

## Publication professionnelle

### **Observations du comportement énergétique de systèmes pour la régulation de condenseurs fonctionnant en charge partielle**



*Peter Roth*

*Directeur Recherche Fondamentale  
Département R & D*

#### Sujets principaux:

- L'influence de la température de condensation sur le COP (coefficient de mérite)
- Comment contrôler la température de condensation par l'ajustement de la valeur de consigne dirigé par la température extérieure (standard étendue) plutôt que par une valeur limite fixe pour la température de condensation
- Nouvel algorithme de régulation Energy Balance Function : Minimiser la puissance absorbée commune du compresseur et des ventilateurs du condenseur
- Potentiel d'économies d'énergie résultant de la réduction de la vitesse des ventilateurs tandis que la puissance absorbée du compresseur n'augmente que légèrement

#### **Mots-clés :**

Condenseur, consommation d'énergie, régulation, optimisation

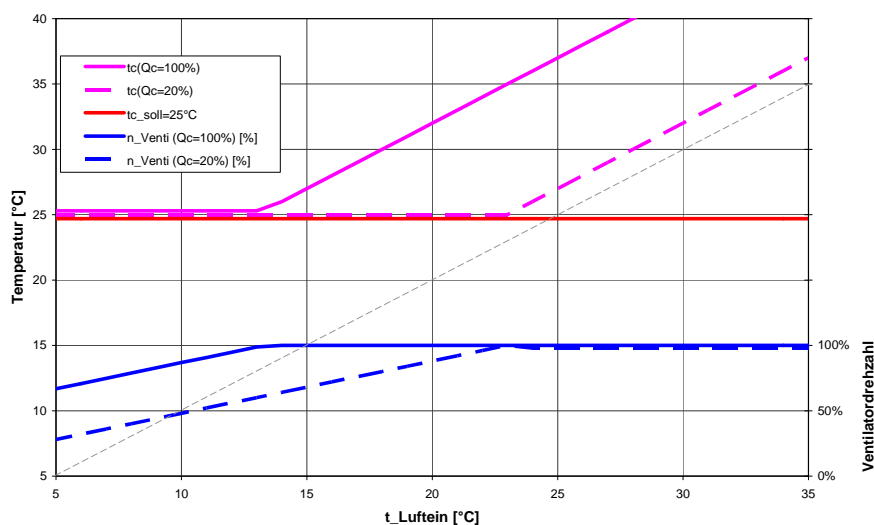
## Introduction

L'intense influence du choix de la température de condensation sur le COP d'un circuit frigorifique est bien connue. Plus la température de condensation est basse, plus le rendement d'une installation est élevé, ce qui a pour effet de réduire les besoins énergétiques d'une installation frigorifique ou climatique pour une puissance donnée. Dans un tel système, on a souvent tendance à ne considérer que la puissance absorbée du compresseur et ce, en tenant souvent compte de son rendement comme seule puissance nécessaire. Ces considérations sont à priori correctes si, pour la puissance absorbée globale de l'installation frigorifique ou climatique, on tient également compte de la puissance électrique des ventilateurs du condenseur sous certaines conditions de conception, et notamment dans le cas du fonctionnement en pleine charge. Mais dès qu'il arrive que l'installation frigorifique fonctionne en état de charge partielle et que les conditions d'exploitation sont modifiées comme, entre autres, par des températures ambiantes élevées, il est possible que la puissance absorbée des ventilateurs du condenseur atteigne ou dépasse même celle du compresseur. Dans de telles circonstances, une réduction de la vitesse des ventilateurs du condenseur peut éventuellement s'avérer utile du point de vue de la consommation d'énergie. Une telle opération entraîne néanmoins une croissance de la température de condensation et en conséquence une croissance de la puissance absorbée du compresseur, qui doit néanmoins être mise en rapport avec la réduction d'énergie des ventilateurs du condenseur, afin de pouvoir apprécier si une économie d'énergie est possible par rapport à la consommation totale.

Jusqu'à présent, la régulation de la température de condensation dans le génie frigorifique et climatique se faisait presque exclusivement par l'intermédiaire de régulateurs P (proportionnel) ou PI (action proportionnelle-intégrale), qui comportent une ou deux valeurs de consigne fixes. La suite de cet article vous présente une stratégie de régulation connue et une autre d'un nouveau genre, qui permet d'atteindre une économie d'énergie en comparaison à la régulation classique.

## Ajustement de la valeur de consigne dirigé par la température extérieure

Lors du fonctionnement d'installations frigorifiques et climatiques avec une valeur de consigne expressément basse pour la température de condensation afin d'économiser de l'énergie, des exploitants attentionnés ont souvent constaté que la vitesse des ventilateurs de condenseurs est anormalement élevée lors de hautes températures extérieures, bien que l'installation fonctionne en état de faible charge partielle comme, par exemple, en cas d'interruptions de production. Une température extérieure élevée provoquant de manière générale une vitesse élevée des ventilateurs du condenseur, cet état des faits a uniquement été considéré comme inhabituel lorsque l'état de charge de l'installation fut explicitement connu. De tels cas de figure n'apparaissent pas aux installations fonctionnant avec une haute valeur de consigne de condensation, gourmande en énergie, parce que les ventilateurs du condenseur passèrent très tôt en fonctionnement de régulation pour que la température ne tombe pas sous la valeur de consigne paramétrée pour la température de condensation. Cette relation est mise en évidence de manière simple dans le diagramme suivant :



**Diagramme 1 : régulation standard de condensation avec  $t_{c\_consigne} = 25^\circ\text{C}$  pour une conception d'appareil avec  $dt_1 = 12\text{ K}$**

Temperatur [°C]	Température [°C]
t_Luftein [°C]	t_entrée d'air [°C]
Ventilator Drehzahl	Vitesse de ventilateur
tc (Qc = 100%)	tc (Qc = 100 %)
tc (Qc = 20%)	tc (Qc = 20 %)
tc_soll = 25°C	tc_cons = 25 °C
n_Venti (Qc = 100%) [%]	n_venti (Qc = 100 %) [%]
n_Venti (Qc = 20%) [%]	n_venti (Qc = 20 %) [%]

Cet exemple est basé sur l'hypothèse de conception d'un condenseur qui a une différence de température d'entrée de 12 K, ce qui représente la différence de température entre la température de condensation et celle de l'entrée d'air. En cas de pleine charge, la température de condensation est toujours de 12 K supérieure à celle de l'entrée d'air ce qui, vu de manière simplifiée, est en premier lieu indépendant de la température d'entrée d'air absolue. En prenant comme exemple une température d'entrée d'air de 28 °C et des ventilateurs du condenseur qui tournent à plein régime, la température de condensation va se régler sur 40 °C. On admet par ailleurs que la valeur de consigne de condensation a été paramétrée sur 25 °C. Si la température d'entrée de l'air tombe en-dessous de 13 °C, le régulateur commence à réduire la vitesse des ventilateurs du condenseur, même en cas de pleine charge, afin de ne pas descendre sous la valeur de consigne de condensation, car cela pourrait engendrer une atteinte aux conditions de conception des détenteurs ainsi que des pertes de puissance aux évaporateurs.

Si l'installation fonctionne en état de charge partielle comme, par exemple, pendant le week-end où les besoins frigorifiques pour la production sont réduits, la différence de température d'entrée va se réduire en admettant que les ventilateurs continuent à fonctionner avec leur vitesse nominale. L'origine de ce fait repose sur une réalité physique qui fait, qu'à la première approche et avec les mêmes conditions aux limites, la puissance d'un échangeur de chaleur s'échelonne avec la différence de température active.

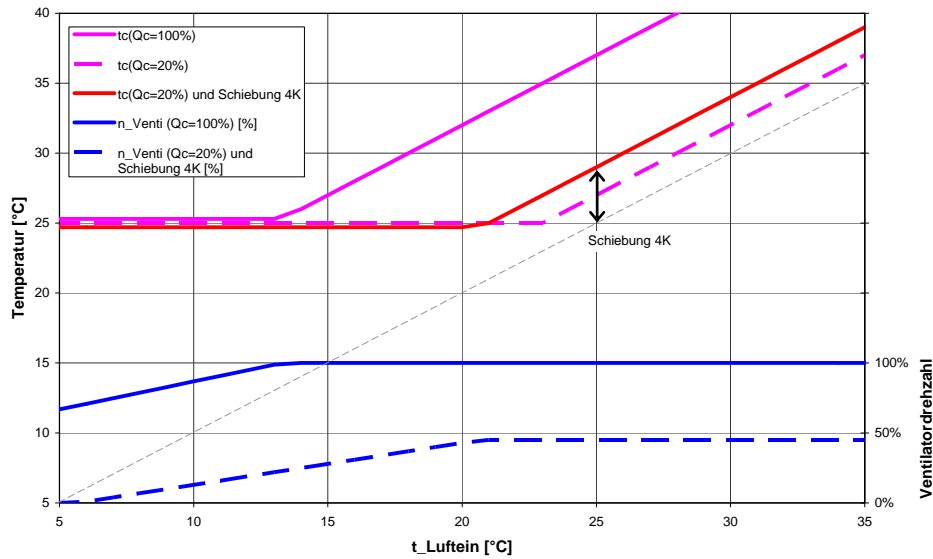
Ce cas de figure est également représenté sur le Diagramme 1. Le régulateur débute à réduire la vitesse des ventilateurs à une température d'entrée d'air de 23 °C et si celle-ci est supérieure, on est en présence d'un cas indésirable où les ventilateurs tournent à plein régime, bien que les besoins en puissance frigorifique ou climatique soient faibles. Un tel cas peut même être à l'origine d'une situation, dans laquelle les ventilateurs du condenseur consomment plus d'énergie que le compresseur, ce qui est naturellement très insatisfaisant du point de vue de l'efficacité énergétique. Pour décrire cet état des faits en d'autres termes, on peut affirmer qu'une régulation de condensation standard n'est plus capable de réguler en fonction de la charge ou ne reconnaît plus l'état de charge d'une installation frigorifique ou climatique à partir d'une certaine température extérieure.

Pour remédier à cette situation, l'entreprise Güntner propose depuis plusieurs années le mode d'exploitation optionnel « ajustement de la valeur de consigne dirigé par la température extérieure » pour ses régulateurs de la pression de condensation. Ce mode d'exploitation requiert, comme pour la régulation standard, l'entrée de la valeur de consigne, qui devrait être paramétrée au régulateur sur la température de condensation minimale admissible ainsi que la saisie d'une seconde valeur « d'ajustement » en kelvins. Le régulateur nécessite en outre la température d'entrée d'air actuelle, qui est fournie par une sonde pyrométrique. La règle servant de base à ce processus est la suivante :

La valeur de consigne devant être utilisée pour la régulation de la vitesse des ventilateurs est la valeur fixe paramétrée au régulateur, à l'exception du cas où la somme de la température d'entrée d'air et de l'ajustement est supérieure à cette valeur. Dans un tel cas, il convient d'utiliser cette somme comme nouvelle valeur de consigne.

$$tc\_cons = \max \begin{cases} t\_EA + ajustement \\ tc\_min \end{cases}$$

La valeur de consigne actuelle de condensation n'est désormais plus une valeur fixe, mais par contre une valeur variable qui, à partir d'une certaine température extérieure et avec un écart de température fixe (l'ajustement) par rapport à la température d'entrée d'air actuelle, sera ajustée progressivement vers le haut. Les conditions d'exploitation qui se règlent à ce moment là sont représentées sur le Diagramme 2.



**Diagramme 2 : ajustement de la valeur de consigne dirigé par la température extérieure avec  $t_{c\_consigne} = 25 \text{ °C}$  et un ajustement de 4 K pour une conception d'appareil avec  $dt_1 = 12 \text{ K}$**

Temperatur [°C]	Température [°C]
t_Luftein [°C]	t_entrée d'air [°C]
Ventilator Drehzahl	Vitesse de ventilateur
tc (Qc = 100%)	tc (Qc = 100 %)
tc (Qc = 20%)	tc (Qc = 20 %)
tc (Qc = 20%) und Schiebung 4K	tc (Qc = 20 %) et ajustement 4 K
n_Venti (Qc = 100%) [%]	n_venti (Qc = 100 %) [%]
n_Venti (Qc = 20%) und Schiebung 4K [%]	n_venti (Qc = 20 %) et ajustement 4 K [%]
Schiebung 4K	Ajustement 4 K

Les conditions aux limites et de conception indiquées sur le Diagramme 1 ont été conservées, c.-à-d.  $t_{c\_min} = 25 \text{ °C}$  et  $dt_1 = 12 \text{ K}$ , et l'ajustement nouvellement ajouté a été estimé à 4 K. Dans les états de fonctionnement à forte charge frigorifique / climatique, la vitesse des ventilateurs du condenseur n'est pas modifiée. En pleine charge, la température de condensation restera toujours de 12 K supérieure à la température d'entrée de l'air, le comportement étant alors le même que celui d'une régulation standard et, comme jusqu'à présent, la vitesse des ventilateurs sera réduite par régulation lorsque les températures d'entrée d'air tombent en-dessous de 13 °C. S'il arrive maintenant que la différence de température d'entrée au condenseur est considérablement réduite en raison d'une faible demande en matière de charge frigorifique ou climatique, alors la température de condensation résultante, à plein régime des ventilateurs et lors de hautes températures d'entrée d'air, sera inférieure à la somme de la température d'entrée d'air et de la valeur d'ajustement. Du fait que cette somme représente la valeur de consigne actuelle en mode de régulation « ajustement de la valeur de consigne dirigé par la température extérieure », le régulateur doit réduire la vitesse des ventilateurs pour ne pas tomber en-dessous de la nouvelle valeur de consigne, ce qui est exactement la réaction attendue. Bien que la température de condensation soit supérieure à la valeur de consigne fixe paramétrée de 25 °C, la vitesse et donc la puissance absorbée des ventilateurs du condenseur sont réduites en état de charge partielle.

Il ne faut néanmoins pas oublier que le COP de l'installation frigorifique s'est désormais dégradé par rapport à la régulation standard, en raison de la prise en compte volontaire d'une croissance de la température de condensation résultante de la réduction de vitesse des ventilateurs. L'effet positif est que la somme des puissances absorbées électriques du compresseur et des ventilateurs du condenseur, notamment la puissance absorbée globale, peut être inférieure que dans le cas d'exploitation sans « ajustement de la valeur de consigne dirigé par la température extérieure », c.-à-d. avec des ventilateurs qui tournent à plein régime.

L'importance de cet effet est liée à l'état des faits que la puissance absorbée des ventilateurs croît à la puissance au cube de la vitesse, alors que le débit volumétrique d'air n'augmente que de manière linéaire avec ladite vitesse. La consommation d'énergie globale de l'installation frigorifique est entre autres déterminée par l'ampleur de la charge partielle thermique au condenseur, le COP de l'installation frigorifique et la classe d'efficacité énergétique du condenseur ou encore de ses ventilateurs, ce qui signifie que la détermination d'une valeur pertinente d'ajustement dépend également de ces paramètres.

La valeur d'ajustement peut être calculée ou estimée à partir des données de l'installation, ou encore être déduite à partir de valeurs empiriques. De manière générale, il convient de choisir une valeur d'ajustement d'autant plus grande que le COP de l'installation frigorifique ou climatique est élevé car, plus le COP est élevé, plus la puissance du compresseur diminue en comparaison à la puissance absorbée des ventilateurs. Ceci signifie que l'influence de l'absorption d'énergie des ventilateurs du condenseur augmente de plus en plus en comparaison à l'absorption d'énergie de l'installation globale. Pour des applications de climatisation, l'ajustement devrait ainsi être toujours plus élevé que pour des applications de congélation, pour lesquelles on peut éventuellement renoncer à un ajustement, parce que la puissance absorbée globale de l'installation est toujours dominée par le compresseur.

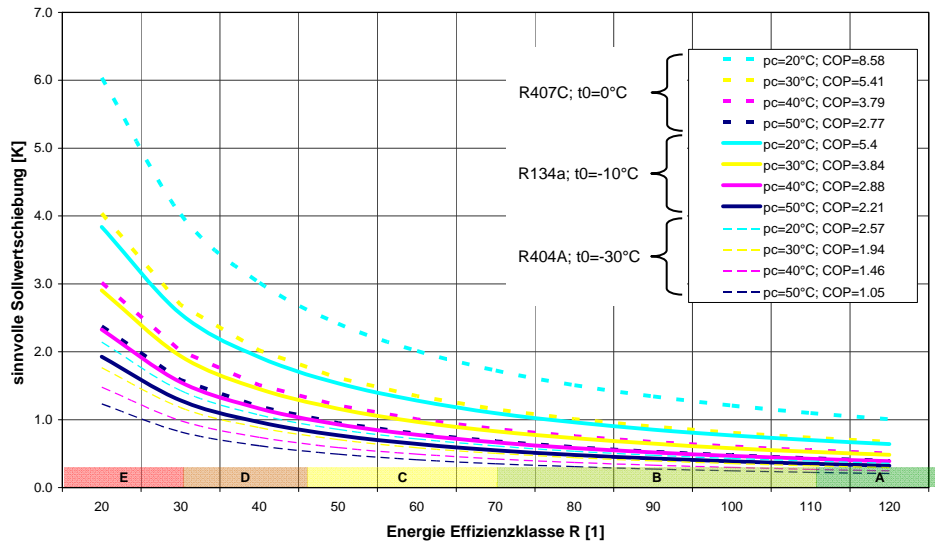
Par ailleurs, un ajustement pertinent pour des condenseurs de faible classe d'efficacité énergétique sera toujours plus élevé que celui de condenseurs à haute classe d'efficacité énergétique, ce qui devient évident quand on sait que la classe d'efficacité énergétique est définie par le rapport de la puissance nominale du condenseur  $Q_{c\_nom}$  et de la puissance absorbée électrique  $P_{el}$  des ventilateurs. Cette valeur est indiquée pour chaque appareil de fabricants de condenseurs certifiés selon Eurovent.

Éq. 1

$$R = \frac{\dot{Q}_{c\_nom}}{P_{el}}$$

Classe	Consommation d'énergie	R
A++	particulièrement faible	$240 < R$
A+	extrêmement faible	$160 < R < 240$
A	très faible	$110 < R < 160$
B	faible	$70 < R < 110$
C	moyenne	$45 < R < 70$
D	élevée	$30 < R < 45$
E	très élevée	$30 < R$

Comparé à un condenseur de classe d'efficacité énergétique A, un condenseur de classe d'efficacité énergétique E consomme trois fois plus d'énergie motrice pour atteindre la même puissance de condensation thermique. La vitesse des ventilateurs de moindre classe d'efficacité énergétique devrait ainsi naturellement être réduite plus tôt que pour des appareils de classe d'efficacité énergétique plus élevée.



**Diagramme 3 : valeurs pertinentes pour l'ajustement de la valeur de consigne dirigé par la température extérieure pour une conception d'appareil avec  $dt1 = 12\text{ K}$  et un rendement isentropique de compresseur de 0.7**

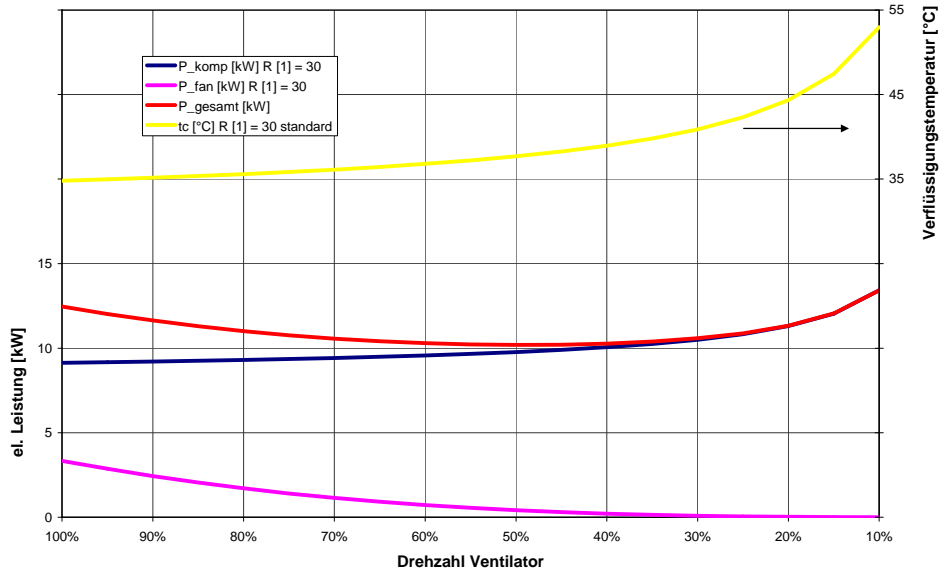
maximal sinnvolle Sollwertschiebung [K]	Ajustement max. pertinent de la valeur de consigne [K]
Energie Effizienzklasse R [1]	Classe d'efficience énergétique R [1]
R407C; t0=0°C	R407C ; t0 = 0 °C
R134a; t0=-10°C	R134a ; t0 = -10 °C
R404A; t0=30°C	R404A ; t0 = 30 °C
pc=20°C; COP=8.58	pc = 20 °C ; COP = 8.58
pc=30°C; COP=5.41	pc = 30 °C ; COP = 5.41
pc=40°C; COP=3.79	pc = 40 °C ; COP = 3.79
pc=50°C; COP=2.77	pc = 50 °C ; COP = 2.77
pc=20°C; COP=5.4	pc = 20 °C ; COP = 5.4
pc=30°C; COP=3.84	pc = 30 °C ; COP = 3.84
pc=40°C; COP=2.88	pc = 40 °C ; COP = 2.88
pc=50°C; COP=2.21	pc = 50 °C ; COP = 2.21
pc=20°C; COP=2.57	pc = 20 °C ; COP = 2.57
pc=30°C; COP=1.94	pc = 30 °C ; COP = 1.94
pc=40°C; COP=1.46	pc = 40 °C ; COP = 1.46
pc=50°C; COP=1.05	pc = 50 °C ; COP = 1.05

Le diagramme ci-dessus regroupe quelques valeurs pertinentes d'ajustement de la valeur de consigne pour certaines conditions aux limites thermiques et une conception de condenseur pour 12 K.

Le processus « d'ajustement de la valeur de consigne dirigé par la température extérieure » représente une possibilité simple pour la réduction de la consommation d'énergie globale d'une installation frigorifique ou climatique fonctionnant en charge partielle. Ceci est néanmoins qu'une première étape sur la voie d'une optimisation réelle.

## Energy Balance Function

Un facteur extrêmement important serait la connaissance du point de fonctionnement qui représente la consommation d'énergie minimale d'une installation frigorifique ou climatique aux conditions aux limites momentanées. En d'autres termes, la puissance motrice du compresseur et celle du ou des ventilateurs du condenseur seraient non seulement réduites, mais leur somme serait minimisée de telle manière que ce point représenterait le point de fonctionnement optimal du point de vue énergétique. La probabilité d'existence d'un tel point de fonctionnement minimal devient évidente si l'on observe le diagramme suivant.



**Diagramme 4 : température de condensation et puissances absorbées du compresseur et du ventilateur de condenseur pour une charge frigorifique de 40 %.**  
**Conditions aux limites : R134a ;  $t_0 = -10\text{ °C}$  ;  $t_{EA} = 27\text{ °C}$  ;  $t_{c\_min} = 30\text{ °C}$**

el. Leistung [kW]	Puissance él. [kW]
Drehzahl Ventilator	Vitesse de ventilateur
Verflüssigungstemp [C°]	Temp. de condensation [°C]

L'exemple ci-dessus est basé sur une installation fonctionnant en charge partielle de 40 %. Les puissances absorbées du ventilateur et du compresseur en fonction de la variation de la vitesse du ventilateur sont représentées individuellement. La puissance absorbée du ventilateur est déterminée comme valeur absolue à partir de la classe d'efficacité énergétique du condenseur ainsi que par la puissance au cube de sa vitesse momentanée. La puissance absorbée du compresseur est influencée comme valeur absolue par le débit massique du frigorigène et donc par la charge partielle, ainsi que par le COP variable actuel de l'installation. En admettant que la température d'évaporation reste constante, le COP dépend essentiellement de la hauteur de la température de condensation, qui est également représentée sur le diagramme. Le frigorigène et le compresseur utilisés avec sa courbe caractéristique de rendement sont ici considérés comme des constantes.

Si l'on réduit la vitesse du ventilateur, la température de condensation va croître simultanément afin de produire la charge frigorifique/climatique fixe ce qui, en engendrant une réduction du COP, se reflète par une plus haute puissance absorbée du compresseur. La somme des deux puissances absorbées présente une valeur minimale reconnaissable à environ 50 % de la vitesse du ventilateur, ce qui démontre qu'on a trouvé le point de fonctionnement énergétique optimal dans cet exemple. Les données qui doivent être connues et considérées comme des conditions sont le frigorigène, le compresseur, l'efficacité énergétique du condenseur, l'ampleur de la charge partielle, la température d'évaporation, la température d'entrée d'air et la température de condensation minimale, qui joue néanmoins aucun rôle important dans ce cas.



Les lignes suivantes présentent la possibilité d'un modèle mathématique valable de manière générale pour décrire cette tâche ainsi que les affirmations qu'on peut en déduire.

L'objectif est de créer une équation fondamentale qui décrit tous les états de fonctionnement possibles d'un condenseur d'une installation frigorifique ou climatique en fonction des valeurs influentes importantes.

$$\text{Éq. 2} \quad f(Q_c, Q_{c_d}, t_c, t_{EA}, dt1_d, n, n_d, \dots) = 0$$

Cette équation comporte certains paramètres qui sont invariables parce qu'ils ont déjà été définis lors de la conception comme, par exemple, la puissance nominale du condenseur  $Q_{c_d}$ , la différence de température d'entrée nominale  $dt1_d$  ou la vitesse nominale des ventilateurs  $n_d$ . Bien que la température d'entrée de l'air actuelle  $t_{EA}$  et la puissance actuelle du condenseur  $Q_c$  soient des variables, celles-ci ne varient pas lors de la recherche du minimum énergétique, car elles peuvent être considérées comme des conditions aux limites fixes pour un certain moment. Les grandeurs invariables sont soulignées dans l'équation Éq. 3.

$$\text{Éq. 3} \quad f(\underline{Q_c}, \underline{Q_{c_d}}, t_c, \underline{t_{EA}}, \underline{dt1_d}, n, \underline{n_d}, \dots) = 0$$

Les grandeurs qui restent variables sont la vitesse de ventilateur  $n$  et la température de condensation  $t_c$ . La connaissance de l'une des deux valeurs génère le résultat de l'autre, ce qui pourrait être présenté comme résolution de l'équation fondamentale selon une de ces deux variables dans les équations Éq. 4 ou Éq. 5.

$$\text{Éq. 4} \quad n = f_n(Q_c, t_c, \dots)$$

$$\text{Éq. 5} \quad t_c = f_{t_c}(Q_c, n, \dots)$$

La résolution analytique correcte est néanmoins pas possible en raison de la complexité et de l'ampleur de l'équation fondamentale, mais malgré cela, on peut trouver une multitude de paires de nombres formées par  $t_c$  et  $n$ , qui répondent à l'équation fondamentale. Toutes ces combinaisons de  $t_c$  et  $n$  représentent des possibilités de conditions d'exploitation réalisables du condenseur.

$$\begin{aligned} & f(\underline{Q_c}, \underline{Q_{c_d}}, t_c \langle 1 \rangle, \underline{t_{EA}}, \underline{dt1_d}, n \langle 1 \rangle, \underline{n_d}, \dots) = 0 \\ & f(\underline{Q_c}, \underline{Q_{c_d}}, t_c \langle 2 \rangle, \underline{t_{EA}}, \underline{dt1_d}, n \langle 2 \rangle, \underline{n_d}, \dots) = 0 \\ \text{Éq. 6} \quad & f(\underline{Q_c}, \underline{Q_{c_d}}, t_c \langle 3 \rangle, \underline{t_{EA}}, \underline{dt1_d}, n \langle 3 \rangle, \underline{n_d}, \dots) = 0 \\ & \vdots \end{aligned}$$

Les puissances absorbées du compresseur et des ventilateurs du condenseur ainsi que leur somme peuvent être déterminées pour chacune de ces possibilités de conditions d'exploitation.

$$\text{Éq. 7} \quad P_g = P_{\text{él\_comp}} + P_{\text{él\_venti}}$$

$$\text{Éq. 8} \quad P_g = P_{\text{él\_comp}}(Q_c, COP(KM, t_c, t_0, \eta(t_c, t_0)), \dots) + P_{\text{él\_venti}}(R, n, \dots)$$



Comme décrit précédemment, les facteurs qui influencent principalement la puissance absorbée du compresseur sont la puissance actuelle du condenseur  $Q_c$  et le coefficient de performance de l'installation COP en dépendance, entres autres, du frigorigène et du rendement du compresseur. La puissance absorbée des ventilateurs est principalement influencée par l'efficacité énergétique du condenseur et par la vitesse de rotation. Il suffit maintenant de rechercher la paire de nombres  $t_c$  et  $n$ , qui génère la puissance absorbée globale  $P_g$  la plus faible.

$$P_g \langle 1 \rangle = P_{\text{él\_comp}}(t_c \langle 1 \rangle, \dots) + P_{\text{él\_venti}}(n \langle 1 \rangle, \dots)$$

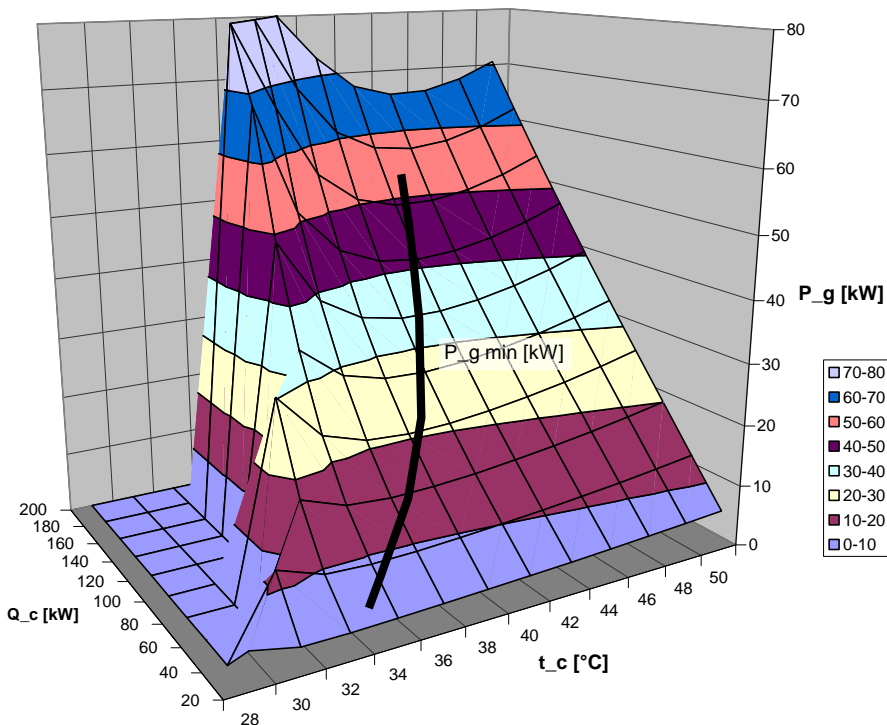
$$P_g \langle 2 \rangle = P_{\text{él\_comp}}(t_c \langle 2 \rangle, \dots) + P_{\text{él\_venti}}(n \langle 2 \rangle, \dots)$$

Éq. 9

$$P_g \langle 3 \rangle = P_{\text{él\_comp}}(t_c \langle 3 \rangle, \dots) + P_{\text{él\_venti}}(n \langle 3 \rangle, \dots)$$

$$\vdots$$

Du point de vue mathématique, il existe pour chaque état de charge partielle une surface bombée dans l'espace, pour laquelle il convient de rechercher le minimum. Si l'on continue sur cette voie et que l'on ajoute la charge partielle comme paramètre, on peut tendre une surface sur la charge partielle et la température de condensation, dont la hauteur représente à nouveau la puissance absorbée globale. En raison de l'équation Éq. 4, on pourrait également prendre la vitesse du ventilateur du condenseur au lieu de la température de condensation comme second axe de coordonnées, car les deux grandeurs sont implicitement dépendantes entre elles, même si elles ne peuvent pas être résolues de manière analytique.



**Diagramme 5 : puissance absorbée globale d'une installation frigorifique en fonction de la température de condensation et de la puissance de condensation momentanée**

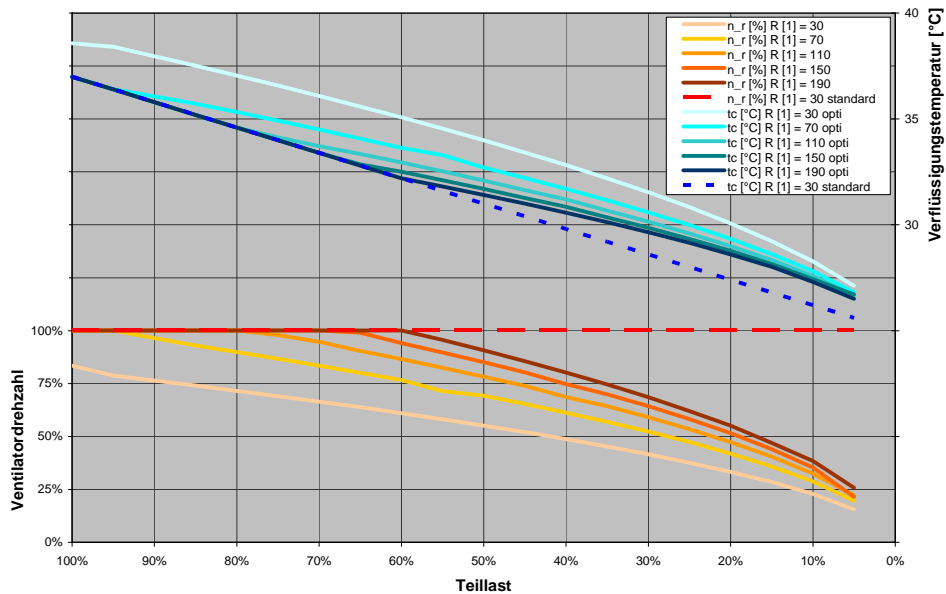
$P_g \text{ min [kW]}$	$P_g \text{ min [kW]}$
$Q_c \text{ [kW]}$	$Q_c \text{ [kW]}$
$P_g \text{ [kW]}$	$P_g \text{ [kW]}$
$t_c \text{ [°C]}$	$t_c \text{ [°C]}$

Tous les points respectifs les plus bas de cette surface, ce qu'on pourrait également nommer par « le lit de la rivière de cette montage », permettent de trouver la température de condensation optimale ou encore la vitesse de ventilateur optimale du point de vue énergétique pour chaque état de charge partielle.

### Résultats concrets de l'EBF

Basés sur ces relations générales, des systèmes d'équation concrets, comportant les constantes physiques réelles des frigorigènes, les diagrammes caractéristiques de types de compresseurs sélectionnés et les caractéristiques thermiques d'exploitation, ont été établis pour des condenseurs de Güntner. Nous avons heureusement remarqué par la suite, que ces systèmes d'équation ont un comportement très « généreux ». Les critères de convergence ont pu être remplis dans quelques étapes d'itération.

Certains résultats de ces optimisations vous sont présentés dans ce qui suit.



**Diagramme 6: régulation de condensation optimisée en comparaison à la régulation standard, R134a ;  $t_0 = -10 \text{ °C}$  ;  $t_{EA} = 25 \text{ °C}$  ;  $t_{c\_min} = 25 \text{ °C}$**

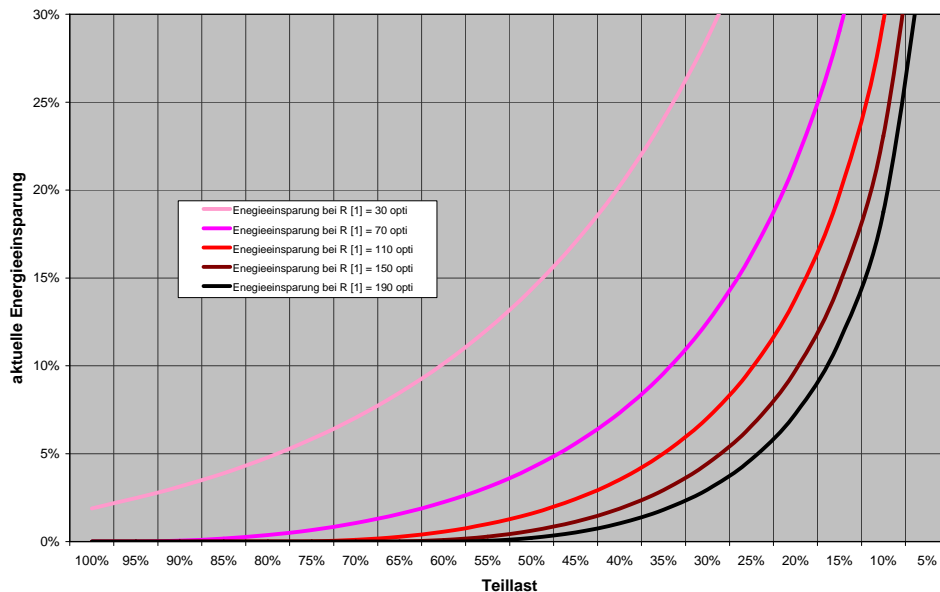
Ventilator-drehzahl	Vitesse de ventilateur
Teillast	Charge partielle
Verflüssigungstemperatur [°C]	Température de condensation [°C]
n_r [%] R [1] = 30	n_r [%] R [1] = 30
n_r [%] R [1] = 70	n_r [%] R [1] = 70
n_r [%] R [1] = 110	n_r [%] R [1] = 110
n_r [%] R [1] = 150	n_r [%] R [1] = 150
n_r [%] R [1] = 190	n_r [%] R [1] = 190
n_r [%] R [1] = 30 standard	n_r [%] R [1] = 30 standard
tc [°C] R [1] = 30 opti	tc [°C] R [1] = 30 opti
tc [°C] R [1] = 70 opti	tc [°C] R [1] = 70 opti
tc [°C] R [1] = 110 opti	tc [°C] R [1] = 110 opti
tc [°C] R [1] = 150 opti	tc [°C] R [1] = 150 opti
tc [°C] R [1] = 190 opti	tc [°C] R [1] = 190 opti
tc [°C] R [1] = 30 standard	tc [°C] R [1] = 30 standard

Le Diagramme 6 présente les vitesses relatives du ventilateur du condenseur ainsi que les températures de condensation qui se règlent en fonction de la charge partielle, pour diverses classes d'efficacité énergétique. L'installation frigorifique sélectionnée comporte un compresseur à piston, du frigorigène R134a et une température d'évaporation de  $-10\text{ °C}$ , une température d'entrée d'air de  $25\text{ °C}$  et une température de condensation minimale de  $25\text{ °C}$ . Le condenseur est conçu pour une différence de température d'entrée de  $12\text{ K}$ . Les courbes en pointillés représentent le comportement de l'installation avec une régulation standard. Lors de la régulation standard, le système essaie d'atteindre et de maintenir la température de condensation minimale sans conditions auxiliaires (le cas spécial « ajustement de la valeur de consigne dirigé par la température extérieure » n'est pas pris en compte ici).

Excepté pour le condenseur avec la plus mauvaise efficacité énergétique de 30, les états d'exploitation de la régulation standard et de l'EBF ne diffèrent point lorsque l'installation frigorifique fonctionne à pleine charge. Pour ce ventilateur, il est intéressant de voir que, même en cas de pleine charge, l'optimum énergétique requiert déjà une réduction de la vitesse sur 80 %, bien que cela ait pour effet d'augmenter la température de condensation à plus de  $38,5\text{ °C}$ . Si ce ventilateur fonctionnerait à plein régime, la température de condensation serait à  $37\text{ °C}$  et la puissance absorbée globale de l'installation serait quand-même supérieure que celle avec une vitesse de 80 %.

Plus la charge de refroidissement à produire par l'installation faiblit, plus la vitesse des ventilateurs à plus haute efficacité énergétique doit désormais également être réduite. Du point de vue énergétique, il est judicieux de réduire la vitesse d'un ventilateur à partir d'une charge partielle inférieure à 50 %, même si le ventilateur est très économique en consommation comme, par exemple, s'il a une efficacité énergétique de 190. Une régulation standard ferait toujours fonctionner le ventilateur à plein régime en toute indépendance de l'efficacité énergétique et ce, même en cas de charges frigorifiques minimales, car la valeur de consigne de  $25\text{ °C}$  ne peut jamais être atteinte avec des températures d'entrée d'air de  $25\text{ °C}$ .

Du fait qu'il était question jusqu'à présent d'états d'exploitation optimisés du point de vue énergétique, mais que les valeurs absolues de la consommation d'énergie n'ont pas encore été quantifiées, les économies d'énergie réelles en fonction de la charge partielle actuelle et pour diverses classes d'efficacité énergétique sont représentées sur le Diagramme 7.

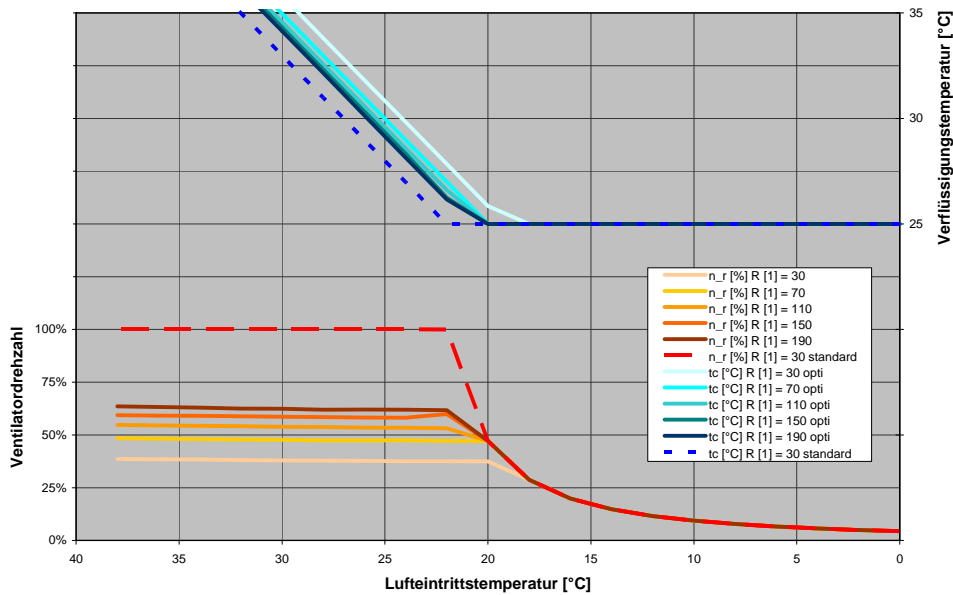


**Diagramme 7 : économie d'énergie avec une régulation de condensation optimisée en comparaison à la régulation standard, R134a ;  $t_0 = -10\text{ °C}$  ;  $t_{EA} = 25\text{ °C}$  ;  $t_{c\_min} = 25\text{ °C}$**

aktuelle Energieeinsparung	Économie d'énergie actuelle
Teillast	Charge partielle
Energieeinsparung bei R [1] = 30 opti	Économie d'énergie pour R [1] = 30 opti
Energieeinsparung bei R [1] = 70 opti	Économie d'énergie pour R [1] = 70 opti
Energieeinsparung bei R [1] = 110 opti	Économie d'énergie pour R [1] = 110 opti
Energieeinsparung bei R [1] = 150 opti	Économie d'énergie pour R [1] = 150 opti
Energieeinsparung bei R [1] = 190 opti	Économie d'énergie pour R [1] = 190 opti

Le cas étonnant qu'un condenseur ayant une efficacité énergétique de 30 doit déjà être régulé à la baisse en cas de pleine charge peut désormais être relativisé dans la mesure où cela ne permettrait qu'une faible économie d'énergie en comparaison à la régulation standard. Il s'agit donc ici d'un minimum énergétique plat. Mais lorsque l'on pénètre de plus en plus dans le domaine de la charge partielle, les potentiels d'économies d'énergie deviennent de plus en plus évidents. Comme exemple visible sur le graphique, on remarque que même pour un condenseur ayant une efficacité énergétique de 110, on peut réaliser une économie d'énergie globale de plus de 12 % avec une charge partielle de 20 % en comparaison à une régulation standard classique. Il faut également observer que la puissance absorbée globale de ce cas de charge partielle n'est plus que de 15 % en comparaison au cas de pleine charge.

Pour mieux comprendre la régulation de l'EBF, il est utile de représenter la relation de la température de condensation et de la vitesse du ventilateur en dépendance de la température d'entrée d'air. Un tel cas de figure est représenté sur le Diagramme 8 pour une charge partielle de 25 %. Dans le cas de figure où les températures d'entrée d'air sont basses, les deux types de régulation ne montrent pas de différences, car la vitesse du ventilateur doit être réduite de la même manière afin de maintenir la température de condensation minimale de 25 °C. À partir d'une température ambiante d'env. 20 °C, la vitesse du ventilateur ne croît que très lentement, ce qui entraîne une croissance plus rapide de la température de condensation en comparaison à une régulation standard. Bien que les températures de condensation soient un peu supérieures, elles ne génèrent néanmoins pas de croissances de consommation d'énergie aussi élevées que celles qui seraient causées par la croissance de la vitesse du ventilateur. Ce cas de figure montre également que les vitesses relatives de condenseurs faisant preuve d'une plus haute efficacité énergétique peuvent être plus élevées parce que l'amélioration du COP joue un rôle plus important.

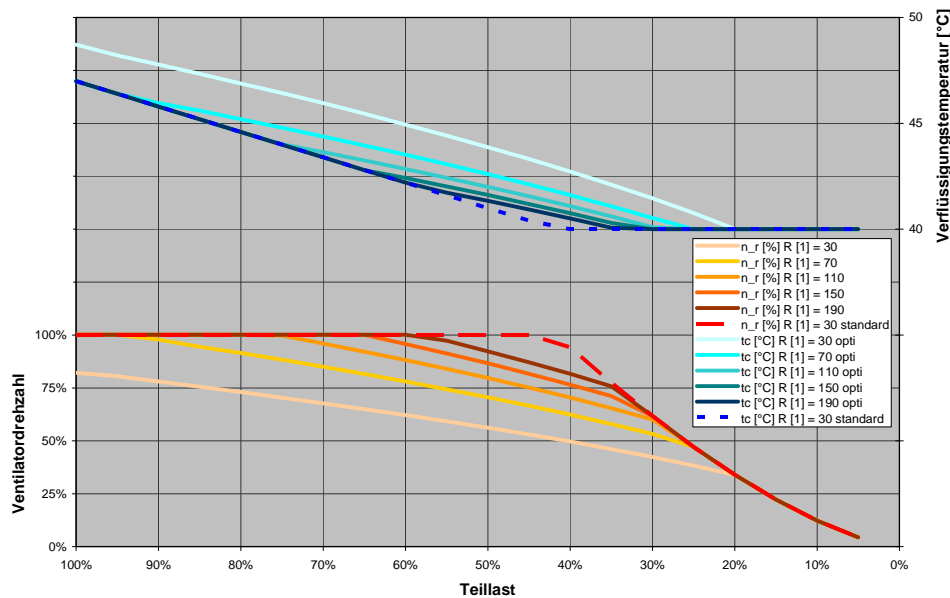


**Diagramme 8 : régulation de condensation optimisée en comparaison à la régulation standard, R134a ;  $t_0 = -10 \text{ °C}$  ; charge partielle 25 % ;  $t_{c\_min} = 25 \text{ °C}$**

Ventilatorrehzahl	Vitesse de ventilateur
Lufteintrittstemperatur [°C]	Température d'entrée d'air [°C]
Verflüssigungstemp [°C]	Temp. de condensation [°C]
$n_r$ [%] R [1] = 30	$n_r$ [%] R [1] = 30
$n_r$ [%] R [1] = 70	$n_r$ [%] R [1] = 70
$n_r$ [%] R [1] = 110	$n_r$ [%] R [1] = 110
$n_r$ [%] R [1] = 150	$n_r$ [%] R [1] = 150
$n_r$ [%] R [1] = 190	$n_r$ [%] R [1] = 190
$n_r$ [%] R [1] = 30 standard	$n_r$ [%] R [1] = 30 standard

tc [°C] R [1] = 30 opti	tc [°C] R [1] = 30 opti
tc [°C] R [1] = 70 opti	tc [°C] R [1] = 70 opti
tc [°C] R [1] = 110 opti	tc [°C] R [1] = 110 opti
tc [°C] R [1] = 150 opti	tc [°C] R [1] = 150 opti
tc [°C] R [1] = 190 opti	tc [°C] R [1] = 190 opti
tc [°C] R [1] = 30 standard	tc [°C] R [1] = 30 standard

Le Diagramme 9 est basé sur l'hypothèse d'une journée estivale pendant laquelle la température d'entrée de l'air est de 35 °C et sur une température de condensation minimale qui a été portée de 25 °C à 40 °C. Du fait que la conception exacte des détendeurs est encore souvent négligée, la réalité montre qu'une telle valeur de consigne, qui engendre une température de condensation énergétiquement défavorable, n'est pas un cas rare. Mais, même sous de telles conditions aux limites, l'EBF trouve des potentiels d'économie.

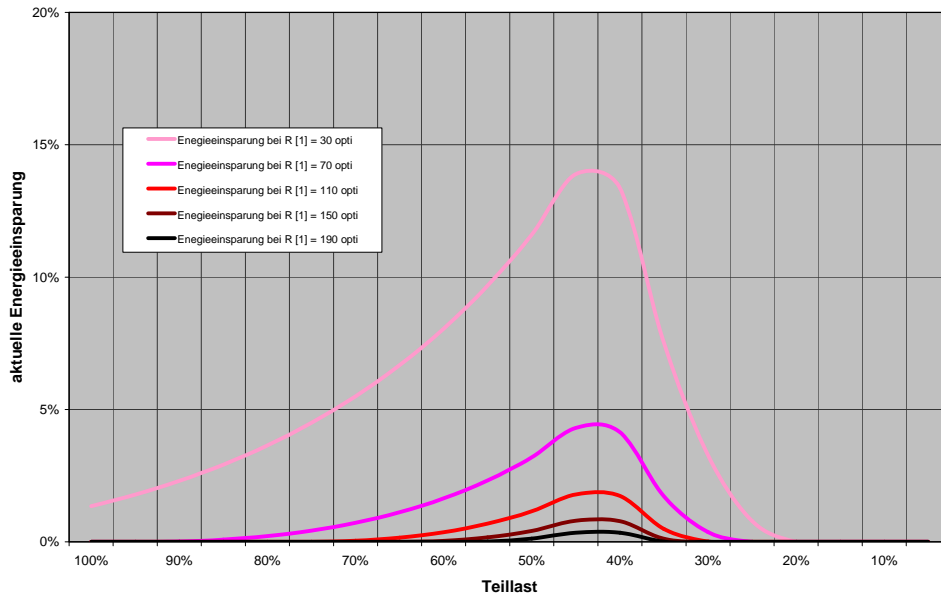


**Diagramme 9 : régulation de condensation optimisée en comparaison à la régulation standard, R134a ; t<sub>0</sub> = -10 °C ; t<sub>EA</sub> = 35 °C ; t<sub>c\_min</sub> = 40 °C**

Dans ce cas de figure, la régulation standard réduit la vitesse du ventilateur à partir d'une charge partielle de 40 %, afin de ne pas tomber sous la température de condensation de 40 °C. Étant également lié à cette valeur de consigne, l'EBF réduit la vitesse du ventilateur en fonction de son efficacité énergétique lorsque la température de condensation de 40 °C est atteinte. Comme le montre le Diagramme 10, aucune différence n'existe entre le EBF et la régulation standard dans le cas de charges partielles faibles, la consommation énergétique étant alors pratiquement identique. Par contre, si l'on observe la plage de charges partielles entre 50 % et 40 %, la réduction de la puissance absorbée globale est, selon l'efficacité énergétique du condenseur, relativement significative.

Ventilatorordrehzahl	Vitesse de ventilateur
Teillast	Charge partielle
Verflüssigungstemperatur [°C]	Température de condensation [°C]
n_r [%] R [1] = 30	n_r [%] R [1] = 30
n_r [%] R [1] = 70	n_r [%] R [1] = 70
n_r [%] R [1] = 110	n_r [%] R [1] = 110
n_r [%] R [1] = 150	n_r [%] R [1] = 150
n_r [%] R [1] = 190	n_r [%] R [1] = 190
n_r [%] R [1] = 30 standard	n_r [%] R [1] = 30 standard
tc [°C] R [1] = 30 opti	tc [°C] R [1] = 30 opti

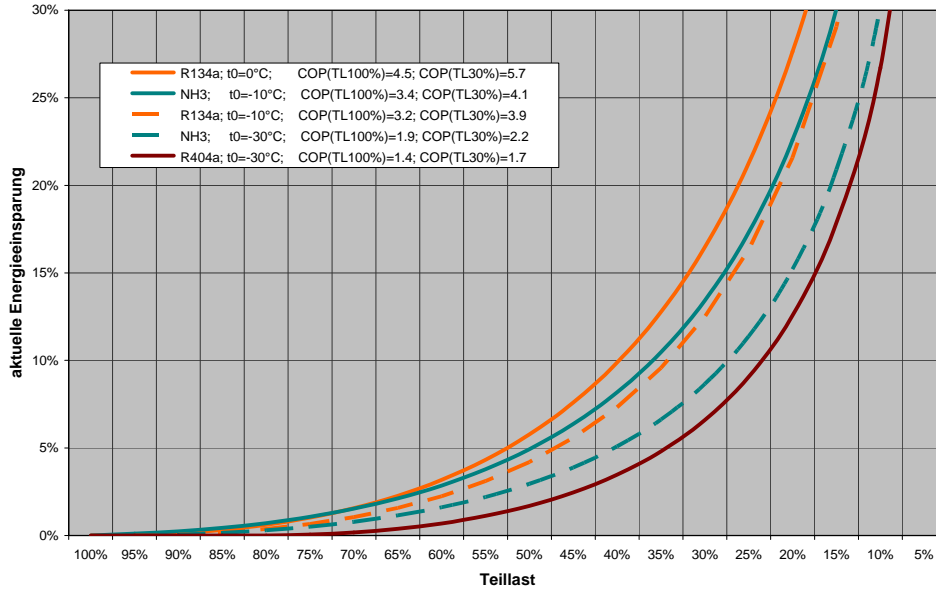
tc [°C] R [1] = 70 opti	tc [°C] R [1] = 70 opti
tc [°C] R [1] = 110 opti	tc [°C] R [1] = 110 opti
tc [°C] R [1] = 150 opti	tc [°C] R [1] = 150 opti
tc [°C] R [1] = 190 opti	tc [°C] R [1] = 190 opti
tc [°C] R [1] = 30 standard	tc [°C] R [1] = 30 standard



**Diagramme 10 : économie d'énergie avec une régulation de condenseur optimisée en comparaison à la régulation standard, R134a ;  $t_0 = -10\text{ °C}$  ;  $t_{EA} = 35\text{ °C}$  ;  $t_{c\_min} = 40\text{ °C}$**

Comme énoncé précédemment, le COP d'une installation frigorifique ou climatique est une des grandeurs significatives qui influence le potentiel d'économie d'énergie par une exploitation optimisée des ventilateurs du condenseur, ce qui devient évident si l'on compare la régression constante de la puissance motrice du compresseur lors d'un COP croissant avec la puissance motrice fixe du ventilateur du condenseur. La sélection du frigorigène, la température d'évaporation paramétrée et le rendement du compresseur déterminent ainsi également le potentiel d'économie énergétique de l'EBF. En relation à ce thème, le Diagramme 11 présente l'utilisation de divers frigorigènes avec différentes températures d'évaporation en dépendance de la charge partielle.

aktuelle Energieeinsparung	Économie d'énergie actuelle
Teillast	Charge partielle
Energieeinsparung bei R [1] = 30 opti	Économie d'énergie pour R [1] = 30 opti
Energieeinsparung bei R [1] = 70 opti	Économie d'énergie pour R [1] = 70 opti
Energieeinsparung bei R [1] = 110 opti	Économie d'énergie pour R [1] = 110 opti
Energieeinsparung bei R [1] = 150 opti	Économie d'énergie pour R [1] = 150 opti
Energieeinsparung bei R [1] = 190 opti	Économie d'énergie pour R [1] = 190 opti

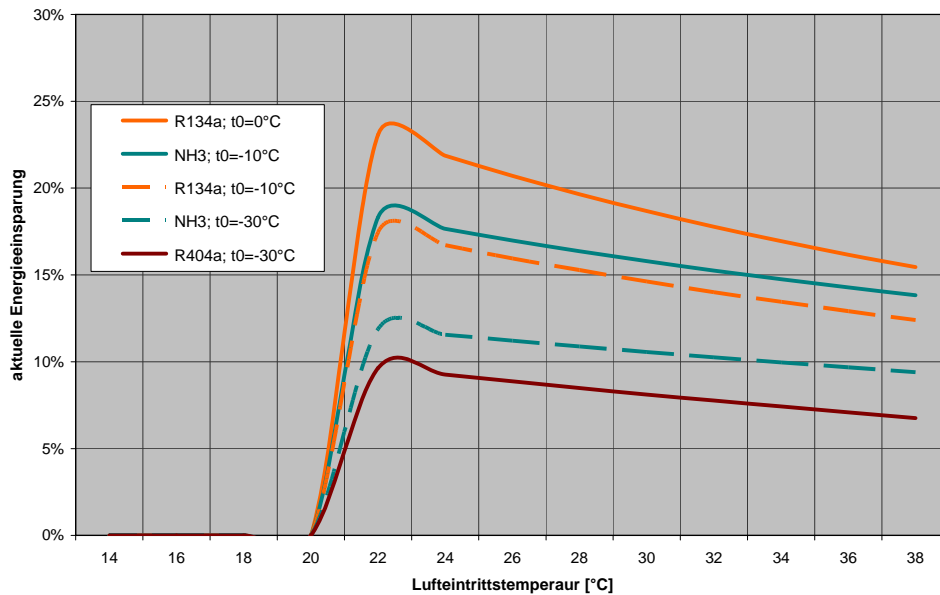


**Diagramme 11 : économie d'énergie avec une régulation de condensateur optimisée en comparaison à la régulation standard pour divers frigorigènes et températures d'évaporation ; efficacité énergétique = 70 ; t<sub>EA</sub> = 25 °C ; t<sub>c\_min</sub> = 25 °C**

aktuelle Energieeinsparung	Économie d'énergie actuelle
Teillast	Charge partielle
R134a; t0=0°C; COP(TL100%)=4.5; COP (TL30%)=5.7	R134a ; t0 = 0 °C ; COP (CP 100 %) = 4.5 ; COP (CP 30 %) = 5.7
NH3; t0=-10°C; COP(TL100%)=3.4; COP (TL30%)=4.1	NH3 ; t0 = -10 °C ; COP (CP 100 %) = 3.4 ; COP (CP 30 %) = 4.1
R134a; t0=-10°C; COP(TL100%)=3.2; COP (TL30%)=3.9	R134a ; t0 = -10 °C ; COP (CP 100 %) = 3.2 ; COP (CP 30 %) = 3.9
NH3; t0=-30°C; COP(TL100%)=1.9; COP (TL30%)=2.2	NH3 ; t0 = -30 °C ; COP (CP 100 %) = 1.9 ; COP (CP 30 %) = 2.2
R404a; t0=-30°C; COP(TL100%)=1.4; COP (TL30%)=1.7	R404a ; t0 = -30 °C ; COP (CP 100 %) = 1.4 ; COP (CP 30 %) = 1.7

Comme on pouvait le supposer, l'économie la plus élevée de celles qui sont représentées est réalisée sur l'application climatique avec du frigorigène R134a et une température d'évaporation de 0 °C. Pour une application frigorifique normale avec une température d'évaporation de -10 °C, l'économie pouvant être réalisée est pratiquement identique pour l'ammoniaque et R134a. Comme prévu, le résultat le plus mauvais est celui de l'application de congélation avec R404a, le COP étant ici le plus faible en comparaison aux quatre autres applications.





**Diagramme 12 : économie d'énergie avec une régulation de condenseur optimisée en comparaison à la régulation standard pour divers frigorigènes et températures d'évaporation ; efficacité énergétique = 70 ; charge partielle = 25 °C ; tc\_min = 25 °C**

aktuelle Energieeinsparung	Économie d'énergie actuelle
Lufteintrittstemperatur [°C]	Température d'entrée d'air [°C]
R134a; t0=0°C	R134a ; t0 = 0 °C
NH3; t0=-10°C	NH3 ; t0 = -10 °C
R134a; t0=-10°C	R134a ; t0 = -10 °C
NH3; t0=-30°C	NH3 ; t0 = -30 °C
R404a; t0=-30°C	R404A ; t0 = -30 °C

Ce comportement est également visible si l'on observe l'ensemble en fonction des températures d'entrée d'air. On peut par ailleurs observer que les économies d'énergie régressent dans tous les cas avec l'augmentation des températures d'entrée d'air. Cet état des faits provient de la régression des COP de tous les circuits frigorifiques à cause de la croissance des températures de condensation, ce qui fait qu'une économie d'énergie significative par la réduction de la vitesse du ventilateur n'est presque plus possible.

L'économie d'énergie de l'EBF repose sur une réduction de la vitesse du ventilateur du condenseur avec une croissance faible simultanée de la puissance du compresseur. Outre l'économie d'énergie, la réduction de bruit du condenseur, qui est directement liée à la réduction de la vitesse, est un aspect complémentaire très positif. Pendant les belles soirées estivales, chaque voisin appréciera la réduction des émissions sonores et l'exploitant de l'installation sera content d'économiser des coûts d'exploitation.

## Résumé

Cet article nous a permis de démontrer qu'une régulation optimisée énergétiquement de la vitesse des ventilateurs de condenseurs peut permettre de réaliser une économie d'énergie significative dans la somme des puissances motrices du compresseur et du condenseur, en comparaison aux régulations standards, qui sont exclusivement des régulateurs P ou PI. La régulation standard engendre en particulier des états d'exploitation à haute efficacité énergétique en charge partielle, lorsque les températures d'entrée d'air sont élevées et que les températures de condensation minimales sont faibles. L'économie d'énergie peut être réalisée par le fait que la puissance absorbée d'un ventilateur augmente à la puissance au cube de sa vitesse, pendant que son débit volumétrique d'air ne croît que de façon linéaire. Pour la

régulation optimisée énergétiquement, il est désormais nécessaire de connaître également, outre la température de condensation toujours utilisée jusqu'à présent, la température d'entrée de l'air au condenseur, afin d'adapter la puissance du condenseur à la puissance de l'installation frigorifique ou climatique qui, comme nous le savons, dépend du frigorigène, du niveau de pression et des rendements des compresseurs.