique et le protège ainsi contre le «fonctionnement à sec» (compresseurs avec pompes à huile).

Soupape de sécurité côté fluide frigorigène (basse pression BP)
Lorsque la pression du côté du fluide frigorigène dans l'évaporateur dépasse la valeur limite, la soupape de sécurité s'ouvre, protégeant ainsi l'évaporateur contre les dommages.

Soupape de sécurité côté fluide frigorigène (haute pression HP)
Lorsque la pression du côté du fluide frigorigène dans le condenseur dépasse la valeur limite (p. ex., la surveillance de la haute pression ne doit pas réagir), la soupape de sécurité s'ouvre et le fluide frigorigène est évacué. Cela protège le condenseur contre les dommages.

Surveillance du débit de l'évaporateur
Un surveillant de débit vérifie s'il y a un débit dans l'évaporateur (PIC = Pressure Indicator = Indicateur et contrôleur de pression + Controller = Affiche de la pression et commande).



Surveillance de débit du condenseur (en option)
Un contrôleur de débit vérifie s'il y a un débit dans le condenseur (PI = Pressure Indicator = Indicateur de pression).

Surveillance de la température (protection antigel)
La protection antigel T_{min} garantit que l'évaporateur ne gèle pas. Il arrête la machine dès que la température de sortie descend en dessous de la valeur de consigne prédéfinie (w).

Surveillance de la température de sortie minimale ($T_{F\text{-}Sor}$)
Lorsque la valeur installée est atteinte, la machine frigorifique réduit sa capacité et émet une alarme.

Surveillance basse pression
Un capteur de pression détecte la pression du côté du liquide frigorigène et arrête le compresseur dès que la pression est trop basse (panne basse pression).

Surveillance de la haute pression
Un capteur de pression détecte la pression sur le condenseur et arrête le compresseur dès que la pression est trop élevée (panne haute pression).

Panne protection antigel
Une pression inférieure à la pression du fluide frigorigène dans l'évaporateur peut provoquer de graves dommages de gel à l'évaporateur.
Les causes possibles sont:
- Pression d'évaporation trop faible
- Débit insuffisant du fluide
- Quittance multiple de l'alarme basse pression

Panne basse pression
Une pression trop faible du côté du liquide frigorigène (panne basse pression) peut provoquer de graves dommages de gel à l'évaporateur.
Les causes les plus fréquentes sont:
- Température du fluide trop basse
- Débit volumique du fluide trop faible
- Encrassement du côté du fluide (fluide frigoporteur, refroidisseur d'air)
- Manque de fluide frigorigène
- Température de condensation trop basse sur les refroidisseurs à air lors du démarrage.

Panne haute pression
Lorsque la chaleur de condensation ne peut pas être évacuée, la pression du côté du liquide frigorigène augmente et le compresseur s'arrête (panne haute pression).
Causes possibles:
- Température d'évaporation trop élevée
- Pas ou trop peu de débit dans le condenseur
- Température d'entrée trop élevée

Remarque: 90 % des pannes de haute pression surviennent à l'extérieur de la machine frigorifique, c.-à-d. pendant la récupération de chaleur ou le post-refroidissement.

Illustration 9.22 : Variables de régulation et de comande pertinentes pour la sécurité des machines frigorifiques.

Digression

Régulation de la surchauffe des gaz d'aspiration

Pour éviter d'endommager le compresseur, celui-ci ne doit pas aspirer de fluide frigorigène sous forme liquide. Cela peut provoquer des coups de liquide sur le compresseur et l'abimer. Pour éviter que du fluide frigorigène liquide ne pénètre dans le compresseur, une surchauffe appropriée des gaz d'aspiration en garantit l'évaporation complète.

En fonction de la température dans la conduite d'aspiration et de la pression d'évaporation, il est possible de déterminer si tout le fluide frigorigène s'est évaporé.

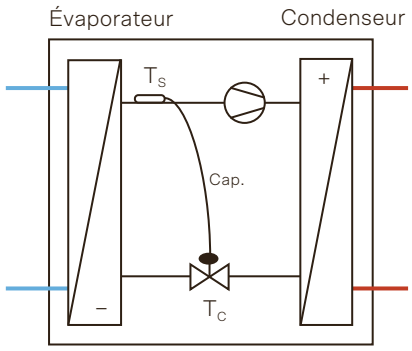
Lorsque le fluide frigorigène est plus chaud que nécessaire pour une évaporation complète, les experts en refroidissement parlent de surchauffe des gaz d'aspiration. Plus cette surchauffe est faible, plus la machine frigorifique est énergétiquement efficiente. Simultanément, les petites surchauffes représentent également un risque, car le système doit alors réagir très rapidement aux changements.

Détendeur thermostatique

Dans les détendeurs thermostatiques, une variation de température au niveau de la sonde entraîne une variation de pression dans le tube capillaire. Celle-ci est transmise à une membrane agissant sur l'obturateur de la vanne. Cela ouvre plus ou moins le détendeur. Le détendeur thermostatique se comporte comme un régulateur P et la surchauffe est – par rapport au détendeur électronique – plus importante.

Détendeur électronique (DE)

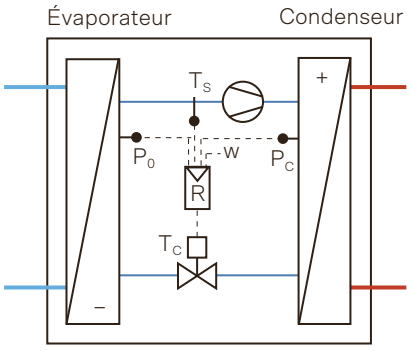
Avec un détendeur électronique (DE), le régulateur de surchauffe contrôle la différence de température entre la température des gaz d'aspiration et la température d'évaporation calculée. Grâce à une électronique précise, la vanne d'injection peut être contrôlée dans une plage étroite. Cela permet une meilleure utilisation des températures (moins de réserve = plus d'efficacité énergétique).



T_s Température du gaz aspiré
Cap. Tube capillaire
T_C Détendeur (régulation de la température du gaz aspiré)

La fonction d'un détendeur thermostatique est similaire à celle d'un robinet thermostatique de radiateur avec sonde à distance.

Illustration 9.23: Régulation de la surchauffe du gaz d'aspiration avec un détendeur thermostatique.



R Régulateur de la surchauffe du gaz d'aspiration
T_C Détendeur (régulation de la température du gaz aspiré)
P_C Pression de condensation
P_0 Pression d'évaporation
T_s Température du gaz aspiré
V Valeur de consigne

Illustration 9.24: Régulation de la surchauffe du gaz d'aspiration avec un détendeur électronique DE.

9.9 Vannes de régulation et sondes

Installation des vannes de régulation

Les vannes doivent être installées aussi près que possible de l'évaporateur ou du condenseur. En effet, une trop grande distance entraîne un temps mort plus long et rend la régulation stable plus difficile. Il en résulte une régulation instable avec des températures de fonctionnement fluctuantes.

Il faut également utiliser des vannes à fermeture rapide. La durée de marche des servomoteurs de vanne côté condenseur et côté évaporateur ne doit pas dépasser 30 secondes (voir chapitre 8.3).

Sélection et installation des sondes

Dans la technologie du froid, il faut utiliser des sondes aussi rapides que possible et ayant une faible constante de temps. Les sondes en contact direct avec l'eau glacée réagissent plus rapidement et plus précisément que ceux qui sont dans des douilles plongeuses. Les sondes qui ne sont pas insérées dans les doigts de gants sont plus difficiles à remplacer ou à étalonner.

Lorsque les sondes sont installées dans des doigts de gant, elles doivent toujours être recouvertes d'une pâte thermique. Ce n'est que de cette manière qu'ils fourniront des résultats de mesure suffisamment précis.

Lorsque des sondes mal placées doivent être déplacées, cela prend du temps et coûte cher.

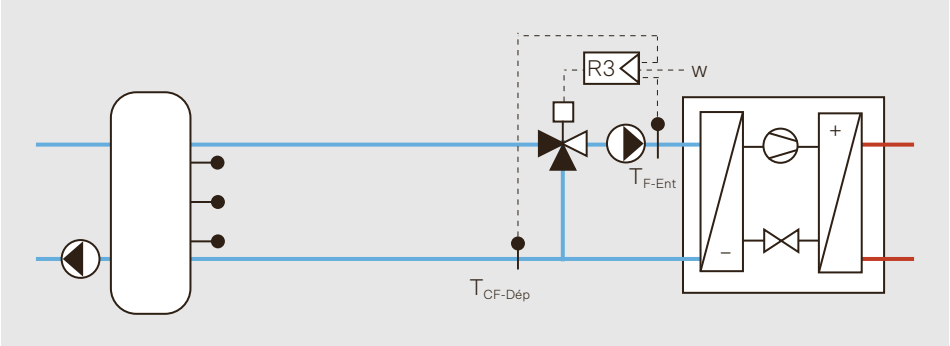


Illustration 9.25: Lorsque la pompe de l'évaporateur et la vanne de régulation sont installées à proximité de l'évaporateur, le système de régulation réagit rapidement.

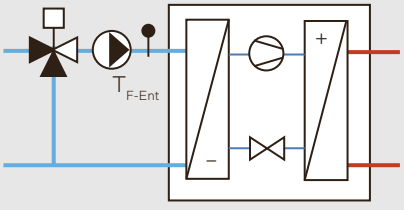
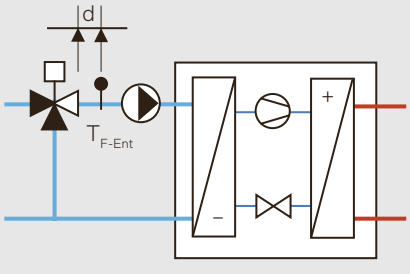
A: Après la pompe	B: Après la vanne
Sonde (T_{F-Ent}) correctement placée après la pompe du condenseur. Ici, les flux d'eau se sont généralement mélangés et les températures sont «correctes».	La sonde ne doit être placée après la vanne et avant la pompe que s'il n'y a vraiment pas d'autre moyen. Dans ce cas, la sonde doit être placée à une distance minimale (d) de 10 fois le diamètre du tuyau – et à au moins 50 cm de la vanne. Sinon, en fonction de la position de la vanne, des mélanges hétérogènes peuvent entraîner une mesure incorrecte de la température.
	

Illustration 9.26: Placement de la vanne.

Placement des sondes

Des sondes mal positionnées en aval de la vanne de mélange peuvent mesurer des températures faussées ou fluctuantes. Cela entraîne une fluctuation des températures à l'entrée de l'évaporateur. En conséquence, la régulation de la machine frigorifique devient instable.

Les sondes de température des circuits de mélange peuvent être placées comme indiqué sur l'Illustration 9.26:

En plaçant la sonde après la vanne, on mesure des températures différentes selon la position de la vanne. Par conséquent, la température à l'entrée de la machine est soumise à de fortes fluctuations. En conséquence, la régulation de la machine frigorifique devient instable. Voir également le chapitre 8 Systèmes hydrauliques.

Illustration 9.27: Sonde mal placée (flèche jaune), immédiatement après la vanne mélangeuse et avant la pompe. Le déplacement du capteur après la mise en service du système prend du temps.

9.10 Exemples de combinaison de régulations

La régulation globale du système de climatisation et de réfrigération est constituée à partir des boucles de régulation décrites.

Deux exemples d'une combinaison possible – convenant aux installations présentant une courte distance entre le condenseur et l'aéroréfrigérant – sont présentés ci-dessous:

Exemple de combinaison A

R3 Régulation de la puissance de refroidissement
R4 Limitation maximale de la régulation de la température d'entrée de l'évaporateur
R5 Limitation minimale de la régulation de la température d'entrée du condenseur
R6 Régulation de la température de sortie de l'aéroréfrigérant avec décalage du point de consigne en fonction de la température extérieure

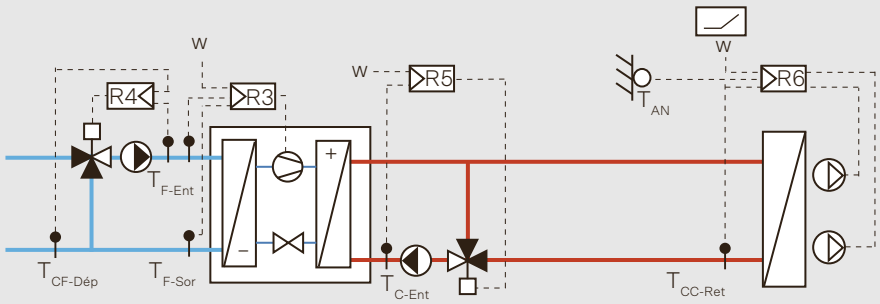


Illustration 9.28: Régulation globale d'une installation frigorifique avec circuits de mélange.

Exemple de combinaison B
pour les machines frigorifiques ne fonctionnant qu'en été

R6 Régulation de la température de sortie de l'aéroréfrigérant avec décalage du point de consigne en fonction de la température extérieure
R7 Régulation de la vitesse de rotation des pompes
R8 Régulation de la pression de condensation par pompe à vitesse de rotation variable
R9 Régulation séquentielle de la puissance de la machine frigorifique par le débit volumique (Au préalable, la quantité minimale d'eau doit être clarifiée avec le fabricant de la machine et celui-ci doit donner son accord.)

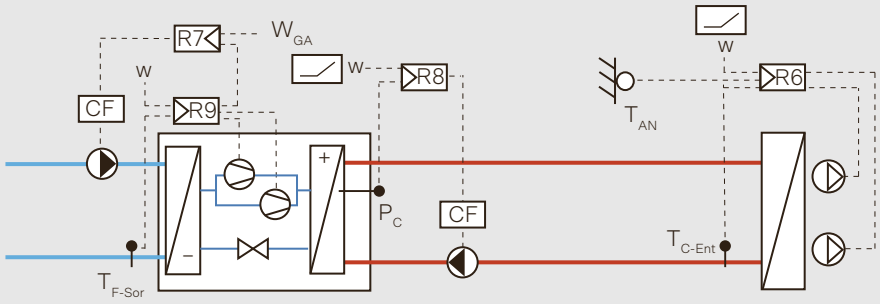


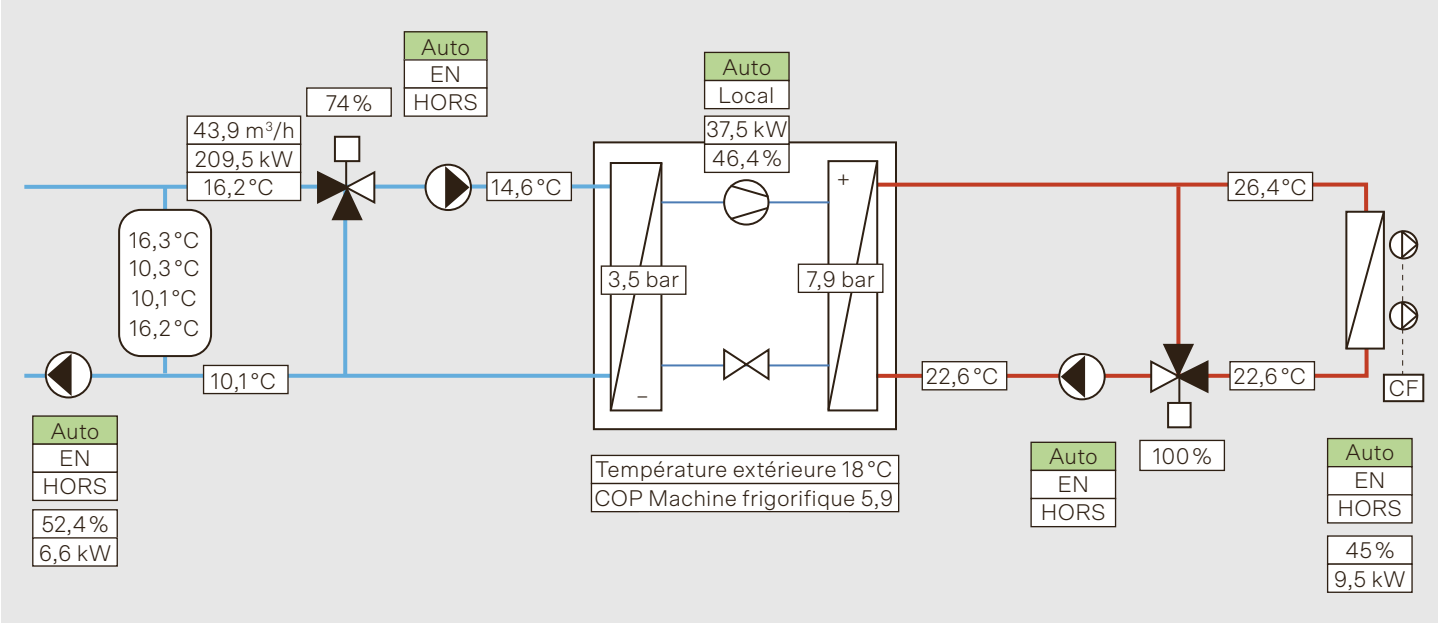
Illustration 9.29: Régulation d'une installation frigorifique avec débits volumiques variables.

9.11 Monitoring de l'exploitation

Pour garantir le fonctionnement optimal d'une installation frigorifique et faciliter son utilisation par le personnel d'exploitation, il est judicieux de visualiser les données de fonctionnement les plus importantes ainsi que l'efficacité énergétique du système et de stocker ces données.
Si les données relatives à la puissance frigorifique générée et à la puissance requise par le groupe frigorifique sont disponibles, il est judicieux de calculer le coefficient de performance (COP_{froid}) du groupe frigorifique et de l'afficher en permanence.
Étant donné que l'efficacité énergétique de l'installation dépend principalement de la puissance de la machine frigorifique et de la température extérieure, ces valeurs doivent également être visualisées afin de pouvoir mieux interpréter le coefficient de performance affiché. Cela offre de bonnes conditions pour une optimisation continue de l'installation en termes d'efficacité énergétique.

Le nombre de données enregistrées dépend de la taille de l'installation. Ces données peuvent être utilisées pour créer des graphiques de la consommation d'énergie et de la production de froid dans le temps, ainsi que la courbe d'efficacité énergétique de chaque machine frigorifique en fonction de la température extérieure.
Pour l'exploitant, il est important que quelqu'un vérifie régulièrement les données et puisse également interpréter les valeurs affichées. Ce n'est que de cette manière qu'une telle visualisation (pas tout à fait bon marché) peut être utile.
L'Illustration 9.30 présente une visualisation d'un système de gestion technique des bâtiments (GTB) avec une surveillance continue de l'efficacité énergétique.

Illustration 9.30: Visualisation de la consommation d'une plus grande machine frigorifique.



10 points relatifs à la commande des installations de climatisation

1. Aux interfaces entre la machine frigorifique, les consommateurs de froid, les consommateurs de chaleur et les techniques du bâtiment CVC, il faut définir quelles données et quels signaux sont nécessaires.
2. L'installation (machine frigorifique, utilisation de la chaleur, post-refroidissement etc.) doit être considéré comme un système global. Dans la pratique, il s'est avéré efficace que le système de régulation global du groupe frigorifique fournisse un signal de validation. La régulation proprement dite de la machine doit ensuite être mise en œuvre par le fournisseur de la machine.
3. La régulation et la commande ont une influence importante sur l'efficacité énergétique de l'ensemble de l'installation.
4. La machine frigorifique ne peut être utilisée que dans certaines plages de température. La régulation doit garantir que la machine frigorifique fonctionne dans cette plage. Lorsque la régulation n'est pas conforme à la plage de température, la machine frigorifique ne peut pas démarrer.
5. Les dispositifs de commande, de régulation, de sécurité et les systèmes hydrauliques (pompes et vannes) font également partie de la production de froid.
6. Plus la production de froid peut être adaptée précisément au besoin effectif, plus l'installation est efficiente.
7. Les trois principales régulations de la machine frigorifique sont:
   - Régulation tout ou rien (0 et 100 %),
   - Régulation par paliers (0, 25, 50, 75 et 100 %) ou
   - Régulation progressive (20 à 100 %) avec un convertisseur de fréquence (CF)
8. La plupart des systèmes fonctionnent lorsque le besoin de froid correspond à 100 % du dimensionnement. Il faut vérifier le comportement du système de refroidissement lorsque celui-ci se situe entre 0 et 50 % de la puissance nominale.
9. La régulation ne peut pas compenser les défauts hydrauliques et autres.
10. L'installation doit être utilisée dans ses limites d'application lors de températures exceptionnelles (hiver et entre-saison: gel, été: chaleur tropicale). Dans ces situations extrêmes, il vaut mieux que le système fonctionne de manière «réduite» plutôt que d'être confronté à une panne totale. De cette façon, les valeurs garanties ne sont plus atteintes, mais le refroidissement de base a quand même lieu.

Chapitre 10

Efficacité énergétique et comportement à charge partielle

Le fonctionnement énergétiquement optimal des installations de climatisation est un objectif important des travaux de planification technique. Le planificateur doit comprendre les chiffres clés – tels que le COP, SCOP et SEER – car ils permettent l'expression de l'efficacité des composants et de l'installation globale. Outre le choix du système, les conditions de fonctionnement et l'utilisation simultanée du refroidissement et du chauffage doivent également être prises en compte dans la planification. Pour ce faire, il est nécessaire de regarder au-delà du refroidissement, vers le système global.

10.1 Comprendre l'efficience du système

L'évaluation de l'efficacité énergétique d'un système de climatisation et de réfrigération est complexe. Il faut évaluer un système composé de nombreux éléments hétérogènes qui interagissent différemment en fonctionnement «réel» (à charge partielle) et à leur pleine charge nominale. En outre, des indicateurs d'efficience peuvent être définis pour des composants individuels, par exemple uniquement pour la machine frigorifique. D'autre part, ils peuvent également être définis pour un système global, tel que la machine frigorifique-thermique, qui comprend l'exploitation de la chaleur. Il est donc essentiel que tous les chiffres clés indiquent clairement ce qu'ils recouvrent (limites du système).

Aperçu de l'efficience globale

L'objectif est toujours d'obtenir un système global optimisé. Il peut être judicieux, par exemple, d'augmenter la température de condensation et de rendre ainsi le processus de refroidissement plus inefficace. C'est le cas lorsque la chaleur peut être entièrement exploitée, ce qui permet d'obtenir un système global très efficient (voir chapitre 7.1). Par conséquent, il faut toujours optimiser le bâtiment dans son ensemble (éventuellement aussi pour une zone ou un quartier) et pas «seulement» sur un composant individuel.

Le fonctionnement en charge partielle est décisif

L'efficience du système global est évaluée dans une première étape pour un point fixe dans le temps (généralement à charge maximale). Cependant, les systèmes de climatisation ne fonctionnent généralement à pleine charge que quelques jours par an – la plupart du temps, ils travaillent à charge partielle. Par conséquent, il est peu judicieux de concevoir le système pour obtenir une efficacité énergétique optimale à pleine charge (100 %). Il s'agit plutôt d'un fonctionnement à charge partielle dans lequel l'installation de climatisation doit travailler de manière très efficace.

En moyenne, une installation de climatisation fonctionne à moins de 50 % de sa puissance pendant 60 % de son temps de fonctionnement annuel.

Il est intéressant d'évaluer le comportement et l'efficacité énergétique des installations non seulement à pleine charge

L'efficacité énergétique est un état d'esprit

De la planification à la construction, en passant par la mise en service et l'exploitation: l'efficacité énergétique est toujours un enjeu et doit donc être poursuivie de manière ciblée dans le processus de travail quotidien. Il n'est pas opportun de penser brièvement à l'efficacité énergétique de l'installation de climatisation après l'achèvement des travaux.
L'énergie et l'efficience sont abordées dans tous les chapitres précédents.

mais aussi à 25, 50 et 75% de charge. Grâce à diverses options de commande, p. ex. le fonctionnement avec un convertisseur de fréquence ou l'ajout d'étages de puissance, avec des accumulateurs supplémentaires ou l'utilisation de la chaleur, l'efficacité de l'ensemble de l'installation peut être considérablement améliorée sur toute la plage de charge.

10.2 Bilan énergétique d'un système de climatisation

Le bilan énergétique d'une installation frigorifique peut être réalisé selon différentes limites du système. La loi sur l'énergie exige qu'en plus de la machine frigorifique, la puissance des pompes de circulation dans les conduites caloporteurs et de frigoporteurs, des entraînements de ventilateurs dans les aéroréfrigérants, etc. soit également incluse dans le calcul. L'Illustration 10.1 montre un exemple de répartition d'une machine frigorifique en systèmes partiels. Chaque système partiel contribue à l'efficience globale de l'installation. Bien que la machine frigorifique soit un composant important du point de vue de l'efficacité, l'efficacité énergétique globale du système est déterminante pour l'exploitant. Ainsi, des dysfonctionnements au niveau des vannes de distribution du froid ou de la chaleur peuvent entraîner un fonctionnement inefficace, même si le groupe frigorifique fonctionne de manière optimale. Il faut également veiller à ce que les températures du côté froid et du côté chaud du groupe frigorifique soient adaptées aux consommateurs de froid et de chaleur respectifs.

La spécification des coefficients de performance doit être conforme à la norme SIA 384/4 (2025), SN EN 14825 ou Eurovent. Pour les systèmes compacts, les consommateurs électriques à l'intérieur de l'installation sont ajoutés aux dépenses.

La mesure de l'énergie des installations frigorifiques est souvent effectuée dans des «conditions difficiles», car les composants sont largement dispersés dans le bâtiment. Dans les systèmes plus importants, il est assez courant d'avoir un aéroréfrigérant séparé sur la toiture, qui est relié à la machine frigorifique en sous-sol par un réseau hydraulique. En règle générale, l'aéroréfrigérant n'est pas situé directement à côté du groupe frigorifique. Il est donc souvent raccordé à une alimentation électrique séparée, indépendante du groupe frigorifique. Dans ce cas, la consommation électrique doit être enregistrée séparément. Il faut également veiller à ce qu'aucun autre consommateur dont la consommation serait également enregistrée ne soit raccordé à l'alimentation électrique.

C'est une nette différence par rapport aux pompes à chaleur, qui sont souvent plus compactes. Il est donc nécessaire d'additionner soigneusement les flux d'énergie partiels concernés.

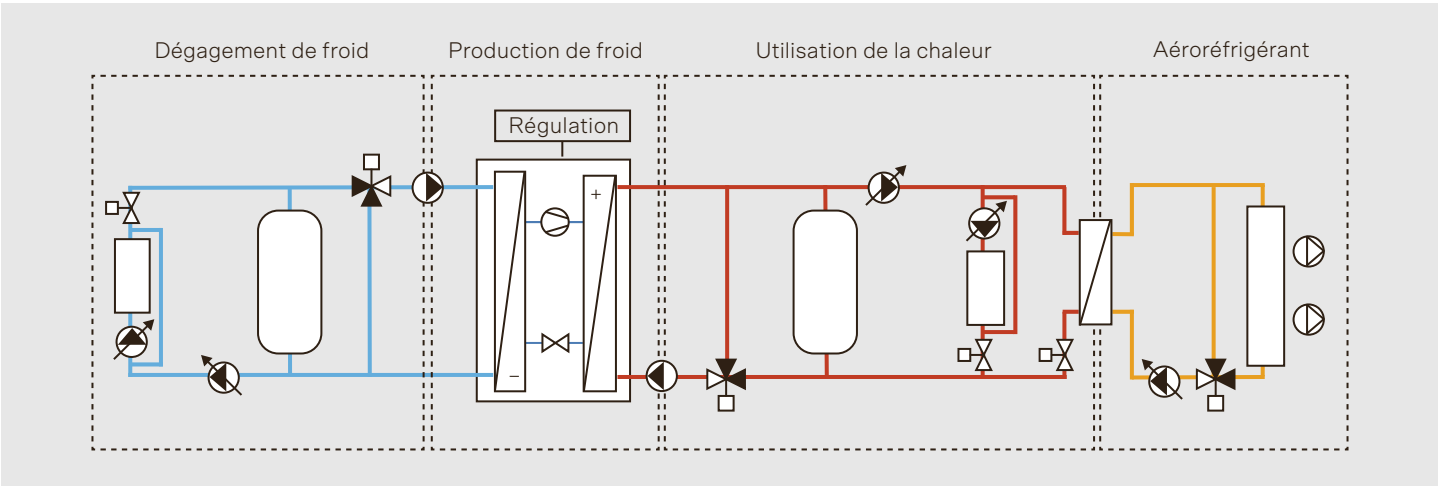


Illustration 10.1: Exemple de la division d'une machine frigorifique en systèmes partiels.

Les pertes de chaleur dues à l'évacuation de la chaleur du côté chaud à l'extérieur de l'échangeur de chaleur sont, selon l'expérience, inférieures à 3 % de ($\dot{Q}_{Chaleur}$) et sont négligées ici.

10.3 Évaluation énergétique des installations de climatisation

Avec l'«Outil du froid», SuisseEnergie fournit un outil en ligne gratuit pour l'évaluation énergétique des installations frigorifiques. Il existe également d'autres programmes de calcul (www.froideffi-cace.ch). Ces outils facilitent la planification d'installations efficientes. Pour l'évaluation des installations de climatisation, il est nécessaire de connaître plusieurs termes de base. En particulier, la norme relative à la ventilation SIA 384/4 (2025) y fait référence. En tant qu'association industrielle, Eurovent, p. ex., définit les tests de machines frigorifiques dans des conditions spécifiques.

COP (Coefficient de performance)
Pour les machines frigorifiques et les pompes à chaleur, le coefficient de performance – c'est-à-dire l'efficience de la machine – est appelé COP. Plus la valeur est élevée, plus la machine frigorifique fonctionne efficacement au point de fonctionnement examiné.
Le COP d'une machine frigorifique (COP_{Froid}) est le rapport entre la puissance frigorifique et la puissance électrique utilisée. Le COP d'une pompe à chaleur ($COP_{Chaleur}$) est le rapport entre la puissance calorifique et la puissance électrique utilisée à un point de fonctionnement qui doit être indiqué.

Energy Efficiency Ratio (EER)
Dans la pratique, on utilise à la fois la désignation EER (Energy Efficiency Ratio) et le COP_{Froid}. Les deux termes décrivent le coefficient de performance de la machine frigorifique et peuvent être utilisés comme synonymes. Dans cet ouvrage technique, nous n'utilisons l'EER qu'en relation avec la norme SIA et la définition de l'ESEER.

Coefficient de performance d'une machine frigorifique
Le coefficient de performance idéal de Carnot $\varepsilon_{C\ Froid}$ (voir chapitre Principes fondamentaux, équation 3-1) montre que le coefficient de performance représente le rapport entre le bénéfice et les coûts. Appliqué à la machine frigorifique réelle, le coefficient de performance peut être calculé à partir des sorties d'énergie absorbée et générée (froid). Il est appelé COP_{Froid} (Coefficient de performance) ou EER (Energy Efficiency Ratio):

$$COP_{Froid} \text{ ou } EER = \frac{\dot{Q}_{Froid}}{P_{él}}$$

Équation 10-1

avec

$\dot{Q}_{Froid}$	Puissance frigorifique en kW
$P_{él}$	Puissance électrique effective (puissance terminale) en kW[1]

Le coefficient de performance de Carnot $\varepsilon_{C\ Froid}$ peut être considéré comme la valeur limite du COP_{Froid}. Il représente le potentiel du COP_{Froid} dans des conditions idéales (inatteignables). Le degré de proximité de la réalité de la condition idéale peut être exprimé par le rapport entre COP_{Froid} et $\varepsilon_{C\ Froid}$.
Ce rapport est appelé rendement de Carnot ε_C:

$$\eta_c = \frac{COP_{Froid}}{\varepsilon_{c\ Froid}}$$

Équation 10-2

Le COP_{Froid} est formé à partir des données de performance des points de fonctionnement stationnaires. Les paramètres de ces points de fonctionnement doivent être connus en conséquence.

1 Pour des raisons de clarté, la puissance des pompes de circulation, qui doit encore être incluse proportionnellement, est omise ici. Si l'on inclut la capacité de la pompe – comme le stipule la norme SN EN 14511 – le COP_{Froid} chute de 5 à 10 %.

Seuls les indices des mêmes points d'exploitation peuvent être comparés entre eux. Les exigences relatives aux coefficients de performance sont définies dans la norm SN EN 14511. Les points à vérifier ne correspondent généralement pas aux points de dimensionnement de l'installation frigorifique.

Au besoin d'énergie de la machine frigorifique, il faut ajouter celui de l'aéroréfrigérant et des pompes. Un pronostic plus précis du besoin d'énergie de l'ensemble d'une installation frigorifique ne peut être réalisé qu'avec une simulation liée à l'objet. Une autre possibilité est d'estimer la consommation d'énergie avec l'Outil du froid de SuisseEnergie (www.froidefficace.ch).

Coefficient de performance saisonnier (SEER)

Le SEER (Seasonal Energy Efficiency Ratio) décrit l'efficacité de refroidissement d'une machine frigorifique (refroidisseur de liquide) pour une application de refroidissement de confort tout au long de l'année dans trois zones climatiques: Helsinki, Strasbourg et Athènes. L'efficacité du groupe frigorifique est déterminée pour quatre températures extérieures (D = 20 °C, C = 25 °C, B = 30 °C et A = 35 °C) et les valeurs de performance sont pondérées en fonction des durées de fonctionnement. Cette méthode de calcul permet de reproduire les conditions de fonctionnement de manière réaliste.
Le SEER est calculé et publié par les fabricants au point A pour les deux applications suivantes avec différents échangeurs de chaleur intérieurs:

- SEER basse température 12/7 °C pour les ventilo-convecteurs
- SEER température moyenne 23/18 °C pour les applications de plafonds rafraîchissants

En raison des températures plus élevées, les valeurs SEER à 23/18 °C sont nettement supérieures à celles à 12/7 °C. Il est donc important de bien distinguer ces deux indices et d'utiliser celui qui convient, en général le SEER 12/7 °C.
Le calcul des valeurs SEER est décrit dans la norme SN EN 14825 (2019).

Le SEER 12/7 °C est déterminant
La norme SIA 384/4 (2025) se réfère au SEER 12/7 °C.

Ratio de performance énergétique saisonnière (SEPR)

Dans les applications de refroidissement de processus, on part du principe que les besoins en refroidissement industriel sont continus et qu'ils sont amplifiés en été par les exigences supplémentaires liées à la climatisation. L'indice d'efficacité énergétique correspondant est le Seasonal Energy Performance Ratio (SEPR).

Coefficient de performance (SCOP)

Le SCOP décrit l'efficience d'une pompe à chaleur air-eau en mode chauffage au cours de l'année. L'efficience est déterminée pour quatre températures extérieures (12, 7, 2 et –7 °C) et pour trois zones climatiques (Europe du Sud, centrale et du Nord) et pondérée en conséquence. En Suisse, on utilise les valeurs de la zone climatique d'Europe centrale.

Interprétation correcte des coefficients

Avec le COP_{Froid}, l'accent était mis dans le passé sur le point de dimensionnement de l'installation frigorifique lors de l'évaluation de l'efficacité énergétique. Cependant, la pratique montre qu'une installation frigorifique ne travaille à pleine charge que pendant 3 % de son temps de fonctionnement sur une année. La plupart du temps – les 97 % restants – la machine frigorifique fonctionne à charge partielle. En fonctionnement à charge partielle, les conditions d'environnement sont totalement différentes (températures, besoin en froid ...) et la machine frigorifique produit souvent plus efficacement qu'au point de dimensionnement. Afin de mieux refléter les conditions réelles, deux coefficients ont

été introduits, l'ESEER (European SEER) et le SEER, qui visent à refléter le fonctionnement réel (charge partielle, température extérieure, temps de fonctionnement...) de manière plus pratique. L'exemple des coefficients pour une machine frigorifique d'une puissance de refroidissement de 300 kW montre que ces trois valeurs sont sensiblement différentes.

COP_{Froid}	3,3
SEER	7,4
ESEER	8,2

Dans la pratique, il s'avère que le SEER reflète le mieux les conditions de fonctionnement réelles. C'est pourquoi ce taux est utilisé dans la norme SIA 384/4 (2025) comme critère d'évaluation de l'efficacité énergétique du refroidisseur.

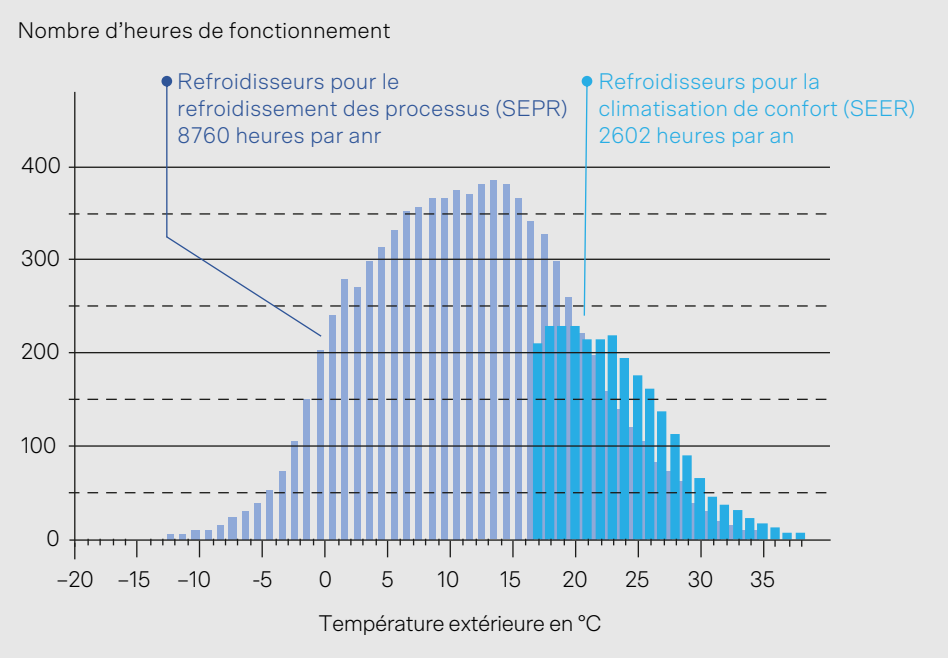


Illustration 10.2: Nombre d'heures de fonctionnement et températures extérieures à Strasbourg sur l'année pour les refroidisseurs industriels (SEPR) et les climatiseurs de confort (SEER). Pour les systèmes de climatisation de confort, la plage de température pertinente se situe entre 17 °C et 39 °C. Cependant, cette plage n'est atteinte que pendant environ 2600 heures par an, soit environ 30 % des heures annuelles. Cela signifie que le groupe frigorifique destiné aux applications de confort est éteint la plupart du temps.

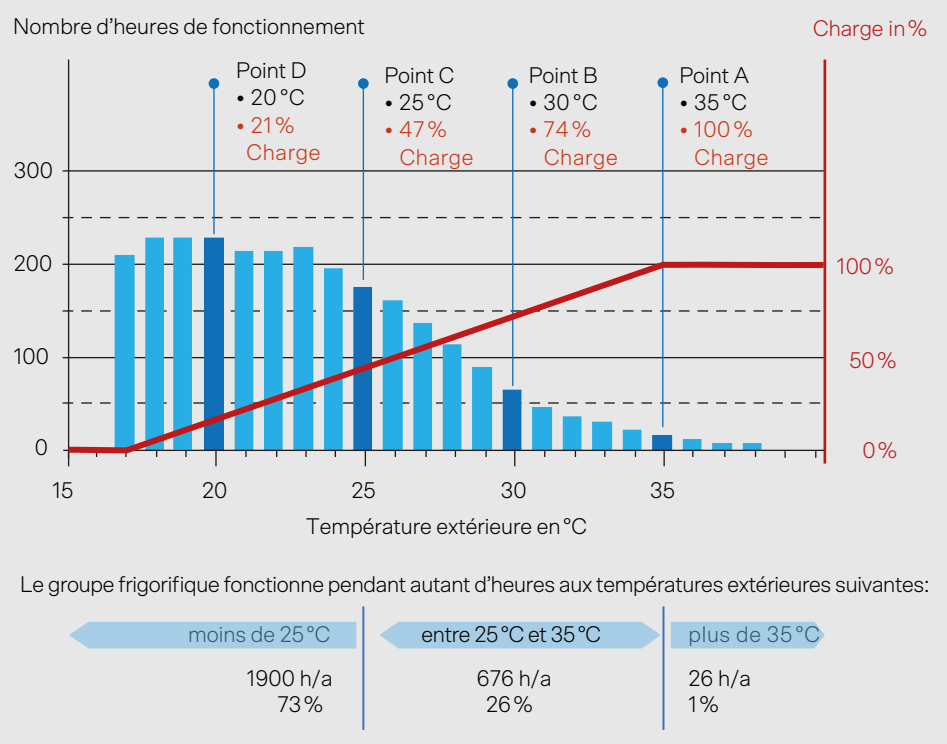


Illustration 10.3: Évolution de la puissance frigorifique d'un système de climatisation confort à différentes températures extérieures à la station climatique de référence de Strasbourg. À 35 °C (point A), l'appareil fonctionne à pleine puissance (100 %). Lorsque la température extérieure baisse, la puissance diminue de manière linéaire jusqu'à atteindre 0 % à 17 °C. Comme la plupart des heures de fonctionnement (barres bleues) se situent dans la plage de charge partielle, ces valeurs influencent nettement plus le SEER que le point de pleine charge (A). Ainsi, 73 % des heures de fonctionnement (1900 heures par an) se situent en dessous du point C. Dans cette plage, l'installation nécessite une puissance frigorifique inférieure à 47 % de la pleine charge. Le fonctionnement à charge partielle dans cette plage a donc une très grande influence sur l'évaluation annuelle.

Facteur de gain électrothermique (ETV)

Le post-refroidissement et les pompes du circuit hydraulique doivent être évalués séparément en termes d'énergie. Le facteur de gain électrothermique (ETV) peut être utilisé à cette fin. L'ETV résulte du rapport entre la puissance thermique convertie et la puissance électrique utilisée. Pour les aéroréfrigérants, il en résulte les deux formulations ETV:

$$ETV_{Refroidissement\ (Ventilateurs)} = \frac{\dot{Q}_{PR}}{P_{Ventilateurs}}$$

$$ETV_{Refroidissement\ (Pompes)} = \frac{\dot{Q}_{PR}}{P_{Pompes}}$$

$\dot{Q}_{PR}$ Puissance thermique de post-refroidissement en kW

$P_{Ventilateurs}$ Puissance électrique de raccordement (puissance terminale) en kW

P_{Pompes} Puissance électrique de raccordement (puissance terminale) en kW

10.4 Fonctionnement efficient des installations de climatisation

Qu'est-ce qui influence l'efficience d'une machine frigorifique?

La définition du coefficient de performance de Carnot montre l'influence des températures dans l'évaporateur et le condenseur. Par conséquent, un rendement énergétique élevé est atteint lorsque:

- la température d'évaporation est la plus élevée possible: La température de l'eau glacée doit donc être choisie élevée.

Règle générale pour la température de l'eau glacée: Une température d'eau glacée supérieure de 1 K réduit la consommation d'énergie d'environ 3 %.

- La température de condensation est aussi basse que possible: Le choix du système de post-refroidissement a une influence significative sur la température de condensation et donc sur la consommation d'énergie de l'installation frigorifique.

Règle générale pour la température de condensation: Une température de condensation inférieure de 1 K réduit la consommation d'énergie d'environ 2,5 %.

À cet égard, une différence de température minimale entre l'évaporation et la condensation ne peut être techniquement dépassée.

L'efficacité énergétique de la machine frigorifique est également influencée par:

- Choix du processus (surchauffe des gaz d'aspiration, sous-refroidissement)
- Choix du système (simple ou double, conception parallèle du circuit frigorifique, type d'évaporateur)
- Choix des composants (compresseur, échangeur de chaleur, type d'évaporateur etc.)

La consommation d'énergie des groupes auxiliaires a une influence considérable sur l'efficience globale d'une installation frigorifique. Alors que le coefficient de performance de la machine frigorifique augmente en fonctionnement à charge partielle avec une température de condensation T_C plus basse, l'influence proportionnelle de la consommation d'énergie de la pompe augmente.

Dans les installations de climatisation, le traitement de l'air fourni revêt une grande importance sur le plan énergétique. Les conditions climatiques peuvent nécessiter une déshumidification de l'air avant qu'il ne soit injecté dans le bâtiment comme air fourni, car il faut éviter la condensation à l'intérieur du bâtiment (p. ex. avec des plafonds rafraîchissants). Par conséquent, la déshumidification par condensation est spécifiquement déplacée vers l'unité de ventilation centrale. Au cours de ce processus, l'air est refroidi en dessous de sa température de condensation et l'humidité est «absorbée». Le résultat est un air sec mais froid qui doit être à nouveau chauffé à la température souhaitée. Le processus de déshumidification est très gourmand en énergie. La machine frigorifique

nécessite plus de puissance et doit fonctionner à des températures plus basses. Les exigences relatives à l'air ambiant dans la zone occupée sont précisées dans les normes SIA 382/1 (2025) et SIA 180.

Comportement des machines frigorifiques en charge partielle

Le terme de charge partielle d'une machine frigorifique doit être défini plus précisément pour les applications en climatisation. La température utile nécessaire est toujours constante. La charge partielle d'une machine frigorifique signifie donc que la puissance frigorifique demandée est moindre, mais que la température du frigoporteur doit rester stable. La machine frigorifique peut y réagir par une régulation du débit massique du fluide frigorigène avec des paramètres de processus par ailleurs constants (voir p. ex. arrêt des cylindres, régulation de la vitesse de rotation etc.) L'ensemble de l'installation peut également réagir au besoin de charge partielle via un accumulateur froid. Cela permet de réduire la durée de fonctionnement de la machine frigorifique.

Les compresseurs ont une influence importante sur la consommation pendant le fonctionnement à charge partielle. Les convertisseurs de fréquence sont de plus en plus utilisés pour la régulation de la vitesse de rotation. Lors de la planification, il est donc impératif de demander au fabricant un historique du comportement à charge partielle des compresseurs dans la plage de puissance requise.

Influence du type de compresseur sur les performances à charge partielle

La puissance d'une machine frigorifique usuelle est principalement régulée en modifiant le débit massique du fluide frigorigène, la température de sortie de l'évaporateur restant fondamentalement constante. Une réduction du débit massique entraîne alors une réduction de la puissance (voir chapitre 3.5), également appelée état de charge partielle.

Dans les applications de climatisation cependant, la température d'entrée du condenseur est également décalée, comme déjà expliqué dans la définition du SEER, et cette mesure a également une influence dominante sur le coefficient de performance. Selon les types de compresseurs disponibles, ces deux influences entraînent des augmentations différentes du coefficient de performance liés à l'accroissement de la charge partielle. Le comportement des turbocompresseurs en particulier est détaillé dans l'Annexe 11.3.

Aide à la sélection des compresseurs

En règle générale, le concepteur définit les conditions limites de l'installation. Sur cette base et en tenant compte des compresseurs disponibles, le fabricant de machines décide quel type de compresseur est le plus approprié.

La Haute école des sciences appliquées de Zurich (ZHAW) a étudié différents types de compresseurs pour le compte de SuisseEnergie. L'étude qui en résulte, intitulée «Compresseurs frigorifiques: la clé de l'efficacité énergétique et de la sécurité de fonctionnement», permet aux spécialistes d'évaluer les types de compresseurs en fonction de leur comportement énergétique. Grâce à l'outil spécialement développé à cet effet, ils peuvent également déterminer les compresseurs utilisables et leur efficacité (COP) en saisissant quelques informations. Cela permet d'évaluer l'influence du type de compresseur sur la conception de l'installation.

Lien vers l'étude:
https://pubdb.bfe.admin.ch/de/publication/download/10836
Lien vers l'outil dédié aux compresseurs
https://pubdb.bfe.admin.ch/de/publication/download/10877

10.5 Exigences relatives à l'efficacité du générateur de froid

La norme SIA 384/4 (2025) exige que l'efficacité minimale d'un générateur de froid soit définie par le SEER. Dans les installations de climatisation comprenant plusieurs générateurs de froid, le $SEER_{val\text{-}lim}$ doit être calculé séparément pour chaque machine. La puissance frigorifique maximale du générateur de froid concerné au point de conception est déterminante à cet égard. Cette puissance détermine le $SEER_{val\text{-}lim}$ correspondant. Cela s'applique à chaque machine frigorifique de l'ensemble de l'installation, même si les puissances de chacun des générateurs de froid diffèrent.
Dans le cas de générateurs de froid redondants, chaque machine doit être considérée individuellement, indépendamment de sa charge de refroidissement réelle ou de sa fonction au sein de l'installation. Les systèmes de secours purs, qui ne sont mis en service qu'en cas d'urgence, par exemple en cas de panne du système de refroidissement normal, constituent une exception.
Le $SEER_{min}$ à respecter est déterminé à partir du $SEER_{val\text{-}lim}$ et du $SEER_{installation}$. La plus grande des deux valeurs détermine la valeur essentielle pour le $SEER_{min}$ que le générateur de froid prévu et installé doit respecter au minimum.

Valeur limite SEER déterminante

Le $SEER_{val\text{-}lim}$ valable pour les différentes puissances frigorifiques des générateurs de froid refroidis par air et par eau est spécifié dans l'ordonnance allemande sur l'efficacité énergétique (EnEV) et est représenté dans l'Illustration 10.4. La puissance frigorifique déterminante est considérée à 100 % de charge.

Puissance frigorifique en kW (à 100 % de charge)	< 100	100 à < 250	250 à < 400	400 à < 1500	> 1500
Machines refroidies par air	4,10	4,10	4,10	4,55	4,55
Machines refroidies à l'eau	5,08	5,08	5,08	6,38	6,88

Illustration 10.4: $SEER_{val\text{-}lim}$ pour les refroidisseurs à air et à eau.
Source: SIA 384/4 (2025)

Calcul du SEER de l'installation

Le $SEER_{installation}$ tient compte des exigences spécifiques à l'installation frigorifique de l'objet. Pour cela, l'emplacement, le fluide frigorigène, la quantité de fluide frigorigène et le mode de fonctionnement sont pris en compte. Le $SEER_{installation}$ se calcule comme suit:

$$SEER_{installation} = SEER_{base} \cdot (1 + f_{site} + f_{ff} + f_{vol} + f_{mod})$$

$SEER_{installation}$	Valeur SEER spécifique à l'installation
$SEER_{base}$	SEER de base (voir Illustration 10.5)
f_{site}	Facteur de correction pour l'emplacement (voir Illustration 10.6)
f_{ff}	Facteur de correction pour le fluide frigorigène (voir Illustration 10.7)
f_{vol}	Facteur de correction pour la quantité de fluide frigorigène (voir Illustration 10.8)
f_{mod}	Facteur de correction pour le mode de fonctionnement (voir Illustration 10.9)

Le calcul du $SEER_{base}$ et les facteurs nécessaires à cet effet sont expliqués ci-dessous.

SEER de base ($SEER_{base}$)

Le SEER de base est plus strict que le $SEER_{val-lim}$ et a été défini sur la base d'une analyse de marché approfondie pour la norme SIA 384/4 (2025). La puissance frigorifique déterminante est également considérée ici à 100 % de charge. Les valeurs correspondantes sont indiquées dans l'Illustration 10.5.

Facteur de correction pour le site (f_{site})

Le facteur «emplacement» doit tenir compte des conditions de température des différentes régions climatiques en Suisse. Les machines frigorifiques installées dans des endroits frais fonctionnent plus souvent à des points de travail plus efficaces et ont moins d'heures de service, respectivement une charge de refroidissement annuelle plus faible. C'est pourquoi les machines frigorifiques ont une consommation d'électricité plus faible dans les régions plus fraîches que dans les régions plus chaudes.
Le facteur de correction pour l'emplacement est indiqué dans l'Illustration 10.6.

Illustration 10.5: $SEER_{base}$ pour les refroidisseurs à air et à eau. Source: SIA 384/4 (2025)

Puissance frigorifique en kW (à 100 % de charge)	< 100	100 à < 250	250 à < 400	400 à < 1500	> 1500
Machines refroidies par air	4,20	4,40	4,60	4,80	4,80
Machines refroidies à l'eau	5,40	5,40	5,60	7,20	8,10

Illustration 10.6: Facteur de correction f_{site} pour différentes stations climatiques en Suisse. Source: SIA 384/4 (2025)

Station climatique	f_{site}	Station climatique	f_{site}	Station climatique	f_{site}
Adelboden	– 0,04	Grand-Saint-Bernard	– 0,05	Samedan	– 0,05
Altdorf	– 0,02	Güttingen	– 0,03	San Bernardino	– 0,05
Bâle-Binningen	– 0,02	La Chaux-de-Fonds	– 0,04	Schaffhouse	– 0,02
Berne-Liebefeld	– 0,02	Locarno-Monti	0,00	Scuol	– 0,04
Buchs-Aarau	– 0,02	Lugano	0,00	Sion	– 0,01
Coire	– 0,02	Lucerne	– 0,02	Saint-Gall	– 0,03
Davos	– 0,04	Magadino	0,00	Vaduz	– 0,02
Disentis	– 0,04	Montana	– 0,04	Wynau	– 0,02
Engelberg	– 0,04	Neuchâtel	– 0,02	Zermatt	– 0,04
Genève-Cointrin	– 0,01	Payerne	– 0,02	Zurich SMA	– 0,03
Glaris	– 0,03	Robbia	– 0,04		

Facteur de correction pour le fluide frigorigène (f_{ff})

Le facteur de correction pour le fluide frigorigène (f_{ff}) vise à promouvoir les installations fonctionnant avec des fluides frigorigènes naturels respectueux de l'environnement. C'est pourquoi ces machines frigorifiques bénéficient d'une prime.
Le facteur de correction pour le fluide frigorigène est indiqué dans l'Illustration 10.7.

Facteur de correction pour la quantité de fluide frigorigène (f_{vol})

Le facteur de correction pour la quantité de fluide frigorigène (f_{vol}) augmente les exigences posées aux installations exploitées avec de grandes quantités de fluide frigorigène. Cela ne concerne que les installations utilisant des réfrigérants synthétiques. Une machine frigorifique avec un évaporateur noyé nécessite nettement plus de fluide frigorigène, mais peut atteindre une efficacité nettement supérieure dans les conditions d'essai selon SEER.
Le facteur de correction pour la quantité de fluide frigorigène est indiqué dans l'Illustration 10.8.

Type de fluide frigorigène	Générateur de froid	Puissance frigorifique en kW à 100 % de charge	f_{KM}
Synthétique	Refroidi par air et par eau	Plage de puissance totale	0,00
Naturel	Refroidi par air	Toute la plage de puissance	–0,03
Naturel	Refroidissement par eau	jusqu'à 400 kW	–0,05
Refroidissement naturel	refroidi à l'eau	plus de 400 kW	–0,10

Illustration 10.7: Facteur de correction f_{ff} pour différents générateurs de froid et plages de puissance.
Source: SIA 384/4 (2025)

Type de fluide frigorigène	Machine air-eau, réversible	Quantité de fluide frigorigène	f_{vol}
Naturel			0,00
Syntétique	non	< 0,4 kg/kW	0,00
Synthétique	non	> 0,4 kg/kW	0,03
Synthétique	oui	< 0,6 kg/kW	0,00
Synthétique	oui	> 0,6 kg/kW	0,03

Illustration 10.8: Facteur de correction f_{vol} pour différentes quantités de fluide frigorigène.
Source: SIA 384/4 (2025)

Facteur de correction pour le mode de fonctionnement (f_{mod})

La norme SIA 384/4 (2025) distingue trois types de machines en fonction du mode de fonctionnement.

1. **Machine frigorifique:** les machines frigorifiques peuvent «uniquement» refroidir. Les conditions d'essai du SEER sont adaptées à cette application.
2. **Machine frigorifique réversible:** une machine frigorifique réversible peut refroidir et chauffer, mais pas simultanément. Cette double utilisation élargit le domaine d'application de la machine frigorifique et a une influence sur les composants utilisés. Cependant, les conditions d'essai selon la valeur du SEER ne vérifient que l'efficacité en mode refroidissement. En raison de ces deux modes de fonctionnement, une machine frigorifique réversible peut être moins optimisée et présente donc une efficacité moindre en mode refroidissement. C'est pourquoi ces systèmes bénéficient d'un facteur bonus.
3. **Machine frigorifique et thermique:** les machines frigorifiques et thermiques peuvent chauffer et refroidir simultanément. En mode chauffage, on distingue les applications sans et avec consommation d'énergie supplémentaire.
   - Dans les applications sans apport d'énergie supplémentaire, la chaleur perdue du gaz chaud est directement utilisée pour le chauffage. Cela n'influence pas le SEER et n'apporte aucun bonus. Aucune correction n'est donc nécessaire pour ce type d'utilisation de la chaleur (f_{mod} = 0,00).
   - Dans les applications avec apport d'énergie supplémentaire (par exemple à des températures supérieures à 50 °C), la température de condensation est augmentée par maintien à un niveau élevé pour produire simultanément de la chaleur et du froid. Dans la pratique, cette double utilisation signifie qu'une différence de pression nettement plus importante doit être surmontée. C'est pourquoi d'autres types de compresseurs doivent être utilisés. En mode purement refroidissement, comme c'est le cas pour les installations testées dans les conditions d'essai SEER, cela entraîne une réduction de l'efficacité. C'est pourquoi ces systèmes bénéficient d'un bonus (f_{mod} = –0,08).

Dans la norme SIA 384/4 (2025), les installations pouvant fonctionner selon différents modes bénéficient d'un facteur de correction Mode de fonctionnement (f_{mod}). Le facteur de correction pour le mode de fonctionnement est indiqué dans l'Illustration 10.9.

Illustration 10.9: Facteur de correction f_{mod} pour différents modes de fonctionnement. Source: SIA 384/4 (2025)

Mode de fonctionnement	Types de machines	f_{mod}
Refroidissement uniquement	Machine frigorifique	0,00
Réversible (refroidissement et chauffage non simultanés)	Machine réversible	–0,02
Utilisation de la chaleur (refroidissement et chauffage simultanés)	Machine frigorifique et thermique	–0,08
(Remarque: restriction en cas d'utilisation exclusive de gaz chaud – voir ci-dessus)		

Détermination du $SEER_{min}$

Selon la norme SIA 384/4 (2025), le générateur de froid doit atteindre au moins le $SEER_{min}$. Le $SEER_{min}$ correspond à la plus grande des deux valeurs SEER ($SEER_{val-lim}$ et $SEER_{installation}$).

La norme SIA 384/4 (2025) définit également une exception. Elle concerne les

- machines réversibles
- qui utilisent des fluides frigorigènes naturels
- qui servent principalement à la production de chaleur (l'énergie thermique nécessaire est nettement supérieure à l'énergie frigorifique nécessaire)
- et qui satisfont aux exigences d'efficacité des pompes à chaleur.

En mode refroidissement, la machine doit dans ce cas uniquement satisfaire au $SEER_{installation}$, même si le $SEER_{val-lim}$ exigerait des exigences plus strictes.

Deux exemples illustrant comment le $SEER_{min}$ est déterminé.

Exemple 1

Vous souhaitez construire à Lucerne une machine frigorifique refroidie par air d'une puissance frigorifique de 420 kW. La machine utilise le R1234ze comme fluide frigorigène. La chaleur est directement évacuée dans l'environnement via l'aéroréfrigérant.

Type d'installation / Paramètre	Valeur/Description	SEER/Facteur	Source
Machine frigorifique refroidie par air	Puissance frigorifique 420 kW	$SEER_{base}$ = 4,80	Illustration 10.5
Emplacement	Lucerne	f_{site} = – 0,02	Illustration 10.6
Fluide frigorigène	R1234ze	f_{KM} = 0,00	Illustration 10.7
Quantité de fluide frigorigène	185 kg (ou 0,44 kg/kW)	f_{vol} = 0,03	Illustration 10.8
Mode de fonctionnement	Refroidissement uniquement	f_{mod} = 0,00	Illustration 10.9

Calcul

$SEER_{installation} = SEER_{base} \cdot (1 + f_{site} + f_{ff} + f_{vol} + f_{mod})$

$SEER_{installation} = 4{,}80 \cdot (1 - 0{,}02 + 0{,}00 + 0{,}03 + 0{,}00)$

$SEER_{installation} = 4{,}80 \cdot 1{,}01 = 4{,}85$

$SEER_{installation} = 4{,}85$

$SEER_{val-lim}$ = 4,55 (voir Illustration 10.4)

$SEER_{min}$ correspond à la plus grande des deux valeurs, ce qui signifie que le groupe frigorifique destiné à l'installation de Lucerne doit présenter un $SEER_{min}$ d'au moins 4,85.

Exemple 2

Vous souhaitez construire le même groupe frigorifique que dans l'exemple 1. Cette fois-ci, cependant, il doit fonctionner avec du R290 (propane) au lieu du R1234ze comme fluide frigorigène.

Type d'installation/ Paramètre	Valeur/Description	SEER/Facteur	Source
Machine frigorifique refroidie par air	Puissance frigorifique 420 kW	$SEER_{base} = 4{,}80$	Illustration 10.5
Emplacement	Lucerne	$f_{site} = -0{,}02$	Illustration 10.6
Fluide frigorigène	R290 (propane)	$f_{KM} = -0{,}03$	Illustration 10.7
Quantité de fluide frigorigène	–	$f_{vol} = 0{,}00$	Illustration 10.8
Mode de fonctionnement	Refroidissement uniquement	$f_{mod} = 0{,}00$	Illustration 10.9

Calcul

$SEER_{installation} = SEER_{base} \cdot (1 + f_{site} + f_{ff} + f_{vol} + f_{mod})$
$SEER_{installation} = 4{,}80 \cdot (1 - 0{,}02 - 0{,}03 + 0{,}00 + 0{,}00)$
$SEER_{installation} = 4{,}80 \cdot 0{,}95 = 4{,}56$
$SEER_{installation} = 4{,}56$
$SEER_{val\text{-}lim} = 4{,}55$ (voir Illustration 10.4)

$SEER_{min}$ correspond à la plus grande des deux valeurs, c'est-à-dire que la machine frigorifique utilisant le réfrigérant naturel doit présenter un $SEER_{min}$ d'au moins 4,56.

Exemple 3

Vous souhaitez construire une machine frigorifique et thermique refroidie à l'eau d'une puissance frigorifique de 300 kW à Saint-Gall. La machine utilise du R290 (propane) comme fluide frigorigène. La chaleur est utilisée pour le chauffage du bâtiment et la production d'eau chaude, et la température de condensation doit être augmentée à cet effet.

Type d'installation/ Paramètre	Valeur/Description	SEER/Facteur	Source
Machine frigorifique refroidie à l'eau	Puissance frigorifique 300 kW	$SEER_{base} = 5{,}60$	Illustration 10.5
Emplacement	Saint-Gall	$f_{site} = -0{,}03$	Illustration 10.6
Fluide frigorigène	R290 (propane)	$f_{KM} = 0{,}00$	Illustration 10.7
Quantité de fluide frigorigène	–	$f_{vol} = 0{,}00$	Illustration 10.8
Mode de fonctionnement	Utilisation de la chaleur	$f_{mod} = -0{,}08$	Illustration 10.9

Calcul

$SEER_{installation} = SEER_{base} \cdot (1 + f_{site} + f_{ff} + f_{vol} + f_{mod})$
$SEER_{installation} = 5{,}60 \cdot (1 - 0{,}03 + 0{,}00 + 0{,}00 - 0{,}08)$
$SEER_{installation} = 5{,}60 \cdot 0{,}89 = 4{,}98$
$SEER_{installation} = 4{,}98$
$SEER_{val\text{-}lim} = 5{,}08$ (voir Illustration 10.4)

$SEER_{min}$ correspond à la plus grande des deux valeurs, c'est-à-dire que le groupe frigorifique de l'installation de Saint-Gall doit présenter un $SEER_{min}$ d'au moins 5,08.

10.6 Gestion de l'accumulateur

Les systèmes avec accumulateur frigorifique permettent aux machines frigorifiques – en fonction de la puissance frigorifique et de la température de condensation – de fonctionner dans la plage de puissance énergétiquement optimale grâce à la gestion de l'accumulateur. Le nombre de machines en fonctionnement ainsi que leurs puissances peuvent être spécifiés par la gestion de l'accumulateur en fonction de l'état de charge de l'accumulateur et de la tendance à la charge. La solution est présentée dans l'Illustration 10.11.

Lorsqu'il y a plusieurs machines frigorifiques, les unités individuelles peuvent être mises en marche et arrêtées par le biais de la charge de l'accumulateur. Cela signifie que les machines frigorifiques fonctionnent chacune à pleine charge. Comme le rendement à 100 % de la puissance tend à être moins bon qu'à charge partielle, le rendement énergétique global de l'installation est moins bon.

Pour les machines frigorifiques fonctionnant plus efficacement à charge partielle qu'à pleine charge, il est préférable de maintenir la charge de l'accumulateur à une valeur constante (p. ex. à 50 %) et de prérégler la puissance de la machine frigorifique, par exemple via le débit de l'évaporateur. De cette façon, la machine frigorifique fonctionne efficacement à charge partielle. En outre, cela présente l'avantage de réduire la consommation d'électricité des pompes.

Un autre avantage est que le nombre de démarrages et d'arrêts est réduit. Outre le fait qu'un nombre excessif de démarrages affecte la durée de vie de la machine frigorifique, il y a besoin d'un certain temps (selon la taille du système – généralement plus de 5 minutes) pour que le niveau de fonctionnement soit atteint en raison de l'inertie du système thermique. Les performances pendant cette période ne correspondent pas aux performances à pleine charge.

10.7 Utilisation combinée de la chaleur et du froid

Dans le cas où la machine frigorifique-thermique peut être utilisée pour le refroidissement et le chauffage, le coefficient de performance doit être redéfini. L'utilisation (refroidissement et chauffage simultanés) est alors composée de la somme du $\dot{Q}_{Froid}$ et du $\dot{Q}_{Chaleur}$. Les coûts (puissance d'entraînement du compresseur) restent inchangés, ce qui se traduit par le coefficient de performance pour l'utilisation du froid et de la chaleur ($COP_{Froid+Chaleur}$):

$$COP_{Froid+Chaleur} = \frac{\dot{Q}_{Froid} + \dot{Q}_{Chaleur}}{P_{él}}$$

$COP_{Froid+Chaleur}$	Coefficient de performance pour l'utilisation du froid-chaleur
$\dot{Q}_{Froid}$	Puissance frigorifique utile en kW
$\dot{Q}_{Chaleur}$	Puissance calorifique utile en kW
$P_{él}$	Puissance électrique de raccordement (puissance terminale) en kW

En principe, les remarques suivantes peuvent être faites pour l'utilisation de la chaleur:

- La machine frigorifique continue à fonctionner normalement, la chaleur peut être utilisée (ou évacuée via l'aéroréfrigérant) sans augmenter la température de condensation.
- Lorsqu'il y a une demande de chaleur à un niveau de température plus élevé, la machine frigorifique fonctionne avec une température de condensation plus élevée. Un calcul de rendement est nécessaire.

L'indicateur pour une utilisation combinée du froid et de la chaleur est actuellement (2025) encore en cours d'élaboration. Nous recommandons de suivre attentivement les résultats de ce développement autour du «STER» (Seasonal Total Efficiency Ratio).

L'Illustration 10.10 analyse le bénéfice de l'utilisation de la chaleur pour le fluide frigorigène R290 (propane) à une température d'évaporation de 0 °C. Avec une température de condensation de 20 °C, la chaleur ne peut pas être utilisée – elle est libérée dans l'atmosphère via l'aéroréfrigérant. Cette condition est considérée comme une référence avec des conditions ambiantes pour la période transitoire et un besoin de refroidissement élevé, comme dans les salles de serveurs. En augmentant la puissance du compresseur (consommation d'énergie plus élevée), la condensation peut être portée à un niveau plus élevé et la chaleur de condensation peut être exploitée. L'Illustration 10.10 montre l'importance de ce coût supplémentaire.
Il faut veiller à ce que, lorsque la température de condensation est relevée, toute la chaleur produite soit utilisée. Lorsque seule une partie de la chaleur supplémentaire peut être utilisée, les coûts d'utilisation de la chaleur augmentent par rapport au besoin effectif de chaleur. Lorsque, par exemple, seuls 50 % peuvent être utilisés, l'utilisation de la chaleur coûtera deux fois plus cher par kWh; à 25 %, elle coûtera quatre fois plus cher.
Voir également en détail le chapitre 7, Dégagement de chaleur.

Utilisation de la chaleur par maintien d'une température de condensation élevée

Le tableau ci-dessous indique, sur la base d'une température de condensation de 20 °C, le coût d'un kWh de chaleur lorsque la température de condensation (20 °C) doit être augmentée.

Température d'évaporation		[°C]	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Température de condensation		[°C]	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65
Fluide frigorigène			R290	R290	R290	R290	R290	R290	R290	R290	R290	R290
COP_{Froid}		[–]	8,1	6,3	5,1	4,3	3,6	3,1	2,7	2,3	2,0	1,8
Puissance frigorifique	Q_{Froid}	[kW]	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
Puissance absorbée	$P_{él}$	[kW]	12	16	20	23	28	32	37	43	50	57
Puissance de condensation	$Q_{Chaleur}$	[kW]	112	116	120	123	128	132	137	143	150	157
Prix de l'électricité		[ct./kWh]	25,0	25,0	25,0	25,0	25,0	25,0	25,0	25,0	25,0	25,0
Différence de puissance absorbée		[kW]	–	–	–	4,0	8,2	12,9	17,9	23,6	30,8	37,4
Puissance de condensation	$Q_{Chaleur}$	[kW]	–	–	–	123	128	132	137	143	150	157
$COP_{Chaleur}$		[–]	–	–	–	31,2	15,6	10,3	7,7	6,1	4,9	4,2
Prix d'utilisation de chaleur		[ct./kWh]	0,0	0,0	0,0	0,8	1,6	2,4	3,3	4,1	5,1	6,0
Prix du mazout		[ct./kWh]	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
Rendement de chaudière		[–]	93 %	93 %	93 %	93 %	93 %	93 %	93 %	93 %	93 %	93 %
Coûts énergétiques du mazout		[ct./kWh]	10,8	10,8	10,8	10,8	10,8	10,8	10,8	10,8	10,8	10,8

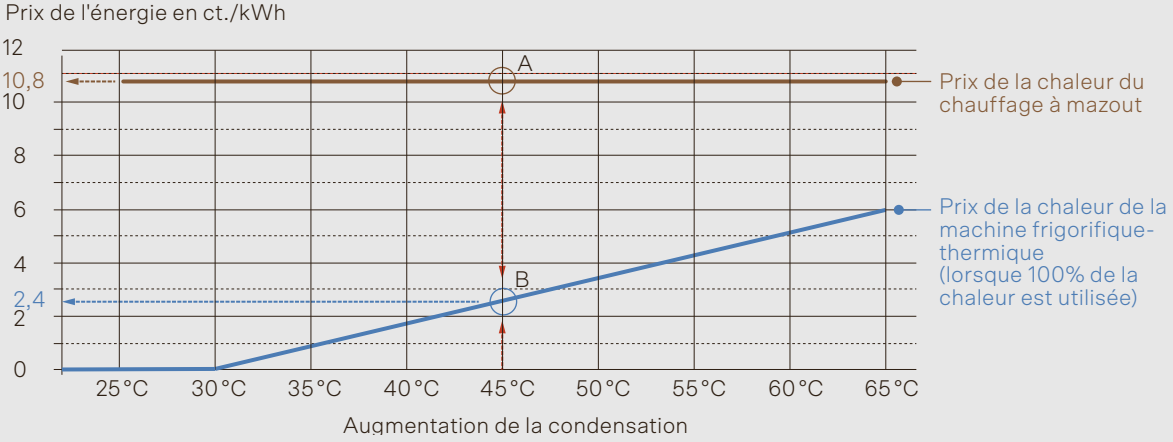


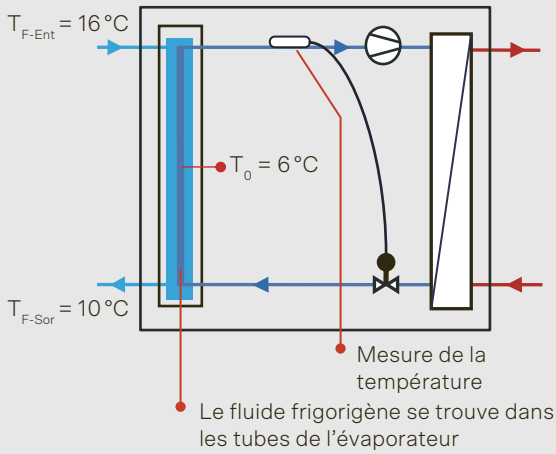
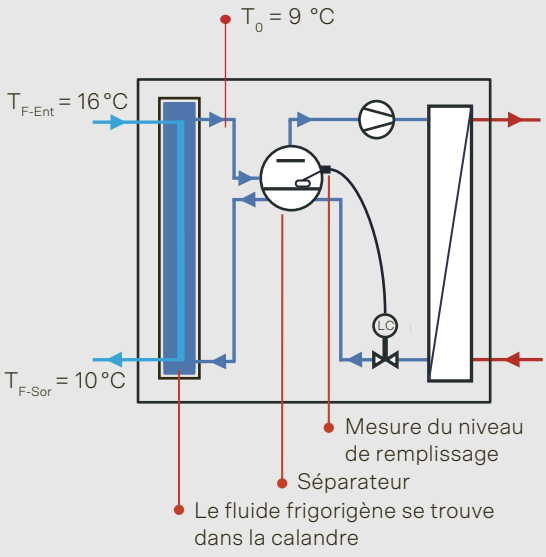
Illustration 10.10: Prix de la chaleur lorsque la température de condensation d'une machine frigorifique-thermique est augmentée pour l'utilisation de la chaleur.
Source: Leplan AG

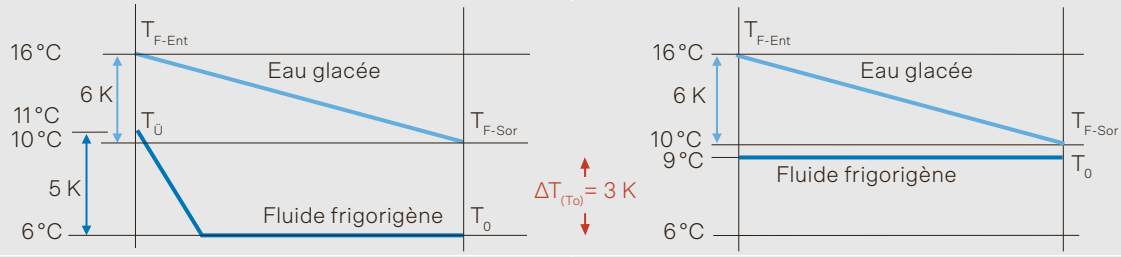
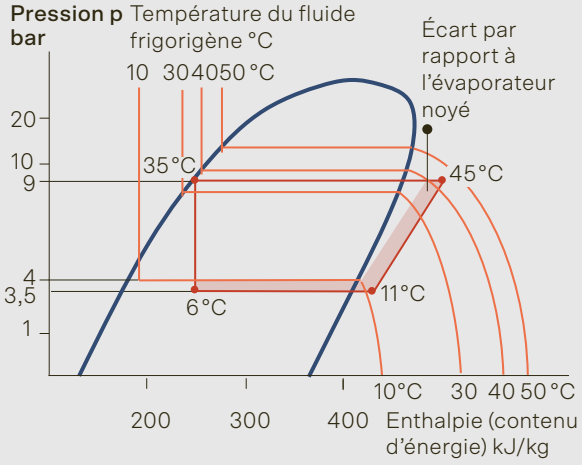
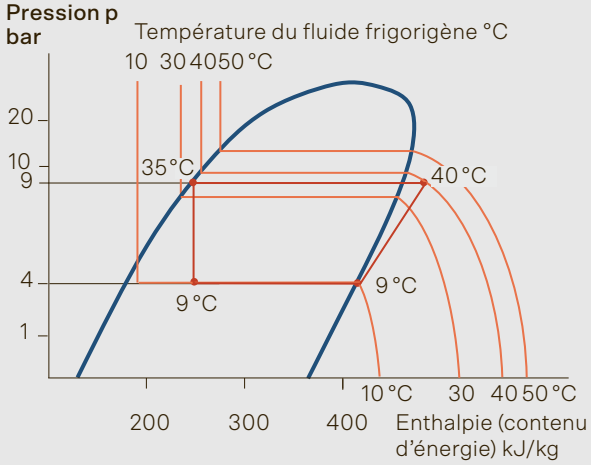
Exemple de lecture: un kWh de chaleur provenant du chauffage au fioul coûte 10,8 centimes (A). Si la chaleur provenant de la machine frigorifique est utilisée et que la température de condensation doit être augmentée de 30 °C à 45 °C, 1 kWh de chaleur ne coûte alors que 2,4 centimes (B), soit 8,4 centimes de moins qu'avec le chauffage au fioul. Alors, 1 kWh de chaleur ne coûte que 2,4 centimes (B), soit 8,4 centimes de moins qu'avec le chauffage au fioul.

Important: cela s'applique lorsque 100 % de la chaleur est utilisée. Si «seulement» 50 % de la chaleur est utilisée, l'efficacité diminue et 1 kWh coûte alors 4,8 centimes à ce point de fonctionnement.

10.8 Efficacité énergétique de différents évaporateurs

Le type d'évaporateur a une influence significative sur l'efficience d'une machine frigorifique. La comparaison d'une machine équipée d'un évaporateur à détente sèche avec une machine équipée d'un évaporateur noyé illustre ce point.
Les deux machines doivent fournir de l'eau glacée à 10 °C, elles doivent fonctionner avec du R134a et se condenser à 35 °C.
Pour une comparaison complète des deux systèmes, il faudrait également calculer le TEWI.

Principe	Détente sèche	Évaporateur noyé
Description	Dans les évaporateurs à détente sèche, la quantité de fluide frigorigène est régulée par un détendeur de façon à évaporer et surchauffer complètement le fluide à la sortie. Le fluide frigorigène se trouve dans les tubes de l'évaporateur. Le système a ainsi moins besoin de fluide frigorigène.	Le compresseur aspire le gaz complètement évaporé de la partie supérieure du séparateur. En fonction du niveau dans le séparateur, le détendeur régule le niveau dans le séparateur, garantissant que seul le fluide frigorigène entièrement évaporé est aspiré. Étant donné que l'évaporateur est rempli de fluide frigorigène, le système nécessite une quantité relativement importante de ce fluide dans les évaporateurs à faisceaux de tubes. Dans les systèmes équipés d'échangeurs de chaleur à plaques soudées en cassette, qui se caractérisent par un coefficient de transfert thermique élevé, la quantité de réfrigérant n'est pas beaucoup plus importante que dans les évaporateurs à détente sèche.
Aperçu		

Principe	Détente sèche	Évaporateur noyé
Températures du système		
	Lorsque de l'eau froide à 10 °C est nécessaire, il faut utiliser un évaporateur à détente sèche dont la température d'évaporation est de 6 °C.	Lorsque de l'eau froide à 10 °C est nécessaire, un évaporateur noyé avec une température d'évaporation de 9 °C peut être utilisé dans les machines frigorifiques sans surchauffe.
	Avec un évaporateur noyé, le système peut fonctionner avec une température d'évaporation T0 supérieure de 3 K et est donc plus efficace (règle empirique: une température d'évaporation supérieure de 1 K entraîne une consommation d'énergie inférieure d'environ 3 %). Cela peut s'expliquer par la courbe de température du côté du fluide frigorigène dans les deux types d'évaporateurs.	
Considération du diagramme log p,h		
	En raison de la surchauffe nécessaire, les points de fonctionnement dans le diagramme log p,h se déplacent.	
	Remarque: il s'agit d'une représentation simplifiée du diagramme log p,h. Dans la pratique, il est nécessaire de travailler avec un sous-refroidissement minimum pour garantir le bon fonctionnement du dispositif dilatation et l'absence de bulles de fluide frigorigène devant le détendeur (voir chapitre 3).	
Performance	COP_{Froid} = 7,0 (calculé) (Consommation d'énergie: 100 %)	COP_{Froid} = 8,0 (calculé) (Consommation d'énergie: 87,5 %) Règle empirique: 3 K fois 3 % = consommation d'énergie réduite d'env. 9 %
	Dans le contexte global, cet exemple montre: Les évaporateurs noyés sont nettement plus efficaces que les évaporateurs à détente sèche. L'équation 10-1 permet de calculer les économies d'énergie électrique. Cependant, un évaporateur noyé ne peut pas être utilisé dans tous les cas. En effet, la quantité de réfrigérant nécessaire (ORRChim) et les coûts sont d'autres aspects à prendre en compte.	

10.9 Efficacité énergétique des climatiseurs individuels < 12 kW

Les climatiseurs individuels alimentés par le secteur et d'une puissance nominale inférieure ou égale à 12 kW sont soumis à l'ordonnance sur l'efficacité énergétique (OEn). Dans la pratique, on trouve principalement des appareils split (voir Illustration 11.1), des appareils multi-split (Illustration 11.2), des climatiseurs muraux (Illustration 11.5) et des climatiseurs mobiles (Illustration 11.6) qui relèvent de l'EnEV. Pour ces appareils, la consommation d'énergie, l'efficacité énergétique et le niveau sonore doivent être indiqués sur l'étiquette énergétique (voir Illustration 10.11). En outre, les appareils doivent répondre à des exigences minimales en matière de SEER ou d'EER. Celles-ci sont liées à la puissance nominale et à l'impact climatique du fluide frigorigène. Les exigences en matière d'efficacité énergétique des climatiseurs sont indiquées dans l'Illustration 10.12. Les détails concernant les conditions nominales exactes peuvent être consultés dans l'EnEV ou le règlement européen 206/2012.

L'étiquette énergétique attribue actuellement (état en 2025) la classe d'efficacité A+++ aux climatiseurs les plus efficaces. Il est donc intéressant de choisir la meilleure classe d'efficacité énergétique lors de l'achat.

Le choix d'un modèle efficace ne suffit pas à lui seul: l'utilisation correcte de l'appareil est également déterminante (voir chapitre 11.9).

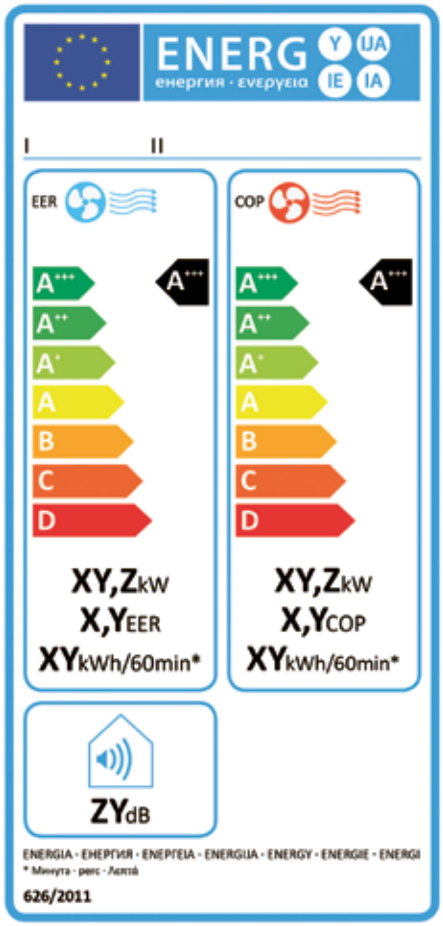


Illustration 10.11: Étiquette énergétique des climatiseurs fonctionnant sur secteur. L'EER est déterminant pour évaluer l'efficacité en mode refroidissement.

PRP du réfrigérant	Climatiseurs, à l'exception des climatiseurs à double et simple conduit		Climatiseurs à double conduit		Climatiseurs à simple conduit	
	SEER	SCOP (saison de chauffage «moyenne»)	EER rated	COP rated	EER rated	COP rated
> 150 pour < 6 kW	4,60	3,80	2,60	2,60	2,60	2,04
≤ 150 pour < 6 kW	4,14	3,42	2,34	2,34	2,34	1,84
> 150 pour 6–12 kW	4,30	3,80	2,60	2,60	2,60	2,04
≤ 150 pour 6–12 kW	3,87	3,42	2,34	2,34	2,34	1,84

Illustration 10.12: Exigences minimales en matière d'efficacité énergétique selon l'EnEV et le règlement européen 206/2012, tableau 6.

10 points relatifs à l'efficacité énergétique des installations de climatisation

1. L'installation frigorifique ne fonctionne que lorsque les consommateurs de froid ou l'accumulateur de froid ont besoin de refroidissement.
2. Il faut définir la température de départ du refroidissement aussi élevée que possible. Il faut vérifier si le poste frigorifique le plus froid justifie de définir la température de départ des consommateurs de froid ou s'il est préférable de résoudre ce problème séparément. Règle générale: Une température d'eau glacée supérieure de 1 K réduit la consommation d'énergie d'environ 3 %.
3. Effectuer la condensation à une température aussi basse que possible. Lorsque la température de condensation est rehaussée pour l'exploitation de la chaleur, il ne faut l'augmenter que tant que la chaleur est nécessaire. Règle générale: Une température de condensation inférieure de 1 K réduit la consommation d'énergie d'environ 2,5 %.
4. Il faut utiliser la chaleur produite par la machine frigorifique: pour chauffer l'eau sanitaire, pour le chauffage ou pour régénérer les sondes géothermiques.
5. Il faut vérifier l'utilisation des détendeurs électroniques.
6. Il faut vérifier l'utilisation de compresseurs efficients et à vitesse de rotation régulée.
7. Il faut réduire les pertes de charge dans le réseau de post-refroidissement et le réseau de poste frigorifique.
8. Il faut utiliser des pompes à vitesse régulée et efficientes.
9. Il faut effectuer une évaluation globale de l'installation à pleine charge et à charge partielle.
10. Il faut vérifier l'efficacité énergétique lors de la mise en service de l'installation frigorifique et au moins une fois par an par la suite.

Chapitre 11

Systèmes à évaporation directe et à condensation directe

Les systèmes à évaporation directe et à condensation directe acheminent le fluide frigorigène directement vers le condenseur ou l'évaporateur sans circuits intermédiaires. Ces systèmes ne peuvent souvent pas être facilement intégrés dans un système avec une machine frigorifique-thermique. Néanmoins, une installation split peut être utile pour le refroidissement d'une seule salle de serveurs. Il est également important de connaître les systèmes VRF/VRV ou les climatiseurs mobiles afin de pouvoir évaluer différentes solutions et différents systèmes.

Les systèmes à évaporation directe et à condensation directe (systèmes DX/DV), par exemple les installations split, ont rarement une puissance frigorifique supérieure à 20 kW et sont en réalité trop «petits» pour figurer dans cet ouvrage spécialisé. De plus, la plupart des systèmes DX/DV sont de conception propriétaire: chaque fabricant développe son système en fonction de ses propres besoins et le client doit généralement acheter tous les éléments auprès du même fabricant. Les systèmes DX/DV ne peuvent donc pas être facilement intégrés dans un système avec une machine frigorifique-thermique. Néanmoins, une installation split peut convenir pour le refroidissement d'une seule salle de serveurs. Pour l'évaluation, il est également utile de connaître les différents systèmes DX/DV et de pouvoir les évaluer. Le planificateur doit également être conscient que ces appareils doivent répondre aux exigences de l'ORRChim et qu'il est prévisible que les fluides frigorigènes synthétiques ne seront plus autorisés.

11.1 Fonctionnement des systèmes DX/DV

Dans les systèmes DX/DV, contrairement aux systèmes équipés d'une machine frigorifique-thermique (systèmes de refroidissement), le fluide frigorigène circule directement entre l'unité extérieure (condenseur, compresseur) et les unités intérieures (évaporateur) sans fluide aqueux supplémentaire. Cela rend les systèmes DX/DV efficaces sur le plan énergétique. De plus, leur conception est très compacte et les coûts d'investissement pour les applications dans des pièces individuelles sont souvent inférieurs à ceux des systèmes avec un circuit d'eau ou un circuit d'eau antigel.

En revanche, les systèmes DX/DV sont moins adaptés aux installations grandes et étendues, car l'évaporateur et le condenseur doivent être directement reliés entre eux. De plus, la longueur des conduites des systèmes est limitée et il peut vite y avoir une grande quantité de fluide frigorigène en circulation. Dans la pratique, les exigences en matière de sécurité (valeur limite pratique, protection anti-explosion, toxicité, etc.) sont souvent trop peu prises en compte, en particulier pour les systèmes DX/DV dans les locaux ouverts au public ou à accès restreint. Selon le type et la quantité de fluide frigorigène ainsi que l'emplacement (catégorie de la zone d'accès, voir Illustration 4.4), des mesures de sécurité telles que la surveillance du fluide frigorigène sont nécessaires. Ces mesures sont coûteuses et ont un impact sur la rentabilité.

Les systèmes DX/DV peuvent être classés en six groupes:

- Installations split
- Systèmes multi-split
- Systèmes VRF/VRV
- Systèmes HVRF
- Climatiseurs muraux
- Climatiseurs mobiles

Tous les systèmes DX transmettent le «froid» directement à l'air ambiant via l'évaporateur. Un ventilateur achemine l'air ambiant chaud vers l'évaporateur et l'air refroidi dans la pièce. Cela entraîne des déplacements d'air qui sont parfois agréables (l'évaporation accélérée de la transpiration est perçue comme un refroidissement supplémentaire), mais parfois aussi désagréables (courants d'air froid). De plus, le ventilateur génère du bruit.

11.2 Systèmes split

Une installation split se compose d'une unité extérieure (condenseur, compresseur et ventilateur) et d'une unité intérieure (évaporateur, détenteur et ventilateur). Les unités extérieures et intérieures sont reliées par des conduites transportant le fluide frigorigène (Illustration 11.1). La plupart des systèmes split peuvent fonctionner de manière réversible: lorsqu'il faut refroidir la pièce, l'unité extérieure fonctionne comme un condenseur et rejette dans l'environnement la chaleur extraite de la pièce. En mode chauffage, l'unité extérieure fonctionne en revanche comme un évaporateur, elle extrait la chaleur de l'environnement et la restitue dans la pièce via l'unité intérieure (pompe à chaleur air-air). Lors de l'évaluation d'un produit adapté, il convient de tenir compte des limites d'utilisation (température extérieure) pour le mode refroidissement et chauffage souhaité.

Les systèmes split peuvent être une solution efficace et économe en énergie lorsqu'il s'agit de refroidir une seule pièce (par exemple une salle de serveurs) ou lorsqu'une seule pièce nécessite des températures d'eau glacée nettement plus basses que les autres pièces du bâtiment (voir 2.5).

D'un point de vue énergétique, une commande à inverseur est toujours recommandée. Selon les informations fournies par les fabricants, elle permet d'économiser jusqu'à 30 % d'énergie par rapport à une commande classique.

Si une pièce est refroidie par plusieurs climatiseurs split utilisant tous le même fluide frigorigène, les règles suivantes s'appliquent:

La quantité maximale admissible de fluide frigorigène et les dispositifs d'alerte de sécurité requis dépendent du circuit de refroidissement présentant la plus grande quantité de fluide frigorigène dans l'ensemble du système. En revanche, la puissance frigorifique correspond à la somme de tous les circuits de refroidissement servant à la même utilisation.

11.3 Systèmes multi-split

Dans les installations multi-split, une unité extérieure alimente plusieurs unités intérieures (souvent jusqu'à 5) en froid ou en chaleur. Comme dans les installations split, l'unité extérieure et les unités intérieures sont reliées par des conduites de réfrigérant (Illustration 11.2).

Le fluide frigorigène se trouve toujours également dans des zones accessibles au public ou à accès restreint. Comme les

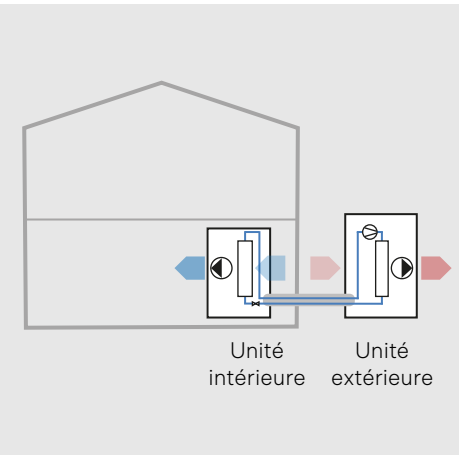


Illustration 11.1: Système split

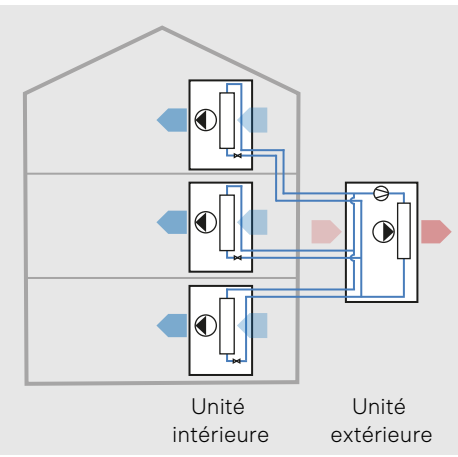


Illustration 11.2: Système multi-split

installations multi-split comportent plusieurs appareils intérieurs et un réseau plus étendu de conduites transportant le fluide frigorigène, la quantité de fluide frigorigène est nettement plus élevée que dans les installations mono-split. Lors de la vérification des exigences de sécurité (valeur limite pratique, protection anti-explosion, toxicité, etc.), il faut tenir compte de la quantité totale de réfrigérant. Le cas échéant, une surveillance du réfrigérant et des détecteurs sont nécessaires dans les locaux à risque.
Si, dans un bâtiment existant, seules quelques pièces exposées doivent être refroidies, un système multi-split est généralement une solution plus efficace que plusieurs systèmes mono-split. Il existe également des systèmes multi-split qui peuvent produire de l'eau chaude à partir de la chaleur des pièces. Il est particulièrement intéressant, dans le cas de solutions propriétaires, d'examiner la rentabilité de l'utilisation de la chaleur. D'un point de vue énergétique, une commande à inverseur est toujours recommandée (voir système split).

11.4 Systèmes VRF/VRV

Les systèmes VRF/VRV sont des systèmes multi-split avancés avec une distribution variable du réfrigérant. Ils peuvent chauffer ou refroidir les différentes zones d'un bâtiment selon les besoins. De plus, la chaleur peut être récupérée. L'unité extérieure (unité compresseur-condenseur) alimente en froid ou en chaleur les unités intérieures installées dans les pièces via un système de conduites rempli de fluide frigorigène (à 4 conduites comme dans l'Illustration 11.3, à 3 conduites ou à 2 conduites). Une unité dite «contrôleur» prend en charge la commande des flux de chaleur ou de froid. La distribution du froid ou de la chaleur dans le bâtiment à l'aide de circuits de réfrigérant rend le système performant en énergie.
Il convient également de noter que, selon le fluide frigorigène utilisé, les pièces doivent être équipées de dispositifs d'alarme de sécurité appropriés (détecteurs de fluide frigorigène, voyants d'alerte, etc.). Ainsi, en cas de fuite dans le circuit du fluide frigorigène, une alarme se déclenche dans les pièces, l'installation arrête le compresseur et les électrovannes du circuit de refroidissement se ferment afin d'empêcher toute nouvelle fuite de fluide frigorigène.
Les systèmes VRF/VRV contenant plus de 3 kg de fluide frigorigène doivent être déclarés à l'OFEV. De plus, un contrôle d'étanchéité régulier est obligatoire.

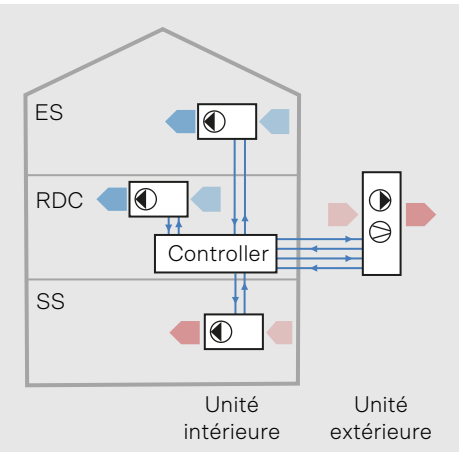


Illustration 11.3: Système VRF/VRV. Le rez-de-chaussée et l'étage sont refroidis, tandis que le sous-sol est chauffé. Le contrôleur se charge d'acheminer la chaleur ou le froid vers l'unité intérieure correspondante au moyen d'un fluide frigorigène.

VRF ou VRV?
VRF (Variable Refrigerant Flow) et VRV (Variable Refrigerant Volume) désignent en fait le même principe de système – il s'agit simplement de deux appellations différentes:
- VRF est le terme le plus général utilisé par différents fabricants
- VRV est le nom commercial d'un fabricant

Les deux systèmes fonctionnent avec un débit massique de fluide frigorigène variable, et la différence de dénomination (débit volumique ou débit massique) n'est pas substantielle sur le plan technique, car le débit volumique et le débit massique sont liés par la densité du fluide frigorigène.

11.5 Systèmes HVRF

Le système HVRF, également appelé système VRF hybride, système combiné split ou système bi-bloc, est une variante hybride du principe de base DX. Dans ce système, l'énergie est acheminée par un fluide frigorigène de l'unité extérieure vers un boîtier (unité hydraulique, contrôleur hybride). Celui-ci contient deux échangeurs de chaleur à plaques, des pompes et la commande. Le froid ou la chaleur est transféré dans le boîtier vers des circuits d'eau. La distribution de la chaleur ou du froid du boîtier vers les pièces s'effectue à l'aide d'un caloporteur/frigorifique (mélange d'eau et d'antigel).

Le boîtier peut être commandé de manière à refroidir et à chauffer simultanément (voir Illustration 11.4). Si le bâtiment comporte à la fois des pièces nécessitant du refroidissement et du chauffage, la chaleur produite peut être utilisée. Malheureusement, les systèmes HVRF utilisant des fluides frigorigènes naturels ne sont pas encore bien implantés sur le marché actuel. Les fluides frigorigènes synthétiques tels que le R32, le R410A ou le R454B dominent actuellement le marché.

11.6 Climatiseurs muraux

Les climatiseurs muraux sont montés à l'intérieur de la pièce, sur un mur extérieur. Il n'y a pas d'unité extérieure. L'air pulsé est acheminé et l'air chaud repris est évacué par deux perforations (d'environ 180 mm de diamètre chacune). Comme aucun appareil extérieur n'est nécessaire, la structure de la façade reste pratiquement inchangée sur le plan visuel. Seules deux grilles de protection sont visibles.

Cependant, les deux percements impactent le périmètre d'isolation. Il est impératif d'en discuter avec un physicien du bâtiment.

Comme l'appareil doit être monté sur un mur extérieur, ses possibilités d'utilisation sont limitées. De plus, les climatiseurs muraux comportent des compresseurs et des ventilateurs à l'intérieur, ce qui augmente le niveau sonore dans la pièce.

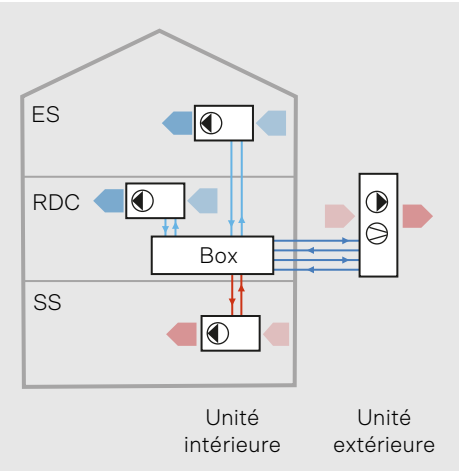


Illustration 11.4: Système HVRF. Le rez-de-chaussée et l'étage sont refroidis, tandis que le sous-sol est chauffé. La chaleur ou le froid sont acheminés de la boîte vers l'unité intérieure à l'aide d'un fluide caloporteur/fluide réfrigérant.

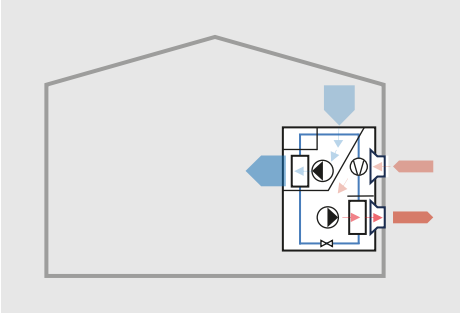


Illustration 11.5: un climatiseur mural ne nécessite pas d'unité extérieure sur la façade, mais augmente le niveau sonore à l'intérieur de la pièce.

11.7 Climatiseurs mobiles

Ce sont souvent les locataires ou les propriétaires qui achètent des climatiseurs mobiles pour abaisser la température ambiante dans certaines pièces en été. Il existe des appareils compacts qui évacuent l'air chaud vers l'extérieur à l'aide d'un tuyau. Cela peut se faire par

- une fenêtre entrouverte ou une porte ouverte,
- un passage à travers le mur (diamètre d'environ 150 mm)
- ou à travers une fenêtre (diamètre d'environ 150 mm)

Si la chaleur est évacuée vers l'extérieur par une fenêtre ou une porte ouverte, il faut s'assurer, à l'aide d'un joint d'étanchéité pour fenêtre ou porte, que l'air chaud provenant du tuyau ne retourne pas directement dans la pièce.

Avec les appareils compacts à tuyau unique (Illustration 11.6), il s'écoule toujours de l'air neuf chaud dans la pièce. L'efficacité de ce système est donc faible.

Les appareils compacts équipés d'un système d'alimentation et d'évacuation d'air (systèmes à deux tuyaux, Illustration 11.7) sont un peu plus efficaces, mais sont loin d'être optimaux. L'air frais est aspiré de l'extérieur par le tuyau d'alimentation en air. La chaleur de la pièce est transférée à l'air «frais» pulsé via le condenseur et évacuée à l'extérieur par le tuyau d'air repris. Ce système aussi nécessite la création d'ouvertures pour l'air pulsé et l'air extrait. Deux passages d'environ 150 mm de diamètre chacun sont nécessaires. Pour de nombreux locataires et propriétaires, cela représente un obstacle trop important pour opter pour le système à deux tuyaux, pourtant plus efficace.

Une troisième possibilité consiste à utiliser des climatiseurs mobiles split (Illustration 11.8), qui relient l'unité intérieure à une unité extérieure à l'aide d'un tuyau de 2 à 5 mètres de long. Le tuyau a un diamètre de 3 à 4 cm et contient deux conduites de réfrigérant et un câble pour l'alimentation électrique et la commande de l'unité extérieure. Le tuyau peut être passé par une fenêtre ou une porte. Il est souvent raccordé de manière fixe aux deux unités. Il existe cependant aussi des modèles sur lesquels ce tuyau est posé avec des raccords à serrage rapide. Une personne expérimentée peut ainsi séparer l'unité intérieure de l'unité extérieure, faire passer le tuyau à travers un passage de 50 mm dans le mur et relier ainsi l'unité extérieure et l'unité intérieure sans ouvrir les fenêtres et les portes. De plus, sur les modèles équipés de raccords rapides, les conduites peuvent également être rallongées de quelques mètres.

Les climatiseurs mobiles split sont nettement plus efficaces que les appareils compacts à un ou deux tuyaux. Si le tuyau passe par une fenêtre ou une porte ouverte, l'ouverture doit également être complètement étanchée et sécurisée (protection contre les effractions, intempéries). De plus, les climatiseurs mobiles split sont plutôt lourds. Une unité intérieure (compresseur, évaporateur, ventilateur) pèse entre 30 et 50 kg, l'unité extérieure (condenseur, ventilateur) environ 10 à 15 kg. De plus, les appareils dont les unités extérieure et intérieure sont reliées par un tuyau passant à travers une ouverture dans le mur ne sont «mobiles» que dans une certaine mesure.

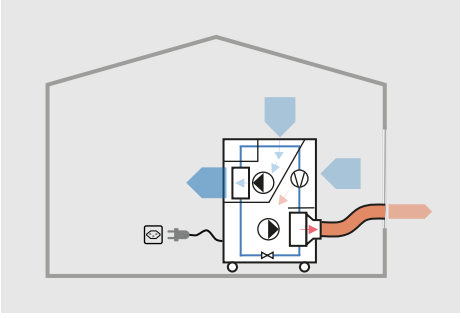


Illustration 11.6: climatiseur mobile à tuyau unique

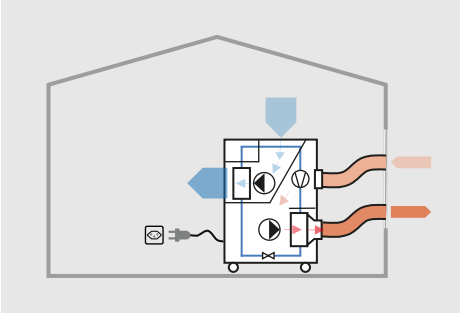


Illustration 11.7: climatiseur mobile à deux tuyaux

Les climatiseurs mobiles ont tendance à causer des problèmes de confort (zones froides et mouvements d'air désagréables) et à entraîner des coûts d'exploitation élevés, en particulier les systèmes mobiles à un ou deux tuyaux, peu efficaces. Comme le compresseur et le ventilateur des climatiseurs mobiles se trouvent à l'intérieur, ils augmentent également le niveau sonore dans la pièce.
Tous les climatiseurs mobiles produisent de la condensation qui doit être évacuée. Sur les appareils équipés d'un réservoir de collecte intégré, le fonctionnement s'arrête automatiquement dès que le collecteur est plein, et l'appareil ne refroidit plus. Ces appareils nécessitent donc un entretien et une maintenance périodiques.

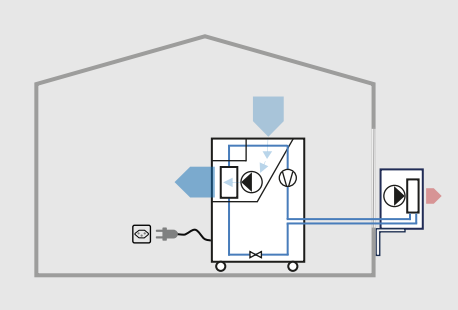


Illustration 11.8: climatiseur mobile split

11.8 Installation d'un unité extérieure

L'unité extérieure est montée sur un mur extérieur ou placée sur le balcon ou au sol. Voici quelques points à prendre en compte:

- Choisissez le lieu d'installation ou de montage de manière à ce que les différents appareils intérieurs puissent être facilement raccordés à la conduite de réfrigérant.
- En raison de leur forte inflammabilité, les appareils utilisant les réfrigérants naturels propane et isobutane (classe de sécurité A3) sont soumis à des exigences plus strictes en matière d'emplacement. Il convient notamment de respecter les points suivants:
  - les distances par rapport aux portes, fenêtres, puits de lumière, etc.
  - la distance par rapport aux sources d'inflammation telles que les installations électriques (lampes, prises de courant, etc.), les véhicules à moteur ou les flammes nues et les outils de travail produisant des étincelles,
  - la distance par rapport aux passages d'air pulsé et d'air extrait des systèmes de ventilation, aux gouttières, aux bouches d'égout, etc.,
  - Ne pas installer l'appareil dans des creux ou des cavités où le fluide frigorigène qui s'échapperait pourrait s'accumuler.

Il est préférable de clarifier les exigences avec le fournisseur ou de les déterminer à l'aide des spécifications de la norme SN EN 378-3 et de la fiche technique SUVA 66139. La fiche technique suissetec «Utilisation de pompes à chaleur et d'installations frigorifiques avec des fluides frigorigènes peu toxiques et inflammables» contient de plus amples informations sur le lieu d'installation.

- L'unité extérieure doit être montée à une distance suffisante du mur (min. 12 cm) afin de pouvoir être nettoyée facilement.

- Il faut également tenir compte des voisins (bruit et aspect visuel).
- Le fournisseur doit remplir le formulaire «Évaluation acoustique des installations de chauffage, de ventilation, de climatisation et de réfrigération» de Cercle Bruit Suisse.
- Il convient de déterminer où l'eau de dégivrage sera évacuée.

Dans la plupart des cantons, l'installation d'une unité extérieure constitue une modification structurelle et nécessite un permis de construire avec une attestation acoustique en raison de la modification visuelle de la façade et des émissions sonores.

11.9 Emplacement de l'unité intérieure

Quelques points concernant le placement des unités intérieures.

- Il est recommandé de l'installer au niveau du plafond.
  Il convient de noter que la norme SN EN 378-1 définit des spécifications relatives à la quantité de fluide frigorigène pour les unités intérieures. La quantité maximale de charge dépendant de la surface minimale de la pièce et de la hauteur d'installation de l'unité intérieure, la hauteur d'installation choisie influence également la quantité maximale de charge. Cela concerne principalement les installations de classe de sécurité A3 utilisant les fluides frigorigènes naturels propane et isobutane.
  En revanche, pour les appareils intérieurs des pompes à chaleur air-air, il est préférable de les placer près du sol.
- Lors de la configuration de l'appareil, il faut choisir un modèle qui aspire l'air par le haut.
- Sur certains modèles, une partie du flux d'air froid peut être dirigée vers le haut et une autre vers le bas. Cela permet d'obtenir une répartition plus uniforme de l'air froid et d'augmenter le confort.
- L'unité intérieure doit être nettoyée régulièrement et être facilement accessible à cet effet.
- Il convient de déterminer comment et où l'eau de condensation éventuelle sera évacuée.

Illustration 11.9: Exemple d'une disposition défavorable. Les unités extérieures situées dans la partie supérieure aspirent l'air chaud des appareils situés en dessous.

11.10 Une utilisation correcte est déterminante

Pour que l'appareil puisse fonctionner efficacement, il faut non seulement qu'il soit performant sur le plan énergétique, mais aussi que la taille de la pièce et celle de l'appareil soient adaptées l'une à l'autre. De plus, les appareils doivent être utilisés correctement. Dans la pratique, on constate notamment avec les climatiseurs mobiles à tuyau unique (voir Illustration 11.6) que l'ouverture par laquelle le tuyau d'air repris rejette la chaleur à l'extérieur n'est souvent pas complètement étanche. L'air chaud de l'extérieur reflue alors dans la pièce.
Un autre point important est la température ambiante contrôlée. Même avec ces appareils, il ne faut pas trop refroidir la pièce. En été, la température ambiante doit être comprise entre 22 °C et 26 °C. De plus, seules les pièces utilisées doivent être refroidies. Et l'air doit pouvoir circuler librement autour de l'appareil.

10 points à retenir concernant les systèmes à évaporation directe et à condensation directe

1. 1. Les systèmes DX/DV sont la solution idéale pour le refroidissement de pièces individuelles ayant des besoins spécifiques en matière de refroidissement (par exemple, les salles de serveurs).
2. Les systèmes DX/DV doivent également satisfaire aux exigences de l'ORRChim. Il est prévisible que les fluides frigorigènes synthétiques ne seront plus autorisés pour ces systèmes dans un avenir proche.
3. Les systèmes DX/DV propriétaires sont difficiles à intégrer dans des installations centralisées. Il faut donc toujours vérifier au préalable la compatibilité du système.
4. Placer correctement l'unité extérieure. Elle doit être facilement accessible et bien «ventilée». Lors du choix de l'emplacement, il faut tenir compte des émissions sonores. Selon le fluide frigorigène utilisé, des distances de sécurité doivent être respectées par rapport aux fenêtres, aux puits de lumière, aux installations électriques, aux gouttières, etc. Dans la plupart des cantons, un permis de construire est également nécessaire.
5. Évaluer la quantité de remplissage en fonction du plus grand circuit de refroidissement. Selon le type de réfrigérant et la quantité de remplissage, des dispositifs de sécurité (coûteux) tels que des détecteurs, etc. sont nécessaires dans les pièces.
6. Des consignes de sécurité strictes s'appliquent en particulier aux fluides frigorigènes inflammables tels que le propane ou l'isobutane. Les normes et prescriptions correspondantes (par exemple SN EN 378, fiche technique SUVA) doivent être respectées.
7. Une attention particulière doit être accordée à la sécurité dans les zones accessibles au public. En fonction de la quantité de réfrigérant et du type de réfrigérant, des systèmes de surveillance sont nécessaires dans les locaux accessibles au public.
8. Pour les petites installations (< 12 kW), il convient de privilégier la classe d'efficacité énergétique A+++ et les installations équipées d'un inverseur. Celles-ci permettent d'économiser jusqu'à 30 % d'énergie par rapport aux systèmes conventionnels.
9. Les systèmes HVRF permettent de combiner chauffage et refroidissement et d'utiliser ainsi directement la chaleur.
10. Remettre en question les appareils mobiles: les appareils à un ou deux tuyaux sont peu efficaces. Si vous optez pour un appareil mobile, choisissez un appareil split mobile.

Annexe A

Auteurs

Arnold Brunner, Ing. dipl. HES/SIA, professeur en technique du bâtiment
1978: diplôme de l'école technique sanitaire de Berne. Séjours à l'étranger en Arabie saoudite et en Angleterre. 1984: diplôme de la Haute école de Lucerne T + A ; 1984 à 1987: chef de projet chez Meierhans + Partner AG, Fällanden. De 1988 à 2011: fondateur et directeur général de Brunner Haustechnik AG (BHT) à Wallisellen, avec 27 employés. 2010: vente de BHT au groupe Hälg (aujourd'hui Vadea AG). De 2011 à 2024: consultant senior chez Vadea (à temps partiel). De 2012 à 2017: Professeur à temps plein en technique du bâtiment à la Haute école de Lucerne, département T & A. 2017 à 2018: chargé de cours à la HSLU. Actif jusqu'en 2024 dans la création de normes nationales et internationales (SIA, SWKI, VDI, CEN, ISO).

Michael Kriegers, Ing. dipl. HES CVC
De 2007 à aujourd'hui: associé, membre de la direction et chef de projet CVC chez Meierhans + Partner AG, Schwerzenbach. 1999: NDS Construction, énergie et environnement HES, 2006: NDS Ingénieur industriel HES. De 1999 à 2005: Enseignant à temps partiel à l'école professionnelle du bâtiment de Zurich (BBZ) pour les concepteurs en technique du bâtiment. De 2000 à aujourd'hui: Expert diplômé, depuis 2006 également enseignant à temps partiel à la BBZ. De 2007 à 2017: membre du comité directeur de la SWKI en tant que délégué aux directives. De 2019 à aujourd'hui: Membre de la commission SIA 384 installation de chauffage et président du groupe de travail SIA 384/4, Installations de climatisation dans les bâtiments 2025.

Vladimir Prochaska, ing. dipl. TU
De 1971 à 1981: Sulzer AG, planification et réalisation de systèmes de climatisation et de ventilation. De 1981 à 1987 chez Sulzer Friotherm: planification, vente et réalisation de pompes à chaleur et d'installations frigorifiques jusqu'à 30 MW de puissance. De 1987 à 1997: Ulzer Infra, responsable de la technologie de mesure et de contrôle, puis de l'ingénierie. De 1997 à 2007: Friotherm AG, chef des ventes Suisse, systèmes de refroidissement et de pompes à chaleur. De 1997 à 2016: conseil et formation dans le secteur du froid (à partir de 2007, expert frigoriste indépendant). De 1990 à 2016: d'abord expert diplômé à la HSLU, puis chargé de cours pour la technique du froid et des pompes à chaleur. Actif dans l'élaboration de normes nationales et internationales (SIA, SICC, CEN).

Frank Tillenkamp, Frank Tillenkamp, Dr.-Ing., professeur en systèmes énergétiques et technique du froid
1994: Diplôme en génie mécanique général à l'université technique de Darmstadt. 2000 Doctorat dans le domaine des écoulements diphasiques. De 1999 à 2002: Ingénieur de développement chez Sulzer Innotec. De 2002 à 2009: Axima, entre autres en tant que directeur du centre technologique Axima Lab. Depuis 2009: professeur à temps plein à la ZHAW School of Engineering de Winterthur. 2010: création et direction de l'Institut des systèmes énergétiques et de l'ingénierie des fluides. Mise en place des activités de réfrigération et du banc d'essai de réfrigération à l'institut. Collaboration avec la SIA, la SVK et brenet. 2023: création du centre de compétence pour les machines frigorifiques et la technologie des pompes à chaleur kkwin.ch, en collaboration avec STFW.

Annexe B

Documentation

Normes SIA
- **SIA 180** Isolation thermique, protection contre l'humidité et climat intérieur dans les bâtiments (2014)
- **SIA 380/1** Besoins de chaleur pour le chauffage (2016)
- **SIA 380/2** Calculs énergétiques des bâtiments (2022)
- **SIA 382/1** Ventilation mécanique dans les bâtiments – (2025)
- **SIA 384/1** Installations de chauffage dans les bâtiments (2022)
- **SIA 384/2** (2020) Systèmes de chauffage dans les bâtiments – Puissance requise (2020)
- **SIA 384/4** Installations de refroidissement dans les bâtiments (2025)
- **SIA 384/6** Sondes géothermiques (2021)
- **SIA 384/7** Utilisation de la chaleur de l'eau souterraine (2015)

Directives SICC
- Post-refroidissement 2003-3
- Accumulateur de chaleur à eau, 2002-1
- Qualité de l'eau dans les installations techniques du bâtiment BT102-01
- Garantie du fonctionnement hygiénique des installations de refroidissement par évaporation, RE200-02 (2025: le projet n'est disponible qu'en allemand)

Cahiers techniques
- Bâtiments vitrés – Confort et efficience énergétique, n° 2021
- Données climatiques pour la physique du bâtiment, l'énergie et les installations du bâtiment, n° 2028
- Tests intégraux des systèmes des installations du bâtiment, n° 2046
- Refroidissement avec chauffage par le sol, Suissetec (2021)
- Isolation dans la technique du bâtiment, Suissetec, 2023
- Mousse élastomère souple dans la climatisation/froid, ISOLSUISSE, 2023

Normes suisses (SN) et normes européennes (EN)
- Systèmes frigorifiques et pompes à chaleur – Exigences de sécurité et d'environnement, SN EN 378-1 à 378-3, et Partie Maintenance de la norme SN EN 378-4
- Performance énergétique des bâtiments – Impact de l'automation de la régulation et de la gestion technique du bâtiment, (EN) 15232
- Climatiseurs, groupes refroidisseurs de liquide et pompes à chaleur pour le chauffage et le refroidissement des locaux et refroidisseurs industriels avec compresseur entraîné par moteur électrique, SN EN 14511

Fluides frigorigènes
- Ordonnance sur la réduction des risques liés aux produits chimiques (ORRChim), RS 814.81, Annexe 2.10
- Installations contenant des fluides frigorigènes: du concept à la mise sur le marché, Aide à l'exécution Fluides frigorigènes, OFEV
- Dérogation par l'OFEV. «Formulaire de demande de dérogation pour installation frigorifique», www.bafu.admin.ch
- Directive relative à l'entreposage et à l'utilisation d'ammoniac, Directive relative aux gaz liquéfiés n° 6517 (CFST)
- Pompes à chaleur et installations de réfrigération contenant des fluides frigorigènes inflammables faiblement toxiques. Fiche technique, Suissetec (2024)
- Pompes à chaleur et installations de réfrigération contenant des fluides frigorigènes inflammables faiblement toxiques de la classe de sécurité A3 et A2L. Fiche technique, ASF (2025)
- Systèmes frigorifiques et pompes à chaleur. Feuillet technique SUVA, 66139
- Guides des fluides frigorigènes pour les spécialistes en chauffage, ventilation et climatisation, SuisseEnergie

Énergie et sécurité

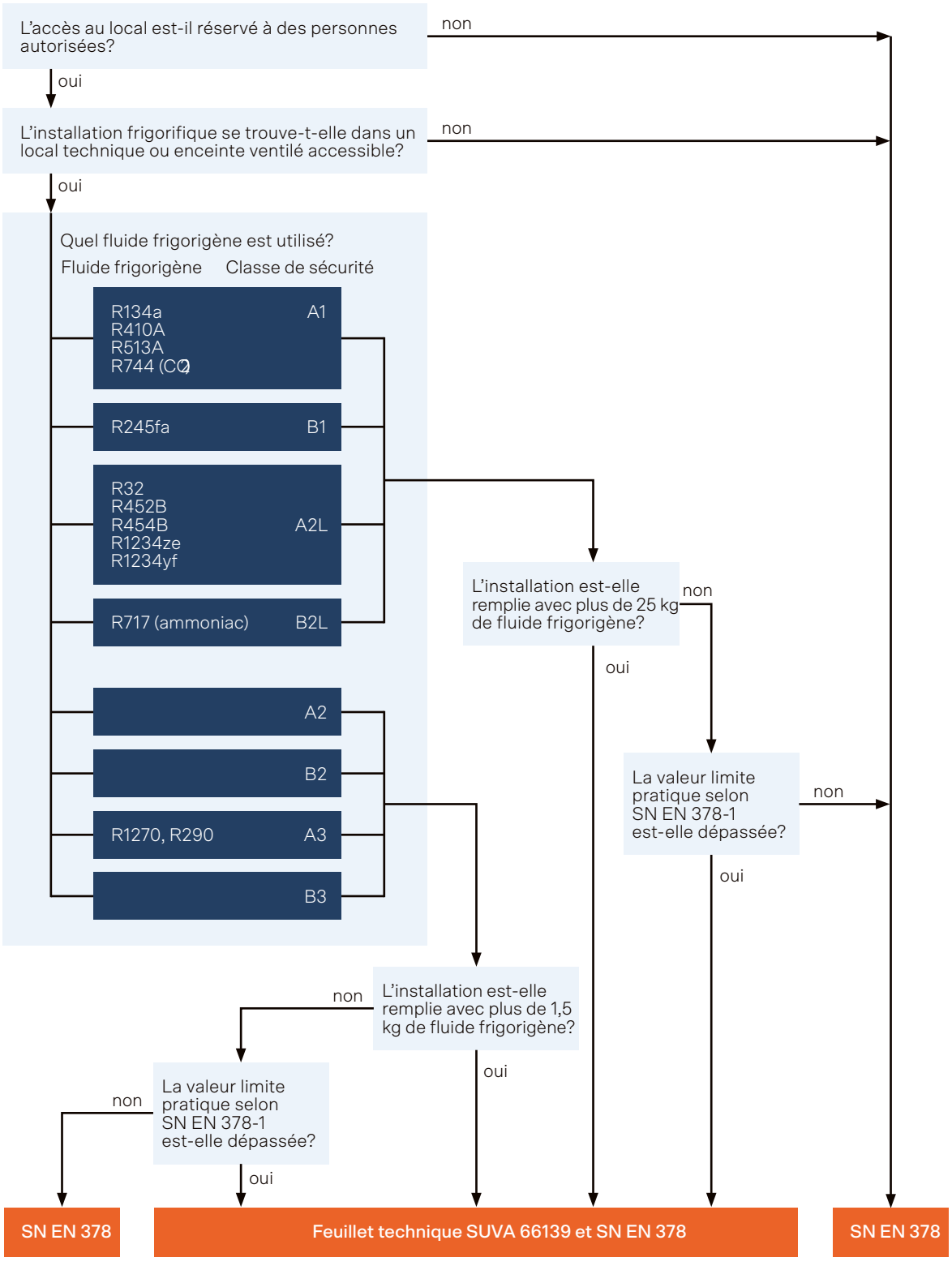
- Loi sur l'énergie – Modèle de prescriptions énergétiques des cantons, (MoPEC)
- Ordonnance sur la sécurité des équipements sous pression (Ordonnance relative aux équipements sous pression), RS 819.121
- Logiciel d'estimation (Outil du froid) de SuisseEnergie: Estimer le besoin d'énergie, le TEWI et la rentabilité des installations frigorifiques

Remarques concernant les liens enregistrés: accès le 1er octobre 2025

Annexe C

Exigences de sécurité

Selon la configuration de l'espace et le fluide frigorigène, les exigences de sécurité de la norme SN EN 378 sont renforcées par les exigences de la SUVA (sécurité au travail). L'arbre de décision aide à déterminer quelles exigences respecter dans quel cas.



Annexe D

Fluides frigorigènes – Substitution et contrôle d'étanchéité

Substitution de fluides frigorigènes qui ne sont plus autorisés
Les installations fonctionnant avec un fluide frigorigène qui ne doit plus être utilisé (p. ex. R22) peuvent continuer à être exploitées si elles sont étanches. Dans le cas d'une perte de fluide frigorigène (p. ex. par une fuite), celui-ci doit être intégralement récupéré et remplacé par un fluide frigorigène autorisé. L'âge de l'installation ainsi que les réparations prévisibles sont déterminants dans la décision de savoir si une conversion doit être envisagée ou si l'installation doit être remplacée.

Conversion pour le fonctionnement avec un fluide frigorigène de substitution
La conversion pour le fonctionnement avec un fluide frigorigène de substitution approprié exige éventuellement des adaptations dans le circuit frigorifique ainsi que le remplacement de l'huile de la machine frigorifique et des vannes d'injection. Le système frigorifique doit en outre être rincé et nettoyé. Dans les cas le plus complexes, il peut être nécessaire de remplacer le compresseur.

Transformation de l'installation
Lorsque le compresseur doit être remplacé, il convient toujours de vérifier si l'installation transformée est désormais classifiée comme une nouvelle installation ou comme une installation existante. En fonction de cela, les prescriptions des nouvelles installations frigorifiques ou des installations frigorifiques existantes s'appliqueront. Les modifications suivantes n'impliquent généralement pas de réévaluation:
- les réparations, y compris le remplacement à l'identique des composants existants défectueux;
- le remplacement à l'identique de l'intégralité de l'installation sous garantie;
- le déplacement de quelques mètres d'une installation dans son lieu d'emplacement;
- le remplacement du fluide frigorigène par un autre fluide frigorigène, y compris le remplacement de petites pièces telles que des joints ou des vannes d'expansion, lorsque ni le compresseur, ni le condenseur, ni l'évaporateur de l'installation ne sont modifiés.

Les détails à ce sujet peuvent être consultés dans l'Aide à l'exécution de l'OFEV (point 2.3.6).

Exceptions dans les transformations pour améliorer l'efficacité énergétique
Les mesures permettant d'accroître significativement l'efficacité énergétique des installations ne conduisent pas à une réévaluation de l'installation frigorifique. Cela concerne notamment:
- l'installation d'un compresseur avec convertisseur de fréquence
- l'ajout pour l'utilisation de la chaleur du circuit secondaire
- l'installation d'un sous-refroidisseur de fluide frigorigène
- le remplacement de l'évaporateur ou du condenseur par des composants plus efficients sur le plan énergétique
- l'installation d'une vanne d'expansion électronique

Attention: Cette réglementation n'est pas applicable aux installations contenant des fluides frigorigènes avec un PRG de plus de 1500 (p. ex. R410A ou

	Installations assemblées sur place	Installations et appareils compacts fabriqués en usine
Premier contrôle après la mise en service	2 ans	6 ans
Deuxième contrôle après la mise en service	1 an après le premier contrôle	4 ans après le premier contrôle
Contrôles ultérieurs	annuels	tous les 2 ans

407C). Les détails à ce sujet peuvent être consultés dans l'Aide à l'exécution de l'OFEV (point 2.3.6).

Contrôle d'étanchéité
D'un point de vue technique, les contrôles doivent avoir lieu au moins dans les cycles suivants (Source: Installations et appareils avec fluide frigorigène: Exploitation et maintenance, Aide à l'exécution de l'OFEV relatives aux prescriptions sur le carnet d'entretien, le contrôle des fuites et l'obligation d'annoncer. État 2020)

Annexe E

Sous-refroidissement

Dans les machines frigorifiques à compression, tout fluide frigorigène doit, en principe, être sous-refroidi afin d'éliminer les bulles de gaz avant la vanne d'expansion (sous-refroidissement «normal»).
En fonction du rapport de pression, une partie du fluide frigorigène s'évapore en amont du détendeur. La pression du condenseur et le cheminement des tuyaux vers le détendeur jouent un rôle à cet égard. En outre, une augmentation de la hauteur de la conduite de liquide vers le détendeur peut entraîner une évaporation spontanée.
Le fluide frigorigène évaporé avant le compresseur – appelé «flashgas» – est à nouveau comprimé dans le compresseur. Comme il s'est déjà évaporé, il ne contribue pas à la puissance de refroidissement. Cependant, cela nécessite de l'énergie électrique pour la compression, ce qui signifie que le système fonctionne moins efficacement (le COP_{Froid} devient plus petit).
Pour que l'installation fonctionne de manière efficace sur le plan énergétique, la teneur en flashgas doit être maintenue aussi faible que possible. Donc, en sous-refroidissant le fluide frigorigène issu de l'expansion, la «part de flashgas» est diminuée. En outre, il faut s'assurer que les assises de clapets ne sont pas endommagés par les effets de cavitation.

Le sous-refroidissement améliore l'efficience
Lorsque le sous-refroidissement est effectué avec un échangeur de chaleur interne, l'efficience der l'installation peut être augmentée de 2,5 à 5 %. Avec un sous-refroidissement externe cela peut atteindre 23 %.
Exemple de fluide frigorigène R513A: Un sous-refroidissement de 5 K à une température de condensation de 45 °C et une température d'évaporation de 7 °C augmentent le COP de 5 %.

Même avec un sous-refroidissement «normal», l'efficacité énergétique est automatiquement améliorée de 1,5 à 2,5 %. En outre, les ingénieurs en machines et les planificateurs astucieux refroidissent davantage le fluide frigorigène. Cela permet d'augmenter la puissance de refroidissement (ou de choisir un compresseur plus petit), d'améliorer l'efficience et de travailler avec de plus petites quantités de fluide frigorigène.
En outre, un sous-refroidissement ciblé augmente la fiabilité opérationnelle.
Cependant, ce sous-refroidissement supplémentaire du fluide frigorigène n'a d'effet que s'il a lieu après le réservoir de ce fluide.

1. Avec un échangeur de chaleur interne (IWT)

L'exposant adiabatique permet de déterminer dans quelle mesure un fluide frigorigène est adapté à un sous-refroidissement avec un IWT. Un sous-refroidissement du côté de la haute pression entraîne en effet une surchauffe du côté de la basse pression, qui amorce la condensation. Plus l'exposant adiabatique est élevé, plus la température de compression finale est élevée et moins un fluide frigorigène est adapté.
En général, on dit que les fluides frigorigènes particulièrement adaptés à un sous-refroidissement possèdent un exposant adiabatique autour de 1,0.
Malheureusement, les fluides frigorigènes actuellement utilisés dans le froid

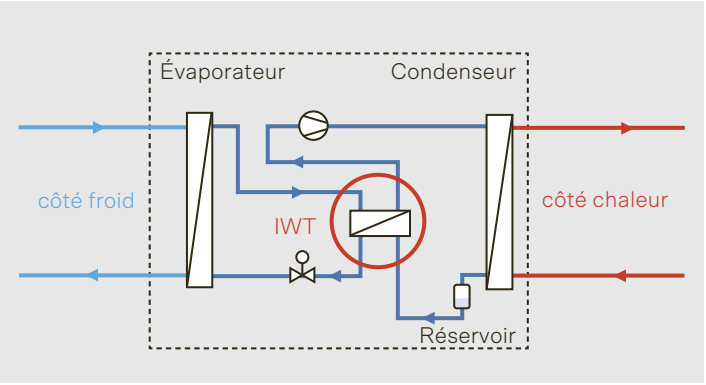


Illustration E.1: Sous-refroidissement avec un échangeur de chaleur interne.

de climatisation possèdent des exposants adiabatiques (T = 0 °C) nettement supérieurs, de 1,10 (R134a) à 1,30 (CO_2). Par conséquent, du fait de leurs propriétés thermiques, ils ne conviennent au sous-refroidissement avec un IWT que sous certaines conditions.

2. Avec un circuit économiseur

Dans un circuit économiseur, une (petite) partie du fluide frigorigène (flux partiel) est dérivée après le condenseur et détendue séparément. Après la détente, le fluide frigorigène du flux partiel a une température basse. Avant l'évaporateur, le fluide frigorigène du flux principal est alors encore refroidi (sous-refroidi) par le flux partiel froid.
Le flux partiel détendu est ajouté au flux principal (gaz d'aspiration) avant le compresseur, ce qui entraîne une légère baisse de la température des gaz d'aspiration. De cette façon, le problème d'une température finale de compression trop élevée peut être évité.

3. Avec un échangeur de chaleur externe

Dans le froid de climatisation, on oublie souvent que le sous-refroidissement est exécuté par un échangeur de chaleur externe. Le fluide frigorigène est ainsi sous-refroidi avec l'eau froide ou chaude (p. ex. préchauffage de l'eau chaude).
Sinon, on place l'échangeur de chaleur externe directement sous le condenseur (aéroréfrigérant secondaire) ce qui permet de sous-refroidir le fluide frigorigène avec l'air extérieur. Une autre possibilité consiste à sous-refroidir avec un registre intégré avant le condenseur avec de l'air.

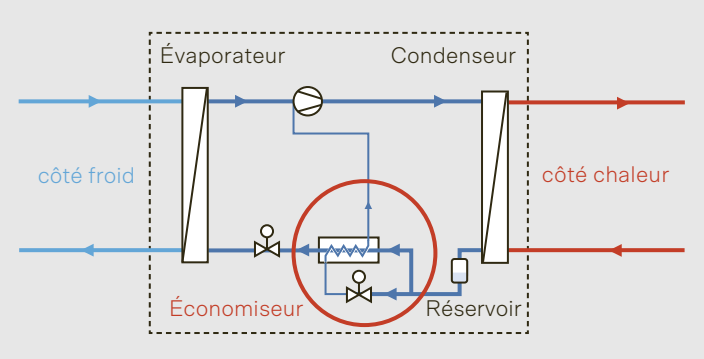


Illustration E.2: Sous-refroidissement avec économiseur.

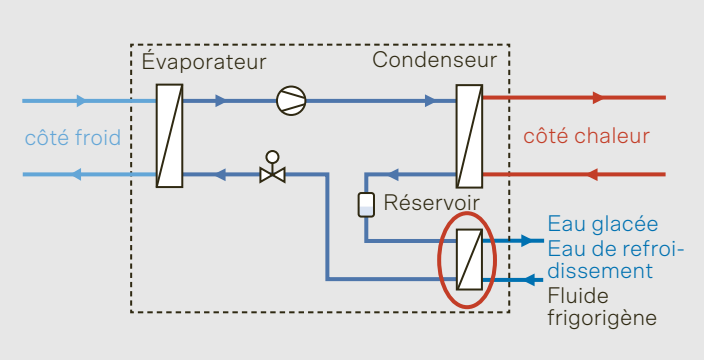


Illustration E.3: Sous-refroidissement avec un échangeur de chaleur refroidissant avec de l'eau ou un fluide frigorigène.

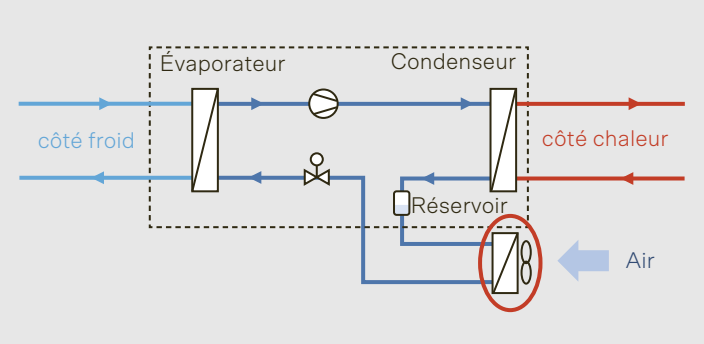


Illustration E.4: Sous-refroidissement avec un échangeur de chaleur refroidissant avec l'air.

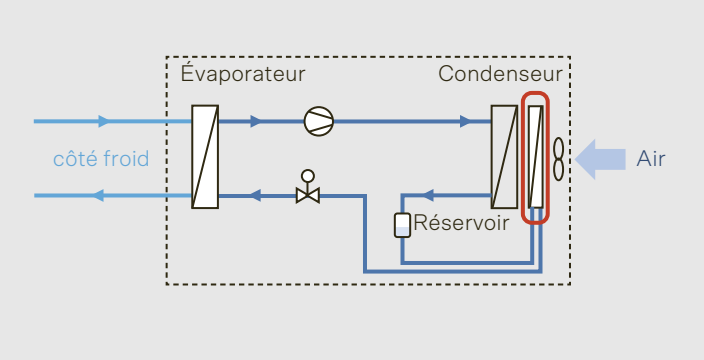


Illustration E.5: Sous-refroidissement avec une batterie de sous-refroidissement refroidissant avec l'air.

L'Institut des systèmes énergétiques et de l'ingénierie des fluides de la ZHAW a mené une étude fondamentale sur le sous-refroidissement des installations frigorifiques. L'Illustration E.6 présente un aperçu des résultats avec les principaux types de sous-refroidissement et leurs caractéristiques.

La fiche d'information «Sous-refroidissement: la clé de l'efficacité et de la sécurité de fonctionnement» résume de manière concise et compréhensible les principaux résultats de l'étude de la ZHAW: https://pubdb.bfe.admin.ch/fr/publication/download/11204

Illustration E.6:
Les principaux types de sous-refroidissement et leurs propriétés.
Source: ZHAW-IEFE

Les principaux types de sous-refroidissement et leurs caractéristiques. Le sous-refroidissement ...

... influence la température finale de compression (température de gaz chaud)					
... conduit à une surchauffe supplémentaire					I
... convient aux types de compresseurs ci-après				I	I
... nécessite un puits de chaleur externe			I	I	I
... augmente l'efficacité énergétique		I	I	I	I
	↓	↓	↓	↓	↓
Sous-refroidissement interne					
Échangeur liquide vapeur	seulement avec les fluides frigorigènes avec de faibles exposants isentropiques	aucun puits de chaleur nécessaire	convient à tous les types	augmente la surchauffe	augmente fortement la température du gaz chaud
Échangeur liquide vapeur avec bypass fluide	seulement avec les fluides frigorigènes avec de faibles exposants isentropiques	aucun puits de chaleur nécessaire	convient à tous les types	augmente la surchauffe	augmente la température du gaz chaud
Économiseur	augmente l'efficacité jusqu'à 15%	aucun puits de chaleur nécessaire	seulement pour compresseur scroll, à vis et turbo-compresseur ou ou processus bi-étagé	aucune influence sur la surchauffe	réduit la température du gaz chaud
Sous-refroidissement propre	aucune influence sur l'efficacité	aucun puits de chaleur nécessaire	convient à tous les types	aucune influence sur la surchauffe	aucune influence sur la température du gaz chaud
Sous-refroidissement externe					
Sous-refroidisseur externe	augmente l'efficacité jusqu'à 30%	puits de chaleur nécessaire	convient à tous les types	aucune influence sur la surchauffe	aucune influence sur la température du gaz chaud
Booster CO_2 avec sous-refroidissement externe	augmente l'efficacité jusqu'à 30%	puits de chaleur nécessaire	convient à tous les types	aucune influence sur la surchauffe	aucune influence sur la température du gaz chaud

très bonne condition

vérifier les caractéristiques

vérifier avec attention les caractéristiques – évtl. inadapté

Annexe F

Isolation des conduites frigorifiques et des accumulateurs

Isolation des conduites frigorifiques

L'épaisseur minimale requise pour l'isolation des conduites frigorifiques est principalement déterminée par la protection contre la condensation. Il convient de tenir compte du point de rosée, de la température de surface, de l'humidité relative et de la température de l'air. Tous les éléments du système de climatisation doivent être isolés de manière à empêcher la formation de condensation sur les surfaces. Tous les composants de la distribution du froid doivent être isolés sur toute leur longueur. Les conduites de retour dont la température de l'eau froide est supérieure à 18 °C font exception à cette règle: elles peuvent être exemptées d'isolation à condition que la protection contre la condensation soit néanmoins assurée (voir SIA 384/4 (2025)).

D'un point de vue énergétique, une isolation supplémentaire entraîne des économies moins importantes que dans le cas des installations de chauffage, en raison de la faible différence de température entre l'eau froide et l'air intérieur.

Les épaisseurs minimales d'isolation indiquées dans les Illustrations F.1 et F.2 pour les conduites de refroidissement sont largement basées sur les recommandations de la fiche technique suissetec «Isolation technique dans la technique du bâtiment» de 2021 et s'appliquent, sauf si des épaisseurs d'isolation plus importantes sont nécessaires pour répondre aux exigences en matière de protection contre la condensation.

En fonction de la consistance (mobilité) du matériau isolant, une épaisseur minimale déterminée doit être respectée afin de garantir une mise en œuvre dans les règles de l'art. C'est pourquoi les matériaux isolants présentés dans les Illustrations F.1 et F.2 sont classés dans les catégories «rigides» et «souples».

Illustration F.1: Épaisseurs minimales recommandées pour l'isolation des conduites frigorifiques.

1. Pour les matériaux isolants «rigides» ayant une conductivité thermique ≤ 0,030 W/(m K)
Par exemple, isolants thermiques en polyuréthane (PIR)

Dimension du tuyau DN	10	15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150	200	
Température de l'eau froide	**Épaisseur minimale d'isolation en mm**													
6 °C à moins de 10 °C	30											40		(1)
10 °C à moins de 14 °C	30													(1)
14 °C à moins de 18 °C	30													(1)
18 °C et plus	30													(2)
	30 mm = épaisseur minimale du matériau pour que l'isolation puisse être posée correctement.													

2. Pour les matériaux isolants «rigides» ayant une conductivité thermique comprise entre > 0,030 et ≤ 0,040 W/(m K)
Par exemple, verre cellulaire, polyéthylène

Dimension du tuyau DN	10	15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150	200	
Température de l'eau froide	**Épaisseur minimale d'isolation en mm**													
6 °C à moins de 10 °C	30							40					50	(3)
10 °C à moins de 14 °C	30									40				(3)
14 °C à moins de 18 °C	30												40	(3)
18 °C et plus	30													(3)
	30 mm = épaisseur minimale du matériau pour que l'isolation puisse être posée correctement.													

Suite de l'Illustration F.1.

3. Pour les matériaux isolants «souples» présentant une conductivité thermique comprise entre > 0,030 et ≤ 0,040 W/(m K)

Par exemple, caoutchouc synthétique.

Dimension du tuyau DN	10	15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150	200	
Température de l'eau froide	Épaisseur minimale d'isolation en mm													
6 °C à moins de 10 °C	19		25					32			38		50	(1)
10 °C à moins de14 °C	19							25		32			38	(1)
14 °C à moins de 18 °C	19								25				32	(1)
18 °C et plus	19													(2)
	19 mm = épaisseur minimale du matériau pour que l'isolation puisse être posée correctement.													

4. Pour les matériaux isolants «rigides» ayant une conductivité thermique comprise entre > 0,040 et ≤ 0,050 W/(m K)

Par exemple, verre cellulaire, polyéthylène

Dimension du tuyau DN	10	15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150	200	
Température de l'eau froide	Épaisseur minimale d'isolation en mm													
6 °C à moins de 10 °C	30				40				50			60	80	(1)
10 °C à moins de14 °C	30							40				50	60	(1)
14 °C à moins de 18 °C	30												40	(1)
18 °C et plus	30													(2)
	30 mm = épaisseur minimale du matériau pour que l'isolation puisse être posée correctement.													

5. Pour les matériaux isolants «souples» présentant une conductivité thermique comprise entre > 0,040 et ≤ 0,050 W/(m K)

Par exemple, caoutchouc synthétique sans halogène.

Dimension du tuyau DN	10	15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150	200	
Température de l'eau froide	Épaisseur minimale d'isolation en mm													
6 °C à moins de 10 °C	25		32		38*	44*			50*			**	**	(4)
10 °C à moins de14 °C	19	25					32	38*	44*			50*	**	(4)
14 °C à moins de 18 °C	19					25			32				44*	(4)
18 °C et plus	19						25							(4)
	19 mm = épaisseur minimale du matériau pour que l'isolation puisse être posée correctement.													

(1) Épaisseurs d'isolation selon la fiche technique «Isolation technique dans la technique du bâtiment», suissetec 2021.

(2) Épaisseurs d'isolation légèrement plus strictes que dans la fiche technique suissetec. Celle-ci recommande des épaisseurs pour des températures de 19 °C et plus.

(3) Épaisseurs d'isolation dérivées des valeurs de la fiche technique suissetec – les valeurs ne figurent pas dans la fiche technique suissetec.

(4) Les valeurs ont été extrapolées à partir des valeurs de (2), (3) et (4).

* Vérifier l'homologation des produits sans halogène en matière de protection contre l'incendie.

** Non autorisé en raison des prescriptions en matière de protection contre l'incendie. La conductivité thermique doit être déterminée à 25 °C et 60 % d'humidité relative.

Isolation des accumulateurs de froid

Ici aussi, l'épaisseur minimale requise de l'isolation est principalement déterminée par la protection contre la condensation, comme pour les conduites frigorifiques.

Afin d'éviter la formation de condensation, les réservoirs isolés sur place doivent, conformément à la norme SIA 384/4 (2025), être posés sur des pieds et ne doivent pas être montés sur un anneau.

Les réservoirs avec une isolation en mousse appliquée en usine peuvent en revanche être posés sur un anneau, à condition que le fabricant garantisse qu'aucune condensation ne se forme.

Il convient également de noter que les isolants en caoutchouc synthétique ne doivent pas dépasser 60 mm d'épaisseur, conformément aux normes actuelles en matière de protection contre les incendies. Et pour les isolants en caoutchouc synthétique sans halogène, l'homologation en matière de protection contre les incendies doit être vérifiée (en particulier pour les isolants de plus de 32 mm d'épaisseur).

Conductivité thermique	**≤ 0,030 W/(m K)**		**> 0,030 – ≤ 0,050 W/(m K)**	
	Par exemple, isolants thermiques en polyuréthane (PIR)		**Par exemple: verre cellulaire, polyéthylène, caoutchouc synthétique ou caoutchouc synthétique sans halogène.**	
Volume de l'accumulateur de froid	**≤ 2000 litres**	**> 2000 litres**	**≤ 2000 litres**	**> 2000 litres**
Température de l'eau froide	**Épaisseur minimale d'isolation en mm**		**Épaisseur minimale d'isolation en mm**	
6 °C à moins de 10 °C	100	120	110 [1,2]	150 [1,2]
10 °C à moins de 14 °C	70	80	83 [1,2]	100 [1,2]
14 °C à moins de 18 °C	50	60	64 [1,2]	75 [1,2]
18 °C et plus	40 [3]	40 [3]	32 [3]	32 [3]

1 Les épaisseurs d'isolation sont largement basées sur les valeurs de la fiche technique suissetec Isolation technique (2021). En raison des prescriptions actuelles en matière de protection incendie, les isolations en caoutchouc synthétique ne doivent pas dépasser 60 mm.

2 Dans le cas du caoutchouc synthétique sans halogène, l'homologation en matière de protection incendie doit être vérifiée.

3 Les épaisseurs d'isolation sont légèrement plus strictes que celles indiquées dans la fiche technique suissetec. Celle-ci recommande des épaisseurs pour des températures de 19 °C et plus. La conductivité thermique doit être déterminée à 25 °C et 60 % d'humidité relative. La conductivité thermique doit être déterminée à 25 °C et 60 % d'humidité relative.

Illustration F.2: Épaisseurs d'isolation minimales recommandées pour les accumulateurs de froid.

Annexe G

Dimensionnement de l'accumulateur de froid

La norme SIA 384/4 (2025) décrit comment déterminer le volume minimum requis d'un accumulateur de froid. Selon la situation, le dimensionnement s'effectue de l'une des manières suivantes:

A: Sur la base de la durée de fonctionnement minimale du compresseur
B: en fonction de la demande du plus gros consommateur de froid

Si les deux volumes calculés diffèrent considérablement, un troisième calcul est effectué à des fins de plausibilité:

C: Détermination du volume sur la base du débit volumique minimal requis.

A Volume de stockage basé sur la durée de fonctionnement minimale du compresseur

Le volume minimal de l'accumulateur de froid dépend du temps d'attente entre l'arrêt et la mise en marche du compresseur.

$$V_{Accu\ A} = \frac{\dot{Q}_{Comp,min} \cdot t_{Comp,min} \cdot 60}{c \cdot \Delta T \cdot \rho}$$

Équation G.1. Source: SIA 384/4 (2025)

$V_{Accu\ A}$	Volume de l'accumulateur de froid, en m^3
$\dot{Q}_{Comp,min}$	Puissance frigorifique minimale du compresseur, en kW
$t_{Comp,min}$	Durée de fonctionnement minimale du compresseur selon l'Illustration 8.18, en minutes
c	Capacité thermique du fluide de stockage, en kJ/(kg·K)
ΔT	Différence de température entre l'aller et le retour des consommateurs d'eau froide, en K
ρ	Densité du fluide de stockage, en kg/m^3
60	Conversion des minutes en secondes

B Volume de stockage basé sur le plus gros consommateur de froid

Ici, la puissance frigorifique du plus gros consommateur de froid détermine le volume minimal de l'accumulateur de froid.

$$V_{Accu\ B} = \frac{\dot{Q}_{Cons\text{-}ef,max} \cdot t_{Saut}}{c \cdot \Delta T \cdot \rho}$$

Équation G.2. Source: SIA 384/4 (2025)

V_{AccuB}	Volume de l'accumulateur de froid, en m^3
$\dot{Q}_{Cons\text{-}ef,max}$	Puissance frigorifique du plus gros consommateur d'eau froide pouvant être activé ou désactivé, en kW
t_{Saut}	Durée nécessaire pour que la production de froid réagisse à la plus forte augmentation de puissance des consommateurs, en s (voir équation 8.4)
c	Capacité thermique du fluide de stockage, en kJ/(kg·K)
ΔT	Différence de température entre l'aller et le retour des consommateurs de froid, en K
ρ	Densité du fluide de stockage, en kg/m^3

C Volume de stockage basé sur le débit volumique minimal

Le débit volumique minimal nécessaire à travers l’évaporateur et le temps de charge de l’accumulateur déterminent le volume de stockage minimal nécessaire.

$$V_{Accu\ C} = \frac{(\dot{Q}_{0,\ min} - \dot{Q}_{Froid}) \cdot t_{Charge}}{c \cdot (T_{EE}-T_{SE}) \cdot \rho}$$

Équation G.3. Source: SIA 384/4 (2025)

$V_{Accu\ C}$	Volume de l’accumulateur de froid, en m^3
$\dot{Q}_{0,min}$	Puissance de l’évaporateur pour un débit massique minimal du générateur de froid, en kW
$\dot{Q}_{Froid}$	Puissance minimale absorbée par les consommateurs de froid, en kW
T_{EE}	Température d’entrée de l’évaporateur, en °C
T_{SE}	Température de sortie de l’évaporateur, en °C
T_{Charge}	Temps de charge de l’accumulateur, en s (la valeur standard pour le temps de charge est de 900 s)
c	Capacité thermique spécifique de l’eau, en kJ/(kg·K)
ρ	Densité en kg/m^3 (la densité de l’eau à 4 °C est d’environ 1000 kg/m^3)

Le temps de réaction de l’accumulateur (tSaut) peut être calculé à l’aide de l’équation suivante:

$$t_{Saut} = \frac{\dot{Q}_{Froid,max} \cdot t_{TAC} \cdot 60 \cdot f_{Complexe}}{\dot{Q}_{Comp,\ max}}$$

Équation G.4 Source: SIA 384/4 (2025)

t_{Saut}	Durée jusqu’à ce que la production de froid réagisse à la plus forte augmentation de puissance des consommateurs, en s
$\dot{Q}_{Froid,max}$	Puissance du plus gros consommateur d’eau froide à connecter ou à déconnecter, en kW
t_{TAC}	Constante de temps d’activation du compresseur, en minutes (Illustration 8.17)
$f_{Complexe}$	Facteur de complexité (Illustration 8.19)
$\dot{Q}_{Comp,max}$	Puissance frigorifique maximale du compresseur, en kW
60	Conversion des minutes en secondes

Constantes de temps d'enclenchement du compresseur (TAC)

La constante de temps d'enclenchement d'un compresseur indique le temps minimum qui doit s'écouler après la mise à l'arrêt avant qu'il puisse être remis en marche. Pour les générateurs de froid équipés de plusieurs compresseurs, cette constante de temps dépend du compresseur ayant la puissance frigorifique la plus élevée ou du compresseur dont la mise en marche entraîne le plus grand saut de puissance. La constante de temps de mise en marche du compresseur dépend du type de construction, du mode de fonctionnement et de la puissance frigorifique. Elle est indiquée en minutes dans l'Illustration G.1.

Durée minimale de fonctionnement du compresseur ($t_{Comp,min}$)

La durée minimale de fonctionnement d'un compresseur désigne la durée minimale pendant laquelle un compresseur doit fonctionner sans interruption après sa mise en marche. Dans le cas des refroidisseurs équipés de plusieurs compresseurs, cette durée de fonctionnement dépend du compresseur ayant la puissance frigorifique la plus élevée ou de celui dont la mise en marche entraîne le plus grand saut de puissance. La durée minimale de fonctionnement dépend du type de compresseur et de la puissance frigorifique maximale de chaque compresseur. Elle est indiquée en minutes dans l'Illustration G.2.

	Puissance frigorifique en kW			
Type de compresseur	Mode de fonctionnement	10 à < 100	100 à < 200	≥ 200
Compresseur à piston roulant	Marche/Arrêt	5	–[1]	–[1]
	Onduleur	8	–[1]	–[1]
Compresseur Scroll	Marche/Arrêt	5	5	6
	Onduleur	8	8	9
Compresseur à piston	Marche/Arrêt	8	8	10
	Onduleur	12	12	15
Compresseur à vis	Marche/Arrêt	8	8	10
	Onduleur	12	12	15
Compresseur turbo	Onduleur	–[1]	15	15

1 Ce type de construction n'est pas courant dans cette plage de puissance.

Illustration G.1: Constantes de temps de mise en marche du compresseur (t_{TAC}) en minutes.
Source: SIA 384/4 (2025)

	Puissance frigorifique de chaque compresseur en kW			
Type de compresseur	10 à < 100	100 à < 200	200 à < 500	≥ 500
Compresseur à piston roulant	10	–[1]	–[1]	–[1]
Compresseur à spirale Scroll	10	15	20	25
Compresseur à piston	15	20	25	30
Compresseurs à vis	15	20	25	30
Compresseur turbo	–[1]	20	30	30

1 Ce type de construction n'est pas courant dans cette plage de puissance.

Illustration G.2: Durée de fonctionnement minimale des compresseurs ($t_{Comp,min}$) en minutes.
Source: SIA 384/4 (2025)

Facteur de complexité du système de climatisation ($f_{Complexe}$)
Plus l'installation de climatisation est complexe, plus l'interaction entre les différents systèmes nécessite de temps, ce qui implique un volume de stockage plus important. Cet effet est pris en compte par le facteur de complexité.

Voici comment définir le volume de stockage de froid déterminant
Dans un premier temps, les deux volumes de stockage calculés sont pris en compte
- $V_{Accu\ A}$
- $V_{Accu\ B}$

Le plus grand des deux volumes détermine le volume (minimal) de l'accumulateur de froid.

Si les volumes de stockage calculés ($V_{Accu\ A}$ et $V_{Accu\ B}$)) diffèrent considérablement l'un de l'autre, le volume minimal nécessaire peut être vérifié dans une seconde étape en calculant le volume de stockage à partir du débit minimal nécessaire ($V_{Accu\ C}$). Si la vérification montre que le volume de stockage déterminé dans la première étape est considérablement trop important, le volume de stockage minimal nécessaire peut être réduit.

Production de froid	Facteur de complexité	Remarque
Production de froid simple	1,0	Une machine frigorifique-thermique
Production de froid complexe	1,5	Plusieurs machines frigorifiques et thermiques
Fonctionnement parallèle en mode chauffage et refroidissement	2,0	

Illustration G.3: Facteur de complexité ($f_{Complexe}$). Source: SIA 384/4 (2025)

Annexe H

Modèle de calcul de rentabilité

Quand une solution de refroidissement respectueuse de l'environnement et sobre en énergie est-elle rentable – et quand ne l'est-elle pas? Auparavant, les planificateurs pouvaient choisir librement les paramètres à utiliser pour les calculs de rentabilité. Il était ainsi possible d'influencer le résultat, consciemment ou inconsciemment. Afin de permettre une certaine standardisation et donc une meilleure comparabilité, la norme SIA 384/4 (2025) a introduit un modèle de calcul de rentabilité. Celui-ci est basé sur la méthode statique de calcul des coûts du cycle de vie (LCC) selon la norme SIA 480. Il s'agit d'un modèle de calcul qui permet de comparer différentes solutions de refroidissement. Des valeurs et des hypothèses standardisées sont utilisées à cette fin afin de garantir des résultats uniformes et compréhensibles.

Important: le modèle de calcul sert exclusivement à comparer différentes variantes – il ne remplace pas l'évaluation économique d'une installation de climatisation concrète.

Selon la norme SIA 384/4 (2025), une solution respectueuse de l'environnement et sobre en énergie, par exemple un système de climatisation avec récupération de chaleur, est considérée comme économique si ses coûts du cycle de vie ne dépassent pas de plus de 5 % ceux d'une solution conventionnelle sans récupération de chaleur.

Les solutions respectueuses de l'environnement sont considérées comme économiques si leurs coûts de cycle de vie ne dépassent pas de plus de 5 % au maximum ceux des des installations traditionnelles.

Le contenu de cette annexe est largement tiré de la norme SIA 384/4 (2025). Les abréviations et les indices ont toutefois été adaptés.

H.1: Calcul des coûts du cycle de vie
Les coûts du cycle de vie LCC sont calculés comme suit:

$$LCC_a = Amo_a + Ci_a + El_a + Inst_a - Rth_a$$

$$Amo_a = \frac{Inv}{t_{uti}}$$

$$Ci_a = \frac{Inv \cdot Tx}{2}$$

LCC_a	Coûts du cycle de vie rapportés à une année, en CHF
Amo_a	Coûts d'amortissement annuels sur la durée d'utilisation, en CHF
Ci_a	Charge d'intérêts annuelle sur la durée d'utilisation, en CHF
El_a	Coûts annuels d'électricité du générateur de froid, en CHF
$Inst_a$	Coûts annuels d'entretien du système de climatisation (voir section H-5), en CHF
Rth_a	Rendement thermique annuel généré par la machine frigorifique, en CHF
Inv	Coûts d'investissement du système de climatisation, en CHF
t_{uti}	Durée d'utilisation, en années
Tx	Taux d'intérêt calculé, en pourcentage

H.2: Coûts d'amortissement

Les coûts d'amortissement annuels sont calculés à partir des coûts d'investissement Inv et du temps d'utilisation t_{uti}. Si différents composants ont des durées d'utilisation différentes, les coûts d'investissement doivent être délimités, divisés par la durée de vie respective, puis les coûts du cycle de vie calculés doivent être additionnés.

Exemple:
Production de froid avec t_{uti} = 15 ans
Accumulateur de froid avec t_{uti} = 25 ans

$$Amo_a = \frac{Inv_{Prod}}{15\ années} + \frac{Inv_{Stock}}{25\ années}$$

H-2.1: Coûts d'investissement Ci

Les investissements comprennent les dépenses liées à la mise en place

- de la production de froid (générateur de froid, accumulateur de froid, accumulateur de chaleur, pompes de circulation),
- du post-refroidisseur (post-refroidisseur avec équipements auxiliaires, ventilateurs, échangeurs de chaleur, réseau de tuyauterie entre l'échangeur de chaleur ou le générateur et l'aéroréfrigérant, traitement de l'eau dans les systèmes de refroidissement humides)
- et des frais de planification.
- Le montant des coûts d'investissement est déterminé par les planificateurs.

H-2.2: Durée d'utilisation t_{uti}

La durée d'utilisation correspond à la durée de vie technique de l'installation. Les valeurs indicatives relatives à la durée d'utilisation des installations de climatisation et de leurs composants sont répertoriées dans la norme SIA 480 et dans le tableau des durées de vie de l'Association suisse des locataires.

H.3: Charge d'intérêts

Le taux d'intérêt de calcul est nécessaire pour calculer la charge d'intérêts annuelle.

H-3.1: Taux d'intérêt de calcul Tx

Le taux d'intérêt de référence hypothécaire pour les baux est utilisé comme taux d'intérêt de calcul. Le taux d'intérêt de référence hypothécaire actuel pour les baux est indiqué sur le site web de l'Office fédéral du logement (OFL).
(voir: https://www.bwo.admin.ch → Droit du bail → Taux d'intérêt de référence)

H.4: Coûts d'électricité pour le refroidissement

Les frais d'électricité se calculent comme suit:

$$E_{la} = Q_{el} \cdot Pr_{el}$$

El_{an} Coûts annuels d'électricité du générateur de froid, en CHF
Q_{el} Consommation d'électricité par an, en kWh
Pr_{el} Prix de l'électricité, en CHF/ kWh

H.4.1: Consommation d'électricité Q_{el}

Besoins en électricité pour le refroidissement du bâtiment et consommation supplémentaire liée à l'utilisation de la chaleur lorsque la température de condensation doit être augmentée.

H.4.2: Estimation de la consommation électrique à partir du calcul de la charge de refroidissement

Les concepteurs déterminent les besoins en refroidissement à l'aide du calcul des besoins en puissance (p. ex. calcul selon SIA 380/2). De nombreux outils de calcul de la charge frigorifique déterminent aussi directement les besoins en électricité.

H.4.2.1: Estimation de la consommation électrique à l'aide de l'outil de refroidissement

Si seule la puissance frigorifique requise du système de climatisation est connue, la consommation électrique peut être estimée à l'aide de l'outil de calcul de la

consommation électrique de SuisseEnergie. L'outil de calcul de la consommation électrique permet de calculer de manière simplifiée la consommation électrique d'un système de climatisation à l'aide de la valeur SEER. La consommation électrique des équipements auxiliaires (pompes, ventilateurs, etc.) est également prise en compte.

H.4.2.2: Estimation de la consommation électrique supplémentaire pour l'utilisation de la chaleur avec une augmentation de la température

Si la machine frigorifique-thermique utilise la chaleur du condenseur avec une augmentation de la température, la consommation électrique supplémentaire doit être prise en compte.

H.4.3: Prix de l'électricité Pr_{el}

Le prix de l'électricité est fixé conformément à l'aperçu des prix de l'électricité en Suisse (www.strompreis.elcom.admin.ch).

- L'emplacement du bâtiment détermine la localisation de référence.
- Les tarifs de l'année en cours sont déterminants.
- Les catégories tarifaires correspondantes doivent être sélectionnées en fonction de l'utilisation et de la taille du bâtiment.
- Pour le produit électrique, il convient de choisir le produit standard.

H.5: Coûts de maintenance

Les coûts de maintenance annuels effectifs (pour la maintenance, le service et la réparation) sont calculés par les planificateurs. L'Illustration H.1 donne des valeurs indicatives des coûts de maintenance prévisibles pour les installations de climatisation avec aéroréfrigérants à sec (Illustration H.2) et à eau (Illustration H.3) et différents réfrigérants. Les coûts de maintenance inférieurs aux valeurs indiquées dans l'Illustration H.1 doivent être justifiés par le concepteur.

Coûts d'investissement	Aéroréfrigérant	fluide frigorigène	Valeur indicative des coûts de maintenance
jusqu'à 200 000 CHF	à sec	A1 et A2L	$Inst_a$ = 1000 + Inv · 0,03
		A3 et B2L	$Inst_a$ = 2000 + Inv · 0,035
	humide	A1 et A2L	$Inst_a$ =2000 + Inv · 0,04
		A3 et B2L	$Inst_a$ =3000 + Inv · 0,045
200 000 CHF et plus	à sec	A1 et A2L	$Inst_a$ =7000 + (Inv – 200 000) · 0,02
		A3 et B2L	$Inst_a$ = 8000 + (Inv – 200 000) · 0,025
	humide	A1 et A2L	$Inst_a$ = 8000 + (Inv – 200 000) · 0,03
		A3 et B2L	$Inst_a$ = 9000 + (Inv – 200 000) · 0,035

$Inst_a$	Coûts d'entretien des installations de climatisation, en CHF par an
Inv	Coûts d'investissement (y compris le traitement de l'eau pour les aéroréfrigérants), en CHF
A1	Fluide frigorigène à faible toxicité, ininflammable (p. ex. HFC)
A2L	Fluide frigorigène à faible toxicité, difficilement inflammable (p. ex. fluide frigorigène HFO)
A3	Fluide frigorigène à faible toxicité, hautement inflammable (par exemple, propane, propène)
B2L	Fluide frigorigène à toxicité élevée, difficilement inflammable (par exemple, l'ammoniac)

Illustration H.1: Coûts de maintenance annuels ($Inst_a$) de différents systèmes de climatisation.
Source: SIA 384/4 (2025)

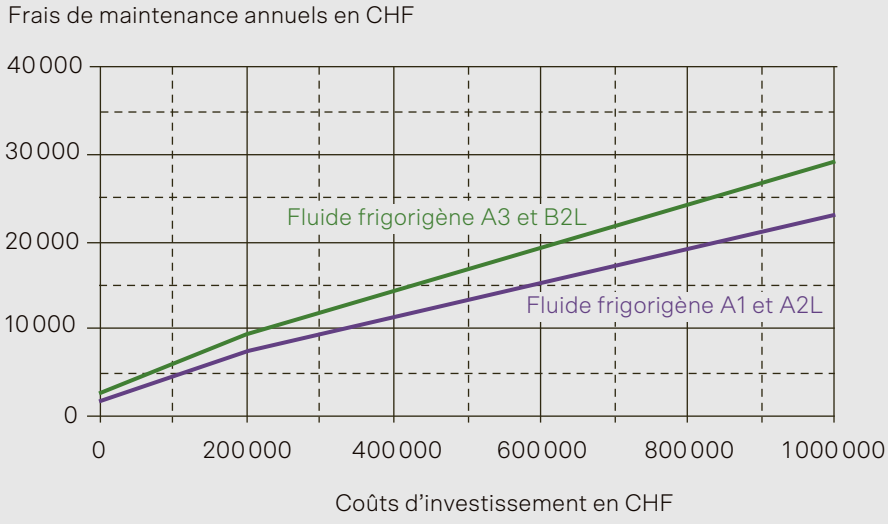


Illustration H.2: Valeur indicative des coûts de maintenance annuels pour les installations de climatisation avec aéroréfrigérants à sec. Source: SIA 384/4 (2025)

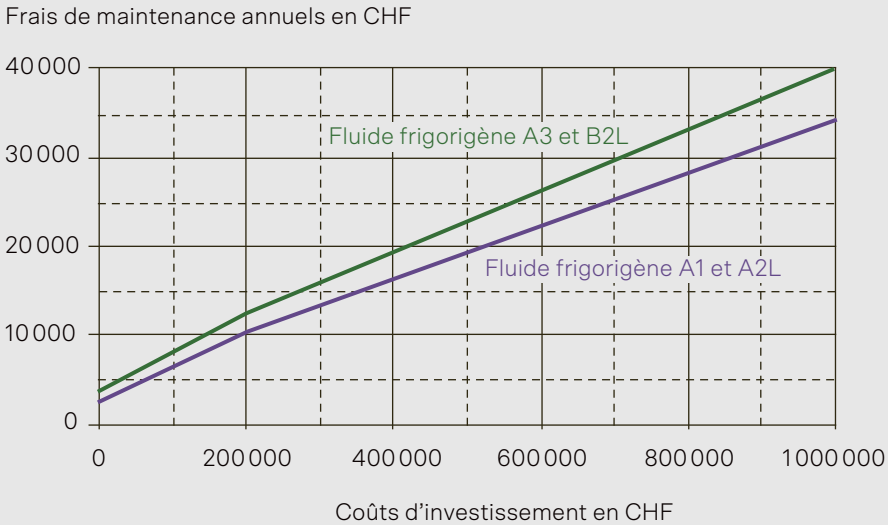


Illustration H.3: Valeur indicative des coûts de maintenance annuels pour les installations de climatisation avec aéroréfrigérants humides. Source: SIA 384/4 (2025)

H.6: Rendement thermique

La chaleur utile de la machine frigorifique-thermique est déterminée sur la base d'une analyse simultanée des besoins en chaleur et de la chaleur disponible (par exemple, valeurs horaires).

$Rth_a = Q_W \cdot Pr_{Chal}$

Rth_a Rendement thermique annuel produit par la machine frigorifique-thermique, en CHF
Q_W Chaleur utilisée produite par la machine frigorifique-thermique au cours de l'année, en kWh
Pr_{Chal} Prix de l'énergie pour la chaleur, en CHF/kWh

H.6.1: Prix de l'énergie thermique Pr_{Chal}

Les concepteurs de l'installation de chauffage calculent le prix de la chaleur. Le calcul est effectué selon la méthode statique conformément à la norme SIA 480 et comprend les mêmes éléments que le calcul de rentabilité type pour une installation de climatisation (coûts d'investissement, charges d'intérêts, coûts énergétiques et coûts de maintenance, mais sans le rendement thermique).

- Pour les prix de l'énergie, il convient d'utiliser la valeur moyenne des trois dernières années du prix indiqué dans l'indice national des prix à la consommation de l'Office fédéral de la statistique.
- Le prix actuel de l'électricité peut être consulté dans l'aperçu des prix de l'électricité en Suisse (www.strompreis.elcom.admin.ch).
- Les prix actuels de l'énergie pour le pétrole, le gaz et les granulés de bois peuvent être consultés dans le document suivant: «IPC, prix moyens de l'énergie et des carburants, valeurs mensuelles (depuis 1993) et annuelles (depuis 1966)».

https://www.bfs.admin.ch et recherche du nom du document

Annexe I

Interface relative à la gestion technique du bâtiment

Pour intégrer la machine frigorifique dans un système de gestion technique du bâtiment, il faut définir les interfaces entre les deux systèmes (point de données), la direction de leurs signaux (entrée ou sortie) et leur type de signal (analogique, numérique, contact libre de potentiel). L'Illustration I.1 montre les interfaces les plus importantes et leurs signaux pour une machine frigorifique.

Illustration I.1: Exemple d'interfaces et de leurs signaux. Les interfaces avec les autres composants de l'installation doivent être traitées de manière analogue.

Légende

DO	Digital Output	Sortie numérique
DI	Digital Input	Entrée numérique
AO	Analog Output	Sortie analogique
AI	Analog Input	Entrée analogique
PFD	Potential free	Contact libre de potentiel

(dans cet exemple, il n'y a pas de PFD)

Désignation des interfaces	Signal	Remarque
Entrées		
Signaux d'entrée obligatoires		
– Libération	DI	
– Retour d'information sur l'état opérationnel	DI	
– Décalage de la valeur de consigne de la température de l'eau glacée.	AI	
Pour les petits refroidisseurs, deux valeurs de consigne doivent être possibles, par exemple		
– Valeur de consigne température élevée de l'eau glacée (p. ex., mode refroidissement à 16 °C),	DI	
– Valeur de consigne température basse de l'eau glacée (p. ex., mode déshumidification à 10 °C)	DI	
Pour les commandes avec limitation de puissance, les signaux d'entrée suivants sont utiles		si le système de commande le permet
– Activation ou désactivation d'une installation parmi plusieurs	DI	
– Variation en continu de la puissance d'une installation individuelle ou d'un générateur de froid	AI	
– Contrôleur de débit qui signale lorsque l'évaporateur ou le condenseur est traversé par un flux	DI	si disponible
Signaux d'entrée supplémentaires utiles		
– Commutation sur utilisation de la chaleur	DI	
– Retour d'information de la pompe principale de refroidissement	DI	
– Retour d'information de la pompe de l'aéroréfrigérant	DI	
– Surveillance de l'interrupteur principal	DI	
– Interrupteur d'arrêt d'urgence	DI	
– Limitation de puissance	AI	
– Commutation de la valeur de consigne du circuit de refroidissement Température de départ	DI	p. ex., fonctionnement été-hiver
Sorties		
Signaux de sortie obligatoires		
– État de fonctionnement du générateur de froid ou du compresseur	DO	
– Alerte collective	DO	
– Alertes, classées par priorité 1 et 2	DO	
– Alerte haute pression	DO	
– Alerte basse pression	DO	
Signaux de sortie supplémentaires utiles		
– Puissance maximale	DO	
– Pression d'évaporation	AO	
– Pression de condensation	AO	

Annexe J

Système global

États de fonctionnement en été, automne, hiver et printemps

Dans le chapitre sur l'hydraulique, l'Illustration 8.31 décrit un exemple de système avec exploitation du froid et de la chaleur. L'exemple décrit un système que l'on est plus susceptible de trouver dans des installations plus grandes (à partir de 100 kW d'exploitation du froid et de la chaleur). Pour de plus petites installations (p. ex. les installations sans champ de sondes géothermiques), les éléments et les conduites correspondants ne sont pas nécessaires.

Les pages suivantes décrivent le fonctionnement de l'installation au cours des quatre saisons (été, automne, hiver et printemps). Les Illustrations J.1 à J.4 présentent en semi-transparence les systèmes, éléments ou cycles qui ne sont pas en fonctionnement.

J.1: Voici comment fonctionne l'ensemble de l'installation en été

Exploitation de la chaleur de la machine frigorifique-thermique

1ère priorité:	Pour la production d'eau chaude sanitaire
2e priorité:	Pour la régénération de la sonde géothermique
3e priorité:	Évacuation de la chaleur via l'aéroréfrigérant

Sonde géothermique

Stocker la chaleur avec un niveau de température élevé

Chauffage et eau chaude sanitaire

Eau chaude sanitaire:	Chauffée avec la chaleur de la machine frigorifique-thermique et de la pompe à chaleur
Chauffage:	Pas de besoin de chaleur. La chaudière à mazout ou à gaz est déclenchée.

Côté eau froide de la machine frigorifique-thermique

Machine A:	Température de l'eau froide 16 °C
Machine B:	Température de l'eau froide 10 °C

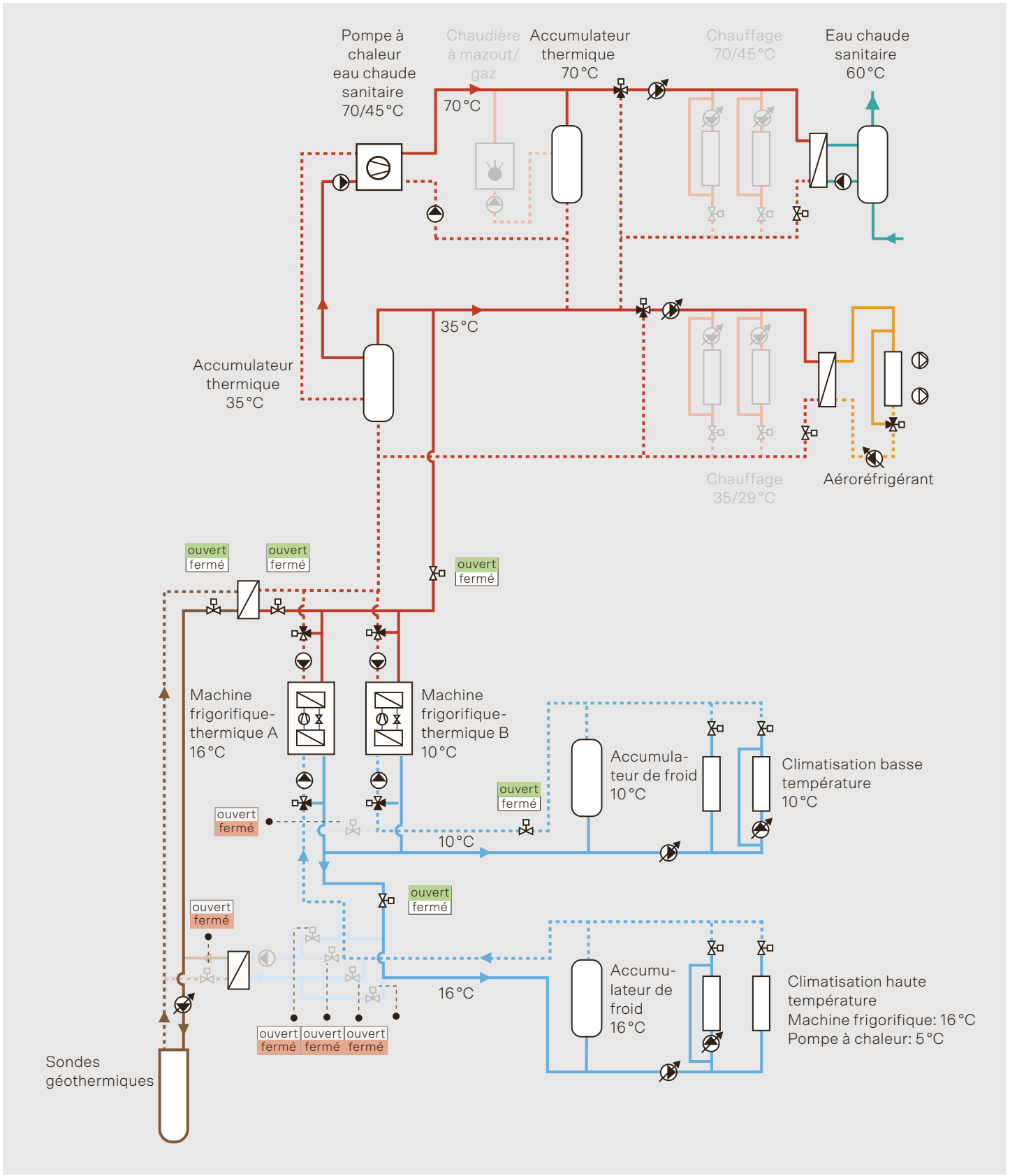


Illustration J.1:
Mode été.

J.2: Voici comment fonctionne l'ensemble de l'installation en automne

Exploitation de la chaleur de la machine frigorifique-thermique

1ère priorité:	Pour le chauffage à 35 °C
2e priorité:	Via une pompe à chaleur pour le chauffage à 70 °C ainsi que pour la production d'eau chaude sanitaire.
3e priorité:	Pour la régénération de la sonde géothermique L'objectif étant de ne pas évacuer la chaleur via l'aéroréfrigérant.

Sonde géothermique

Stocker la chaleur à un niveau de température élevé.

Chauffage et eau chaude sanitaire

1ère priorité:	Exploitation de la chaleur de la machine frigorifique-thermique A: directement par le système de chauffage à 35 °C B: via la pompe à chaleur dans le système de chauffage à 70 °C
2e priorité:	Si possible, se passer de la chaudière à mazout ou à gaz (déclencher).

Côté eau froide de la machine frigorifique-thermique

Machine A:	Température de l'eau froide à 16 °C
Machine B:	Température de l'eau froide à 10 °C

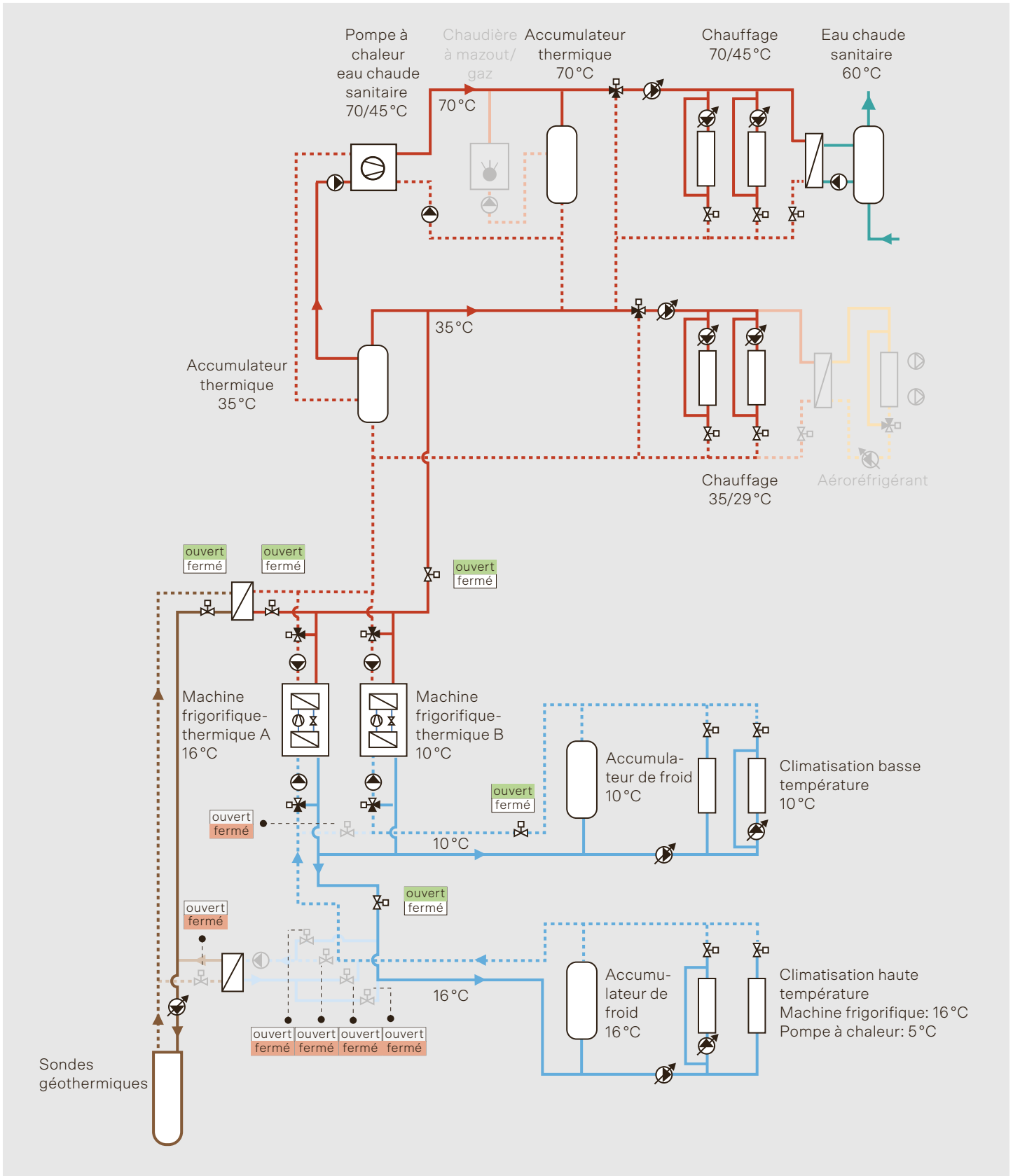


Illustration J.2: Mode automne.

J.3: Voici comment fonctionne l'ensemble de l'installation en hiver

Exploitation de la chaleur de la machine frigorifique-thermique

1ère priorité:	Pour le chauffage à 35 °C
2e priorité:	Via une pompe à chaleur pour le chauffage à 70 °C ainsi que pour la production d'eau chaude sanitaire
3e priorité:	Pour la régénération de la sonde géothermique L'objectif est de ne pas évacuer la chaleur via l'aéroréfrigérant.

Sonde géothermique

Extraction de la chaleur pour la machine frigorifique A.

Chauffage et eau chaude sanitaire

1ère priorité:	Chaleur de la machine frigorifique-thermique à 35 °C
2e priorité:	Chaleur de la MFT via la PAC à 70 °C
3e priorité:	Chaudière à mazout ou à gaz

Côté eau froide Machine frigorifique-thermique

Machine A:	Fonctionne comme une pompe à chaleur avec une température d'eau froide de 5 °C La sonde géothermique et les consommateurs de froid servent de source de chaleur.
Machine B:	Température de l'eau froide à 10 °C

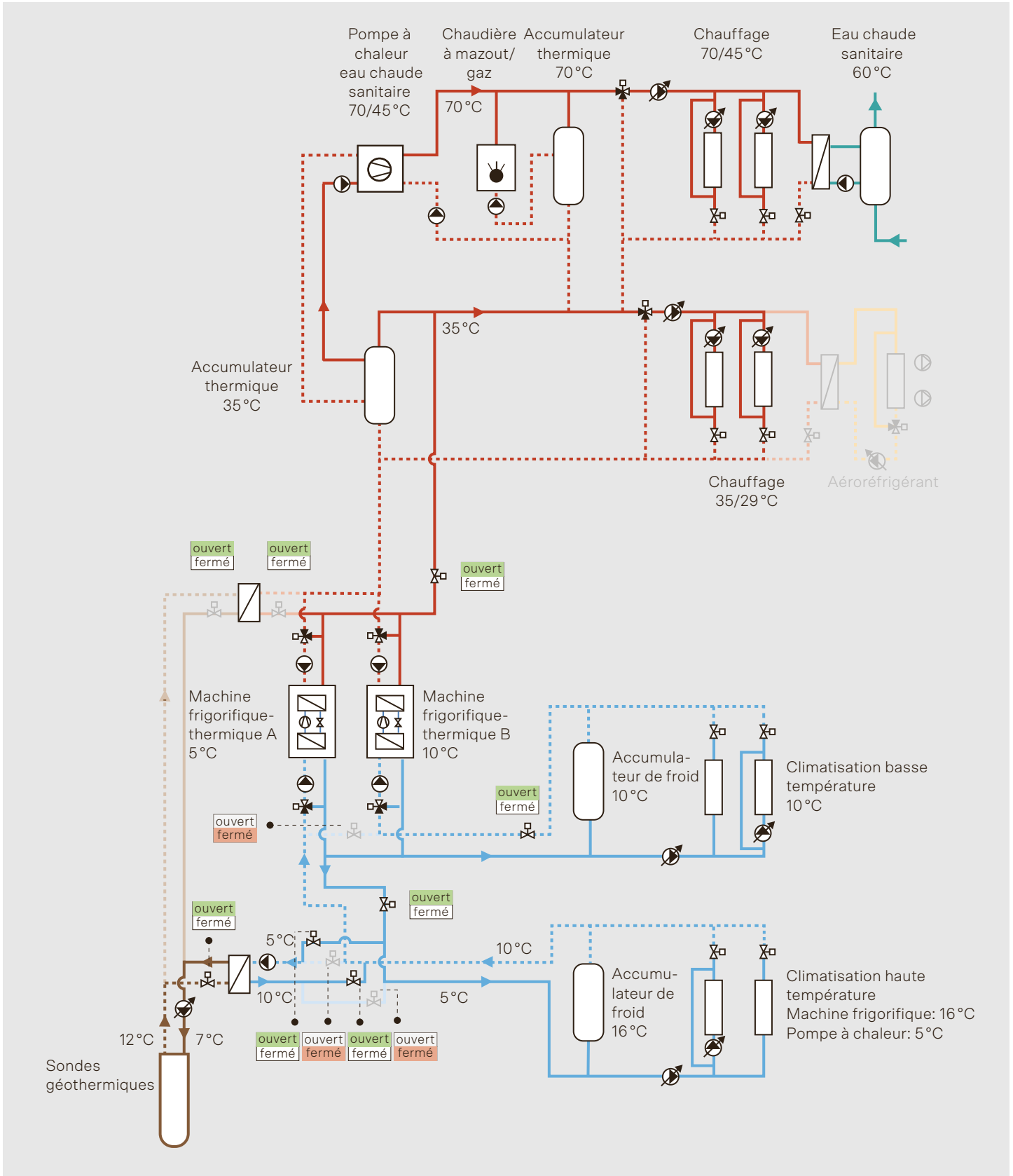


Illustration J.3:
Mode hiver.

J.4: C'est ainsi que l'installation globale fonctionne au printemps

Exploitation de la chaleur de la machine frigorifique-thermique

1ère priorité:	Pour le chauffage à 35 °C
2e priorité:	Via une pompe à chaleur pour le chauffage à 70 °C ainsi que pour la production d'eau chaude sanitaire L'objectif est de ne pas évacuer la chaleur via l'aéroréfrigérant.

Sonde géothermique

Stocker la chaleur avec un niveau de température bas

Chauffage et eau chaude sanitaire

1ère priorité:	Exploitation de la chaleur de la machine frigorifique-thermique à 35 °C
2e priorité:	Exploitation de la chaleur de la machine frigorifique-thermique via la pompe à chaleur dans le réseau à 70 °C pour le chauffage ou la production d'eau chaude sanitaire.
3e priorité:	Si possible, renoncer la chaudière à mazout ou à gaz (déclencher).

Côté eau froide de la machine frigorifique-thermique

Machine A:	Déclenchée Le refroidissement du réseau de froid haute température (16 °C) se fait directement par les sondes géothermiques
Machine B:	Température de l'eau froide à 10 °C

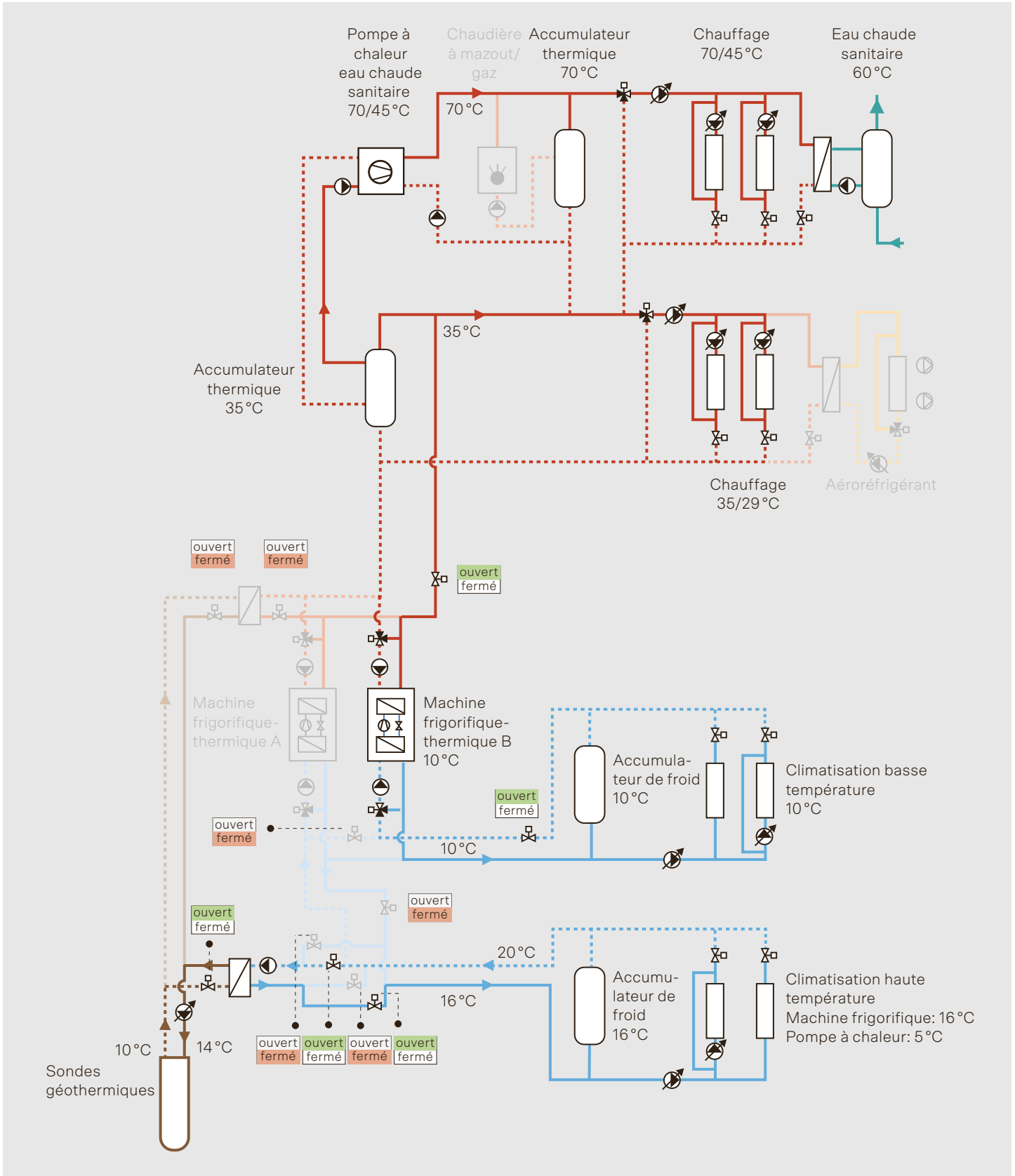


Illustration J.4:
Mode printemps.

Annexe K

Dimensionnement et caractéristiques des pompes

La pompe fournit l'énergie hydraulique. La puissance de refoulement est directement liée à la vitesse de rotation et aux caractéristiques de la pompe.
À vitesse de rotation constante, les valeurs de base de la pompe sont maintenues selon la courbe caractéristique. À vitesse de rotation variable, le point de fonctionnement change en fonction de la vitesse et de la courbe caractéristique du système.

Puissance requise de la pompe

$$P = \frac{\dot{V} \cdot H \cdot \rho \cdot g}{\eta} \quad [W]$$

$\dot{V}$	m^3/s
H	m
ρ	kg/m^3 (eau 1000)
g	9,81 m/s^2

Pour l'eau:

$$P = \frac{9810 \cdot \dot{V} \cdot H}{\eta} \quad [W]$$

La puissance maximale d'une machine frigorifique-thermique n'est normalement requise que quelques jours par an. Cela signifie que dans les installations fonctionnant avec des flux volumiques constants, la plupart du temps une quantité inutilement importante d'énergie est nécessaire pour entraîner les pompes. Afin d'augmenter l'efficacité énergétique des installations, il est donc judicieux d'utiliser des débits volumiques variables. C'est là que réside l'important potentiel d'augmentation de l'efficacité énergétique. La quantité d'énergie d'entraînement de la pompe ainsi économisée peut être calculée en utilisant les lois de la proportionnalité.

Les lois de proportionnalité

Les trois lois suivantes s'appliquent à la pompe:

- Le débit est proportionnel à la vitesse de rotation

$$\frac{\dot{V}_1}{\dot{V}_2} = \frac{n_1}{n_2} \qquad \dot{V}_2 = \dot{V}_1 \cdot \frac{n_2}{n_1}$$

- La hauteur de refoulement est proportionnelle au carré de la vitesse de rotation

$$\frac{\Delta p_1}{\Delta p_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 \qquad \Delta p_2 = \Delta p_1 \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2$$

- La consommation d'énergie est proportionnelle à la puissance cubique de la vitesse de rotation

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 \qquad P_2 = P_1 \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3$$

Le débit volumique maximal n'est requis que quelques jours par an. Même lorsque le débit est réduit à 70 %, sans tenir compte des rendements de la pompe et de l'entraînement, la consommation électrique de la pompe diminue à 34 % de la puissance nominale.

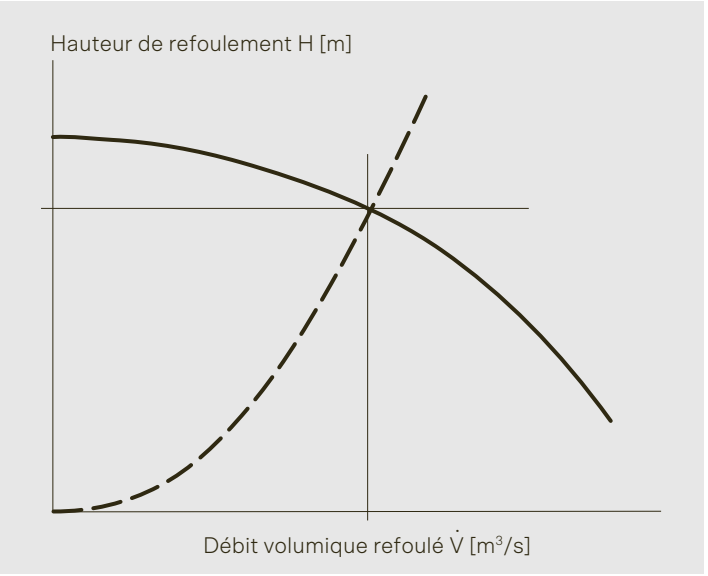


Illustration K.1: Caractéristiques de la pompe avec la courbe de fonctionnement.

Conclusion

Si l'on tient compte des pertes du convertisseur de fréquence et de la détérioration des rendements, la puissance nécessaire pour entraîner la pompe est divisée par plus de deux! Étant donné que le débit volumique de la plupart des systèmes de climatisation est inférieur à 70 % de la puissance nominale, une réduction correspondante doit absolument être envisagée.

Exemple de calcul

L'exemple suivant montre les économies de consommation d'énergie et de coûts réalisées en réduisant le débit volumique en fonctionnement à charge partielle, sans tenir compte de la modification du rendement de la pompe et du moteur électrique.

Données de base:

- Débit volumique de l'eau $\dot{V}$ 40 m³/h
  0,011 m³/s
- Hauteur de refoulement Δp_t 8,6 mCE
- Heures d'exploitation 4000 h/an
- Coûts de l'électricité 0.2 Fr./kWh
- Durée d'exploitation 15 ans
- Rendement des pompes 74 %

Puissance requise de la pompe aux bornes à 100 %:

$$P = \frac{9810 \cdot 0{,}011 \cdot 8{,}6}{0{,}74} = 1254\ \text{W} = 1{,}25\ \text{kW}$$

Puissance théorique nécessaire à 70 % du débit volumique

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{\dot{V}_1}{\dot{V}_2}\right)^3 \qquad P_2 = P_1 \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3$$

$$P_2 = 1254 \cdot \left(\frac{70}{100}\right)^3 = 430\ \text{W} = 0{,}43\ \text{kW}$$

Économie théorique du besoin en électricité:

- Heures de service 4000 h/an
- Total d'exploitation 15 ans
- Total des heures de service 60 000 h
- Puissance à 100 % 1,25 kWh
- Puissance à 70 % 0,43 kWh

Économie = (1,25 kW – 0,43 kW) · 60 000 h = 49 200 kWh
Économie des coûts sur toute la durée de fonctionnement d'une pompe:
Économie = 49 200 kWh · 0,2 Fr./kWh
= 9840 Fr.

Les économies effectives sont inférieures (environ 15 à 20 %) en raison du convertisseur de fréquence et des pertes de rendement de la pompe et du moteur électrique.

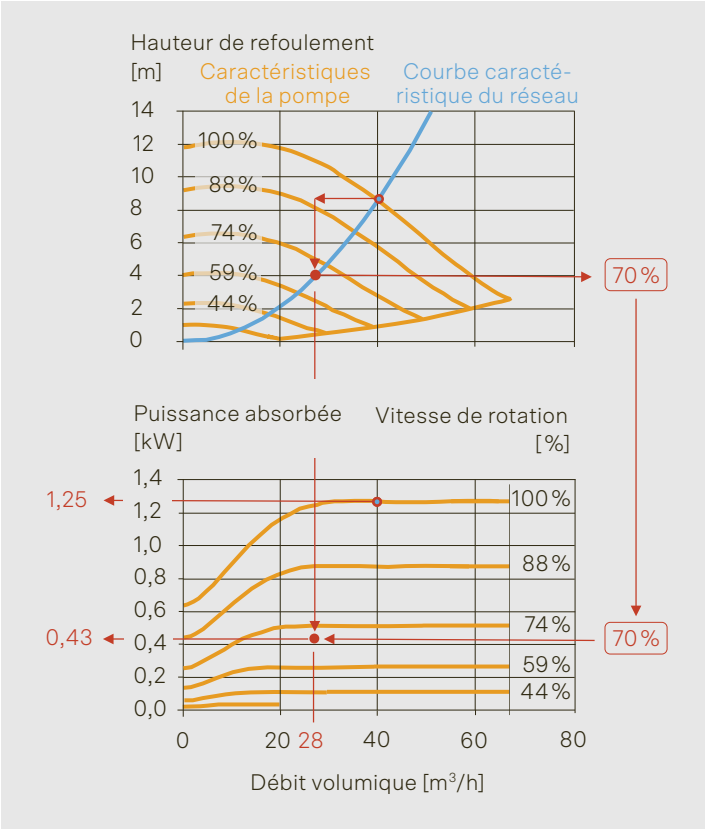


Illustration K.2: Caractéristiques de la pompe avec point de fonctionnement à 70 % de débit volumique.

Annexe L

Turbocompresseur

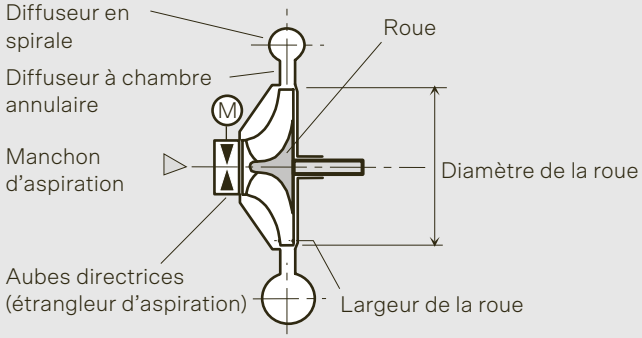
Le turbocompresseur est une machine à écoulement continu. Dans la **roue du compresseur**, le gaz à comprimer est accéléré à une vitesse élevée et l'énergie cinétique ainsi obtenue est convertie en pression statique dans un diffuseur. Le comportement du turbocompresseur peut être comparé à celui d'une pompe. Le turbocompresseur a des caractéristiques très différentes de celles du compresseur volumique.

Le diamètre de la roue et sa vitesse de rotation influencent la différence de pression générée par le compresseur. La largeur de la roue détermine le débit, c.-à-d. la puissance de refroidissement du compresseur.

Une innovation importante de ces dernières années dans le secteur de la climatisation est le turbocompresseur semi-hermétique avec convertisseur de fréquence et palier magnétique intégrés.

Illustration L.1 (en haut): Principe d'un turbo-compresseur.

Illustration L.2 (en bas): Turbo-compresseur semi-hermétique. Photo: Danfoss



Ce compresseur se caractérise par une grande efficacité énergétique. Avec un dimensionnement correct, des coefficients de performance de plus de 10 peuvent être atteints à charge partielle et à des températures réduites du médium de l'aéroréfrigérant.

Caractéristiques du turbo-compresseur à vitesse de rotation constante

Le turbocompresseur est dimensionné pour une pression différentielle spécifique. L'Illustration L.3 montre une courbe caractéristique typique: avec une puissance croissante (volume d'aspiration), la différence de pression réalisable augmente jusqu'au maximum. Passé ce point, la valeur décroit fortement (limite de bourrage).

Les courbes dites «en forme de moules» montrent l'évolution du rendement. Dans les systèmes à vitesse de rotation constante, à pleine charge, la puissance frigorifique du compresseur augmente avec la diminution de la différence de pression de l'installation ($T_C - T_0$). Au point de dimensionnement, le turbocompresseur atteint généralement le rendement le plus élevé.

Comme la puissance est réduite par la régulation de l'organe d'aspiration (position d'admission), la différence de pression maximale réalisable diminue. Avec un fort étranglement et des aubes d'admission

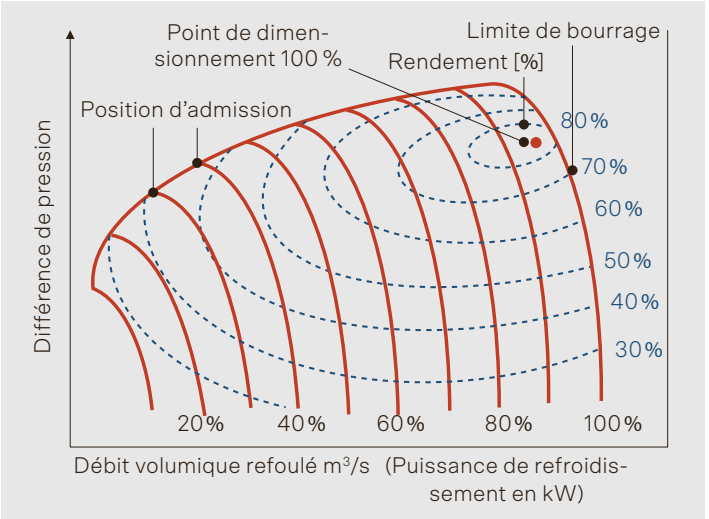


Illustration L.3: Caractéristiques de fonctionnement d'un turbo-compresseur à vitesse de rotation constante.

de plus en plus fermées, le rendement du compresseur chute brutalement.

Le comportement d'un turbo-compresseur

La partie supérieure de la performance du turbocompresseur correspond à la pression la plus élevée que le compresseur peut engendrer. Lorsque le système nécessite une différence de pression plus élevée (p. ex. une température de condensation trop élevée), le point de fonctionnement se situe au-dessus de la caractéristique. Dans cette plage, l'écoulement dans la roue s'interrompt et le compresseur commence à «pomper». Il s'agit d'une opération instable qu'il convient d'éviter à tout prix pour les raisons suivantes:

- sollicitation trop élevée sur le compresseur (peut entraîner sa détérioration)
- mauvais rendement
- puissance de refroidissement réduite

Une caractéristique de l'exploitation à des valeurs proches de la limite de pompage est une consommation d'énergie fluctuante du compresseur. Pour garantir la sécurité du compresseur, le point de fonctionnement doit être inférieur à la caractéristique. Cette marge de sécurité est définie comme la limite de pompage.

Courbe caractéristique de l'installation

Dans une installation frigorifique, la courbe du système diminue parallèlement à la puissance de refroidissement, car la température de condensation est réduite en conséquence avec la baisse de la puissance.

Dans le cas d'une pompe à chaleur ou d'une machine frigorifique avec récupération de chaleur, la courbe caractéristique du système est presque horizontale, ce qui limite la plage de régulation. Afin de l'élever, la distance à la limite de pompage doit être augmentée au point de dimensionnement, ce qui entraîne une réduction du rendement.

Illustration L.4: Caractéristique de fonctionnement d'un turbo-compresseur montrant la limite de pompage.

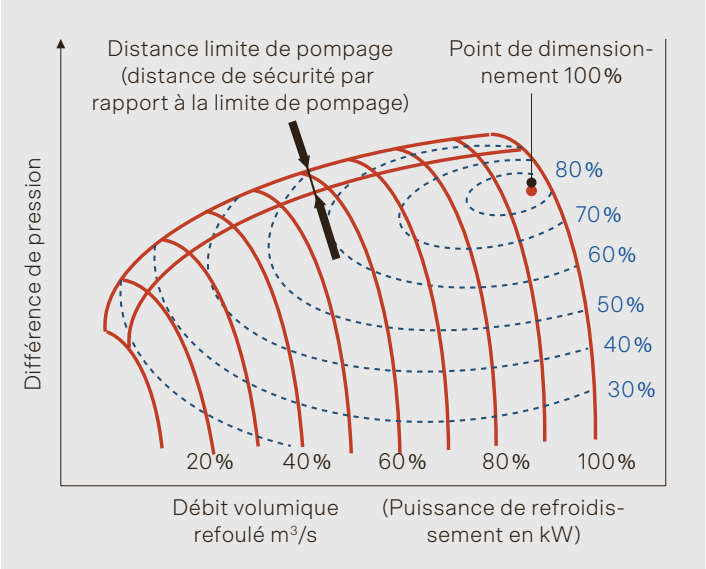
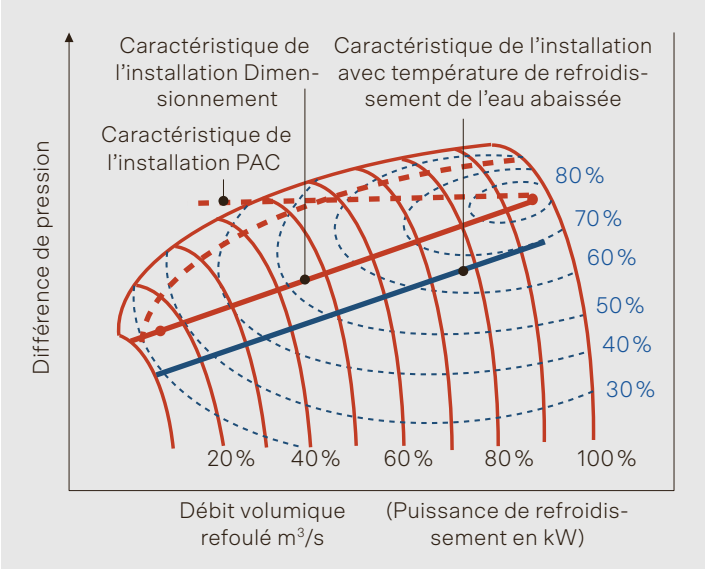


Illustration L.5: Caractéristiques de l'installation et du fonctionnement d'un turbo-compresseur avec des caractéristiques d'installation saisies.



Caractéristiques du turbocompresseur à vitesse de rotation variable

L'Illustration L.6 présente les caractéristiques d'un compresseur à régulation de vitesse. À charge partielle et à puissance réduite, la différence de pression ($T_C - T_0$) diminue également. Lorsque la vitesse du compresseur est réduite, le point de fonctionnement se déplace vers le bas et vers la gauche. Dans ce cas, les courbes de rendement sont également décalées. Au nouveau point de fonctionnement, le compresseur fonctionne toujours avec un rendement élevé. Cela améliore considérablement l'efficacité de l'installation de refroidissement à charge partielle, le moment où le nombre d'heures de fonctionnement est le plus élevé.

Une augmentation supplémentaire de l'efficacité énergétique peut être obtenue en réduisant la température de l'eau de refroidissement. Dans ce cas, des coefficients de performance supérieurs à 10 sont possibles. Cependant, il faut noter qu'à charge partielle, à vitesse réduite, la limite de bourrage du compresseur est décalée vers la gauche. Par conséquent, la puissance nominale ne peut être atteinte à ce point de fonctionnement.

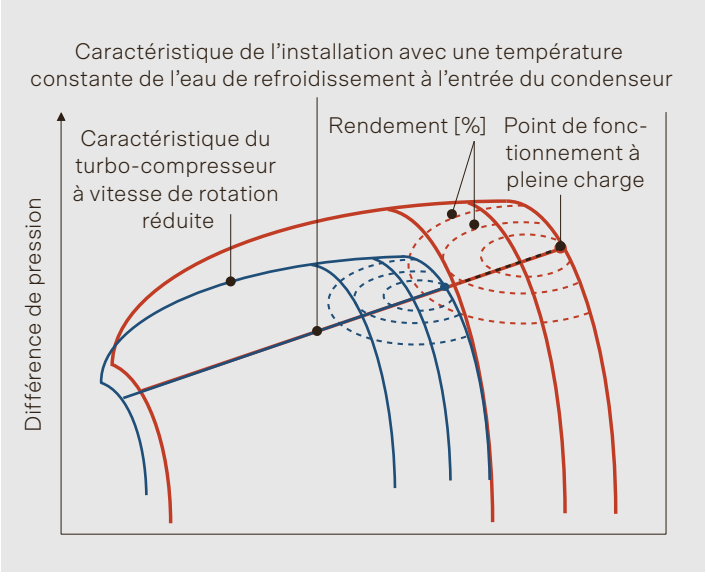


Illustration L.6: Caractéristiques de l'installation et du fonctionnement d'un turbo-compresseur avec régulation de la vitesse de rotation.

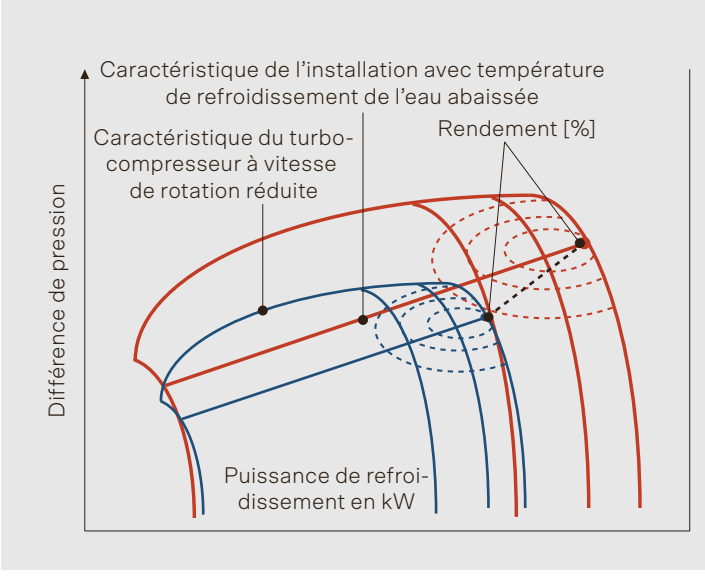


Illustration L.7: Caractéristiques de l'installation et du fonctionnement d'un turbo-compresseur avec régulation de la vitesse de rotation et avec températures du médium de refroidissement abaissée.

Annexe M

Index des mots-clés

A
Accumulateur 153
Accumulateur d'eau glacée 167
Accumulateur de glace 185
Accumulateur d'énergie 168
Accumulateur-tampon 167
Accumulateur technique 167
Accumulateur thermique à court terme 139
Aéroréfrigérant par évaporation 143
Aéroréfrigérant sec 143
Appareil de ventilation 118
Aqua-cooling 123
Augmentation de la température de condensation 131

B
Besoin en froid 61

C
Chaleur latente 26
Chaleur sensible 26
Chauffage au sol 116
Chauffe-eau pompes à chaleur 132
Circuit de mélange 160
Circuit d'étranglement 160
Circuit d'injection 160
Circuits hydrauliques 151
Circuits séparés 104
CO_2 136
Coefficient de performance 30
Coefficient de rendement 30
Commande 187
Comportement en charge partielle 216
Compresseur 77
Compression à deux étages 89
Condensation directe 187
Condenseur 77
Conduite 180
Confort 112
Construire sans refroidissement 74
Contrôle d'étanchéité 72
Convecteurs de climatisation 113
COP_{Froid} 211
$COP_{Froid+Chaleur}$ 223
$COP_{Kälte}$ 10
$COP_{Wärme}$ 10
Cycle de Carnot 30

D
Décalage de la valeur de consigne 193
Décalage du point de rosée 194
Déshumidification contrôlée 112
Déshumidification partielle 112
Désurchauffe des gaz chauds 135
Détendeur 77
Détendeur électronique 101
Détendeur thermostatique 100, 203
Détente sèche 95
Diagramme log p,h 28
Disponibilité 46
Dispositifs de décharge de pression 102
Dispositifs de sécurité 201

E
Eau chaude sanitaire 132
Échangeur de chaleur 77
Échangeur de chaleur noyé 95
Efficacité énergétique 209
Éléments de construction thermoactifs 115
Émissions sonores 65
Energy Efficiency Ratio (EER) 211
Enthalpie 28
Équilibrage hydraulique 154
Évaporateur 77
Évaporateur à air direct 96
Évaporation directe 187

F
Facteur d'encrassement 94
Fluide caloporteur 34
Fluide frigorigène 34, 241
Free-cooling 141

G
Géo-cooling 123
Glycol 184

I
Interfaces 188
Isentropique 29

L
Limitation de la température minimale 197
Liste de contrôle: conception 62

M
Machines frigorifiques à absorption 107
Maintenance 72
Mélange eau-glycol 180
Mesure de l'énergie 58
Mesures de sécurité 52
Mise en service 71

O
Optimisation de l'exploitation 72

P
Phases SIA 65
Photovoltaïque 22
Pierres d'achoppement 67
Plafonds rafraîchissants 114
Pompe à vitesse régulée 156
Pompes 153
Production frigorifique compacte montée sur la toiture 132
Propane 53, 134, 158

Q
Quantité de fluides frigorigènes 52

R
Réception 70
Réception de garantie 58
Recirculation indésirable de l'air 142
Redondance 47
Refroidissement de confort 113
Refroidisseur à circulation d'air 114
Régénération du sol 140
Régulation 187
Régulation de la température 191
Régulation progressive de la puissance 191
Régulation séquentielle 193
Réseau de conduites 153

S
Sans déshumidification 113
SEER (Seasonal Energy Efficiency Ratio 212
Séparation du système hydraulique 163
Sondes 204
Sources de refroidissement 109
Sous-refroidissement 243
Stockage saisonnier de la chaleur 140
Systèmes de refroidissement de surface 114
Systèmes DX/DV 229

T
Températures d'eau glacée 61
Températures de l'eau glacée 110
Température utile 109
Temps de course 157
TEWI 39
Types de construction des compresseurs 85

U
Utilisation de la chaleur 223

V
Vannes 153
Volume spécifique 29

Bienvenue dans l'univers du refroidissement.

Fonctionnement plus sûr, plus précis et plus efficace des installations importantes

Belimo Energy Valve™
La vanne intelligente garantit le fonctionnement du circuit de refroidissement sans écart de température trop faible (delta T). La vanne Belimo Energy Valve™ permet un contrôle de débit indépendant de la pression et un monitoring transparent des installations de chauffage ou de refroidissement.

La gestion intelligente des charges de chauffage, de refroidissement et de ventilation a un impact majeur sur l'efficacité énergétique des bâtiments. Un aspect clé de ce thème est le circuit de chauffage et de refroidissement, c'est-à-dire les systèmes hydroniques d'un bâtiment.

Belimo xBALL
La première vanne Belimo pour la réfrigération, idéale pour les machine frigorifique, les datacenters et les pompes à chaleur, représente une innovation avec la plus grande facilité d'utilisation et les plus hauts standards de qualité.

xBALL a été conçue pour réguler la surchauffe des évaporateurs de manière cohérente et garantir une étanchéité prouvée après fermeture.

Energy Valve

xBALL

BELIMO Automation AG
+41 26 460 83 10, vente@belimo.ch, www.belimo.ch

BELIMO

Groupes frigorifiques et pompes à chaleur CO_2

Fabriqués et développés en Europe avec 20 ans d'expérience.
Pose à l'intérieur sûre et Service optimal. Avec réfrigérant naturel CO_2 (R-744). Production d'eau chaude jusqu'à 90 °C. Réversible et disponible avec un refroidisseur de gaz externe refroidi à l'air: Plage de puissance de 30 à 250 kW.

En savoir plus

CTA
climat froid chaud

ENIP SA

Climatisation, Réfrigération et Pompes à chaleur

En tant que fournisseur et fabricant de technologies d'exploitation, de construction, de chauffage, de ventilation, de climatisation et de réfrigération, nous couvrons tous les services dans ces domaines.
Nous pensons et agissons de manière efficace sur le plan énergétique, durable et intelligente, et fournissons un service complet et professionnel.

CLIMATISATION - RÉFRIGÉRATION - POMPES À CHALEUR - TECHNOLOGIE DE CONTRÔLE
IOT - PROTECTION DE L'ENVIRONNEMENT - SERVICE ET MAINTENANCE

IMP Solutions

Avec le régulateur IMP, vous disposez d'un système intelligent de gestion des bâtiments qui peut être utilisé sans interface. Notre système est conçu de manière modulaire, vous laissant ainsi le choix de contrôler, réguler et exploiter un seul appareil ou l'ensemble de votre bâtiment.

EFFICACE . NON ÉPHÉMÈRE . INTELLIGENT . PROFESSIONNEL

ENIP AG FLUGHOFSTRASSE 39A - 8152 GLATTBRUGG - WWW.ENIP.CH - +41 44 843 33 33

› Solutions de froid et de chaleur sur mesure
› Conseil d'égal à égal avec une expertise technique
› Des systèmes durables, pérennes et efficaces

Klima Kälte Kopp

Toute planification durable commence avec le bon partenaire

Klima Kälte Kopp AG I Dietikon I www.3-k.ch

LEPLAN
Kälteplanung

30 Jahre Kältetechnik mit Wirkung

Wir entwickeln seit über 30 Jahren durchdachte, ressourcenschonende und zukunftsfähige Kältelösungen für Industrie, Gewerbe, Eisbahnen und Klimatechnik.

Unser Erfolgsrezept? Eine Kombination aus Leidenschaft, technischem Know-how, Innovationsgeist und einer partnerschaftlichen Zusammenarbeit auf Augenhöhe.

Leplan AG | Rudolfstrasse 37 | 8400 Winterthur
www.leplan.ch | +41 58 911 66 99

SIEMENS

Smart Buildings:
Technology to transform buildings

SSP KÄLTEPLANER

DES SOLUTIONS FRIGORIFIQUES INTELLIGENTES.

NOUS NOUS OCCUPONS DE VOS PROJETS. AUJOURD'HUI COMME DEMAIN.

SSP KÄLTEPLANER AG | Oensingen | Lucerne | mail@kaelteplaner.ch | kaelteplaner.ch
SSP KÄLTEPLANER GmbH | D-Wolfertschwenden | mail.GER@kaelteplaner.ch | kaelteplaner.ch

Solutions pour systèmes de chauffage et de refroidissement. Innovant, de haute qualité et durable.

XTEGRASOL + MIETKÄLTE

XtegraSol – Votre partenaire pour des solutions efficaces en matière de technique du bâtiment. Nous vous conseillons et vous assistons dans la planification et la mise en œuvre de systèmes de chauffage et de refroidissement afin d'obtenir un climat ambiant optimal. Ensemble, nous développons des concepts d'installations efficaces, durables et économiquement attractifs.

Nous vous proposons des solutions dans les domaines suivants :
- Pompes à chaleur et groupes froid
- Location de groupes frigorifiques
- Dalles thermoactives
- Chauffage au sol
- Plafonds froids
- Systèmes pour rénovation

XtegraSol GmbH, Gäbrisstrasse 46, CH- 9056 Gais, Tel. +41 71 333 42 54, e-mail info@xtegrasol.ch