

Fachveröffentlichung

Energetische Systembetrachtungen zur Regelung von Verflüssigern in Teillast



Peter Roth

*Leiter Grundlagenforschung
Abteilung F&E*

Themenschwerpunkte:

- Einfluss der Verflüssigungstemperatur auf den COP
- Regelung der Verflüssigungstemperatur über die Außentemperaturgesteuerte Sollwertschiebung (erweiterter Standard) im Unterschied zur Regelung nach einem festen Grenzwert der Verflüssigungstemperatur
- Neuartige Regelstrategie Energy Balance Function: Minimierung der gemeinsamen Leistungsaufnahme des Verdichters und der Verflüssigerventilatoren
- Resultierende mögliche Energieeinsparung durch die Reduzierung der Drehzahl der Verflüssigerventilatoren bei gleichzeitig geringerer Zunahme der Verdichterleistung

Stichpunkte:

Verflüssiger, Energieverbrauch, Regelung, Optimierung

Einleitung

Es ist allgemein bekannt, dass die Wahl der Verflüssigungstemperatur in Kältekreisläufen einen starken Einfluss auf den COP des Kreislaufes hat. Je niedriger die Verflüssigungstemperatur, desto höher ist der Wirkungsgrad der Anlage und desto weniger Energie muss zur Bereitstellung einer gegebenen Kälte-/Klimaleistung aufgebracht werden. Dabei betrachtet man gewöhnlich nur die Leistungsaufnahme des Verdichters, oft unter Berücksichtigung seines Wirkungsgrades als einzig aufzuwendende Leistung. Berücksichtigt man bei der Gesamtleistungsaufnahme der Kälte-/Klimaanlage auch die elektrische Leistung der Verflüssigerventilatoren, bleiben die oben erwähnten Zusammenhänge bei Auslegungsbedingungen, d. h. im Vollastfall, erst einmal richtig. Sobald jedoch Teillastzustände der Kälteanlage und veränderte Betriebsbedingungen vorliegen, wie zum Beispiel hohe Umgebungstemperaturen, kann die Leistungsaufnahme der Verflüssigerventilatoren in die Größenordnung der Leistungsaufnahme des Verdichters kommen oder diese sogar übertreffen. Unter solchen Umständen könnte es energetisch sogar günstiger sein, die Drehzahl der Verflüssigerventilatoren zu senken. Dies führt zwar zu einem Anstieg der Verflüssigungstemperatur und dadurch zu einem Anstieg der Leistungsaufnahme des Verdichters, der jedoch mit der Energiereduzierung am Verflüssigerventilator ins Verhältnis gesetzt werden muss, um beurteilen zu können, ob Gesamtenergie eingespart werden kann.

In der Kälte- und Klimatechnik werden zur Regelung der Verflüssigungstemperatur bisher fast ausschließlich P- oder PI-Regler eingesetzt, die einen oder zwei feste Sollwerte aufweisen. In diesem Artikel werden eine bekannte und eine neuartige Regelstrategie vorgestellt, die eine Energieeinsparung im Vergleich zur Standardregelung erzielen.

Außentemperaturgeführte Sollwertschiebung

Beim Betrieb von Kälte- und Klimaanlage mit einem energiebewusst niedrigen Sollwert für die Verflüssigungstemperatur wurde von aufmerksamen Anlagenbetreibern immer wieder festgestellt, dass an warmen Tagen Betriebszustände zu beobachten waren, bei denen die Drehzahl der Verflüssigerventilatoren unerwartet hoch war, obwohl sich die Anlage, zum Beispiel wegen Produktionsunterbrechungen, in einem niedrigen Teillastbereich befand. Dieser Sachverhalt ist aber nur dann als ungewöhnlich aufgefallen, wenn der Lastzustand der Anlage explizit bekannt war, da eine hohe Außentemperatur grundsätzlich auch eine hohe Drehzahl der Verflüssigerventilatoren erwarten lässt. Bei Anlagen mit einem hohen und damit energieaufwändigen Verflüssigungssollwert traten diese Fälle nicht auf, da die Verflüssigerventilatoren schon früh in den Regelbetrieb gingen, um den eingestellten Sollwert für die Verflüssigungstemperatur nicht zu unterschreiten. Dieser Zusammenhang lässt sich im folgenden Diagramm einfach nachvollziehen:

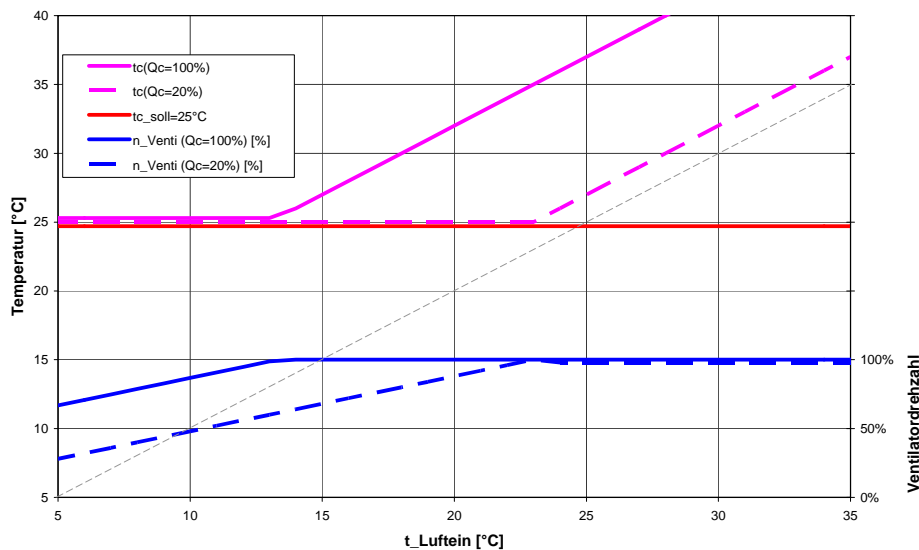


Diagramm 1: Standardverflüssigungsregelung mit $t_{c_soll} = 25\text{ °C}$ bei einer Geräteauslegung mit $dt_1 = 12\text{ K}$

In diesem Beispiel wurde angenommen, dass ein Verflüssiger mit einer Eintrittstemperaturdifferenz, d. h. mit einer Temperaturdifferenz zwischen Verflüssigungs- und Lufteintrittstemperatur, von 12 K ausgelegt wurde. Somit liegt die Verflüssigungstemperatur im Vollastfall immer 12 K über der Lufteintrittstemperatur. Dies ist vereinfacht betrachtet erst einmal unabhängig von der absoluten Lufteintrittstemperatur. Beispielsweise wird sich bei einer Lufteintrittstemperatur von 28 °C und bei voller Drehzahl der Verflüssigerventilatoren eine Verflüssigungstemperatur von 40 °C einstellen. Des Weiteren sei angenommen, dass der Verflüssigungssollwert auf 25 °C am Regler eingestellt wurde. Fällt die Lufteintrittstemperatur unter 13 °C, beginnt der Regler, auch bei Vollast der Anlage, die Drehzahl der Verflüssigerventilatoren zu reduzieren, um den Verflüssigungssollwert nicht zu unterschreiten. Eine Unterschreitung könnte zu einer Verletzung der Auslegungsbedingungen der Expansionsventile führen und Leistungsverluste an den Verdampfern verursachen.

Befindet sich die Anlage im Teillastbereich, zum Beispiel weil am Wochenende nur wenig Kälte zu Produktionszwecken benötigt wird, wird sich unter der Annahme, dass die Ventilatoren unverändert in ihrer Nenndrehzahl betrieben werden, die Eintrittstemperaturdifferenz reduzieren. Die Ursache dafür ist die physikalische Tatsache, dass die Leistung eines Wärmeaustauschers in erster Näherung, bei sonst gleichen Randbedingungen, mit der treibenden Temperaturdifferenz skaliert.

Auch dieser Fall ist in Diagramm 1 dargestellt. Der Regler beginnt bei 23 °C Lufteintrittstemperatur die Drehzahl der Ventilatoren zu reduzieren. Liegt die Lufteintrittstemperatur höher, tritt jetzt der unerwünschte Fall auf, dass die Ventilatoren mit voller Drehzahl betrieben werden, obwohl nur eine geringe Kälte- bzw. Klimaleistung benötigt wird. Das kann sogar soweit führen, dass die Verflüssigerventilatoren mehr Energie als der Kompressor verbrauchen, was aus energetischer Sicht sehr unbefriedigend ist. Dieser Sachverhalt kann auch so beschrieben werden, dass ab einer bestimmten Außentemperatur eine Standardverflüssigungsregelung nicht mehr lastabhängig regeln kann oder den Lastzustand einer Kälte-/Klimaanlage nicht mehr erkennt.

Um diese Situation zu entschärfen, gibt es schon seit vielen Jahren bei den Verflüssigungsdruckreglern der Fa. Güntner den optionalen Betriebsmodus „außentemperaturgeführte Sollwertschiebung“. Dazu muss am Regler, wie bisher auch, der Sollwert, der am sinnvollsten auf die minimal erlaubte Verflüssigungstemperatur eingestellt sein sollte, als auch ein zweiter Wert, die „Schiebung“ in Kelvin, eingegeben werden. Zusätzlich benötigt der Regler die aktuelle Lufteintrittstemperatur, die über einen Temperatursensor abgefragt wird. Die diesem Verfahren zu Grunde liegende Vorschrift lautet:

„Der zur Regelung der Ventilator Drehzahl zu verwendende Sollwert sei der am Regler eingestellte feste Wert, außer die Summe aus Lufteintrittstemperatur und Schiebung ist größer als dieser Wert. Dann verwende diese Summe als neuen Sollwert.“

$$tc_soll = \max \begin{cases} t_LE + Schiebung \\ tc_min \end{cases}$$

Der aktuelle Verflüssigungssollwert ist nun keine feste Zahl mehr, sondern wird ab einer bestimmten Außentemperatur gleitend, mit einem festen Temperaturabstand - der Schiebung - zur aktuellen Lufteintrittstemperatur nach oben verschoben. Die sich nun einstellenden Betriebsbedingungen sind im Diagramm 2 dargestellt.

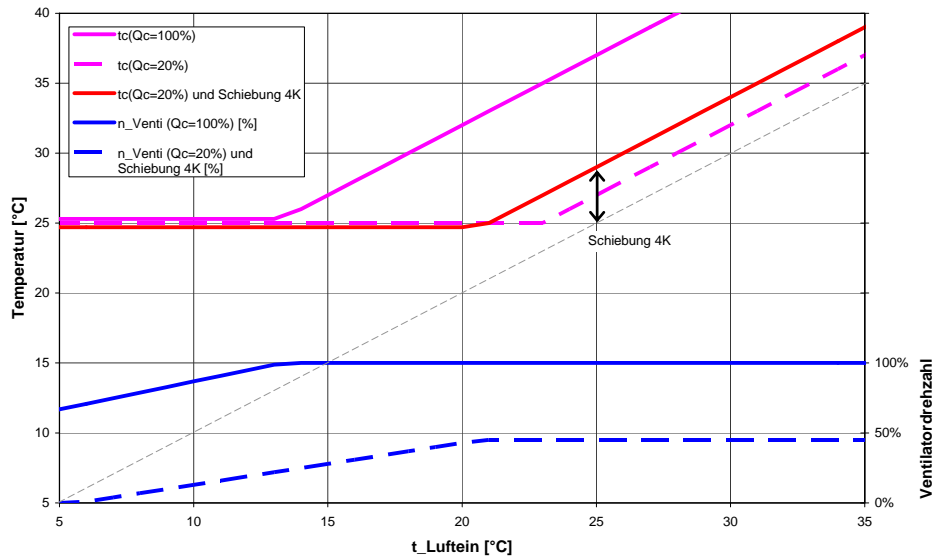


Diagramm 2: Außentemperaturgeführte Sollwertschiebung mit $t_{c_soll} = 25$ °C und einer Schiebung 4 K bei einer Geräteauslegung mit $dt_1 = 12$ K

Die Auslegungs- und Randbedingungen wurden, wie in Diagramm 1 angegeben, beibehalten, das heißt $t_{c_min} = 25$ °C und $dt_1 = 12$ K. Die neu hinzukommende Schiebung wurde mit 4 K angenommen. Bei den Betriebszuständen mit hoher Kälte-/Klimalast ändert sich an der Drehzahl der Verflüssigerventilatoren nichts. Im Vollastfall wird die Verflüssigungstemperatur weiterhin immer 12 K über der Lufteintrittstemperatur liegen und verhält sich somit genauso wie bei der Standardregelung. Wie bisher auch wird bei Lufteintrittstemperaturen unter 13 °C die Ventilatorzahl zurückgeregelt. Wenn sich nun auf Grund geringer Kälte- bzw. Klimalast die Eintrittstemperaturdifferenz am Verflüssiger deutlich reduziert, wird die sich bei voller Drehzahl der Ventilatoren ergebende Verflüssigungstemperatur bei hohen Lufteintrittstemperaturen kleiner sein als die Summe aus Lufteintrittstemperatur und Schiebung. Da diese Summe beim Regelmodus „außentemperaturgeführte Sollwertschiebung“ den aktuellen Sollwert darstellt, muss der Regler die Drehzahl der Ventilatoren reduzieren, um den neuen Sollwert nicht zu unterschreiten. Dies ist genau die Reaktion, die erreicht werden sollte. Die Drehzahl und somit die Leistungsaufnahme der Verflüssigerventilatoren wird in Teillast der Anlage reduziert, obwohl die Verflüssigungstemperatur höher als der fest eingestellte Sollwert von 25 °C liegt.

Es darf jedoch nicht unbeachtet bleiben, dass der COP der Kälteanlage sich gegenüber der Standardregelung nun verschlechtert hat, da eine Erhöhung der Verflüssigungstemperatur durch die reduzierte Ventilatorzahl bewusst in Kauf genommen wurde. Die Gesamtleistungsaufnahme der Kälteanlage, also die Summe aus den elektrischen Leistungsaufnahmen des Verdichters und der Verflüssigerventilatoren, kann aber sehr wohl niedriger liegen als im Fall ohne „außentemperaturgeführte Sollwertschiebung“, d. h. bei 100 % Ventilatorzahl.

Dass dies ein relevanter Effekt ist, hängt mit der Tatsache zusammen, dass die Leistungsaufnahme der Ventilatoren mit der dritten Potenz der Drehzahl steigt, der Luftvolumenstrom jedoch nur linear mit der Drehzahl zunimmt. Der Gesamtenergieverbrauch der Kälteanlage wird unter anderem durch die Höhe der thermischen Teillast am Verflüssiger, durch den COP der Kälteanlage und die Energieeffizienzklasse des Verflüssigers bzw. des Verflüssigerventilators bestimmt. Somit hängt auch ein sinnvoller Wert für die Schiebung von diesen Parametern ab.

Die Höhe der Schiebung kann aus den Anlagendaten berechnet bzw. abgeschätzt oder aus Erfahrungswerten abgeleitet werden. Grundsätzlich gilt, dass die Schiebung umso größer gewählt werden sollte, je höher der COP der Kälte-/Klimaanlage ist, da bei hohem COP die Verdichterleistung im Vergleich zur Ventilatorleistungsaufnahme immer kleiner wird. Das heißt, der Einfluss der Energieaufnahme der Verflüssigerventilatoren nimmt im Vergleich zur Energieaufnahme der gesamten Anlage immer mehr zu. Die Schiebung sollte also bei Klimaapplication höher sein als bei Tiefkälteanwendungen, bei denen eine Schiebung eventuell ganz entfallen kann, da die Gesamtleistungsaufnahme der Anlage immer vom Verdichter dominiert wird.

Des Weiteren wird eine sinnvolle Schiebung bei Verflüssigern mit niedriger Energieeffizienzklasse immer höher ausfallen als bei Verflüssigern mit hoher Energieeffizienzklasse. Dies ist sofort einleuchtend, da die Energieeffizienzklasse als Verhältnis aus Nennverflüssigerleistung \dot{Q}_{c_nom} zur elektrischen Leistungsaufnahme P_{el} der Ventilatoren definiert ist. Dieser Wert wird bei Eurovent-zertifizierten Verflüssigerherstellern zu jedem Gerät angegeben.

Gl. 1
$$R = \frac{\dot{Q}_{c_nom}}{P_{el}}$$

Class	Energieverbrauch	R
A++	außergewöhnlich niedrig	240 < R
A+	extrem niedrig	160 < R < 240
A	sehr niedrig	110 < R < 160
B	niedrig	70 < R < 110
C	mittel	45 < R < 70
D	hoch	30 < R < 45
E	sehr hoch	30 < R

Ein Verflüssiger der Energieeffizienzklasse E verbraucht im Vergleich zu einem Verflüssiger der Energieeffizienzklasse A mehr als 3-mal soviel elektrische Antriebsenergie zum Erreichen derselben thermischen Verflüssigerleistung. Somit sollten die Ventilatoren einer schlechteren Energieeffizienzklasse natürlich früher in der Drehzahl reduziert werden als bei Geräten einer höheren Energieeffizienzklasse.

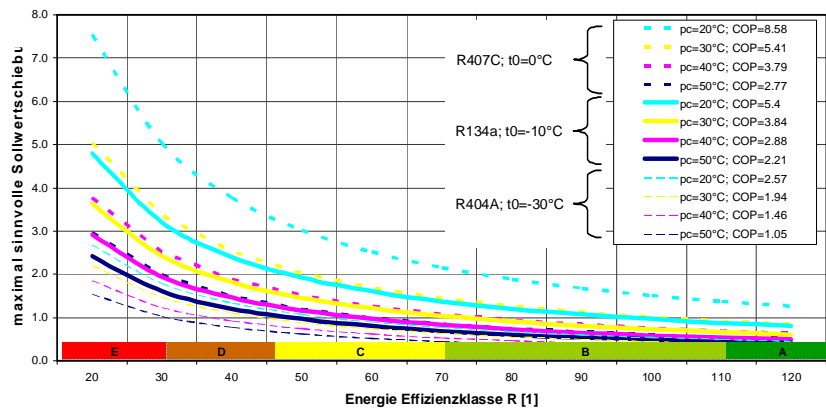


Diagramm 3: Sinnvolle Werte für die außentemperaturgeführte Sollwertschiebung bei einer Geräteauslegung mit $dt_1 = 12\text{ K}$ und einem isentropen Verdichtereffizienzgrad von 0,7

Im obigen Diagramm wurden einige sinnvolle Werte für die Sollwertschiebung für bestimmte thermische Randbedingungen und eine Verflüssigerauslegung bei 12 K zusammengefasst.

Die „außentemperaturgeführte Sollwertschiebung“ stellt eine einfache Möglichkeit dar, den Gesamtenergieverbrauch einer Kälte-/Klimaanlage im Teillastbereich zu reduzieren. Jedoch ist dies nur ein erster Schritt zu einer wirklichen Optimierung.

energy balance function

Erstrebenswert wäre die Kenntnis des Betriebspunktes, der den minimalen Energieverbrauch einer Kälte-/Klimaanlage bei den jeweils aktuellen Randbedingungen darstellt. Das bedeutet, dass die Verdichterantriebsleistung und die Antriebsleistung des Verflüssigerventilators nicht nur reduziert, sondern als Summe minimiert wird, also den energetisch optimierten Betriebspunkt darstellt. Dass es einen solchen minimalen Betriebspunkt geben muss, wird aus dem folgenden Diagramm deutlich.

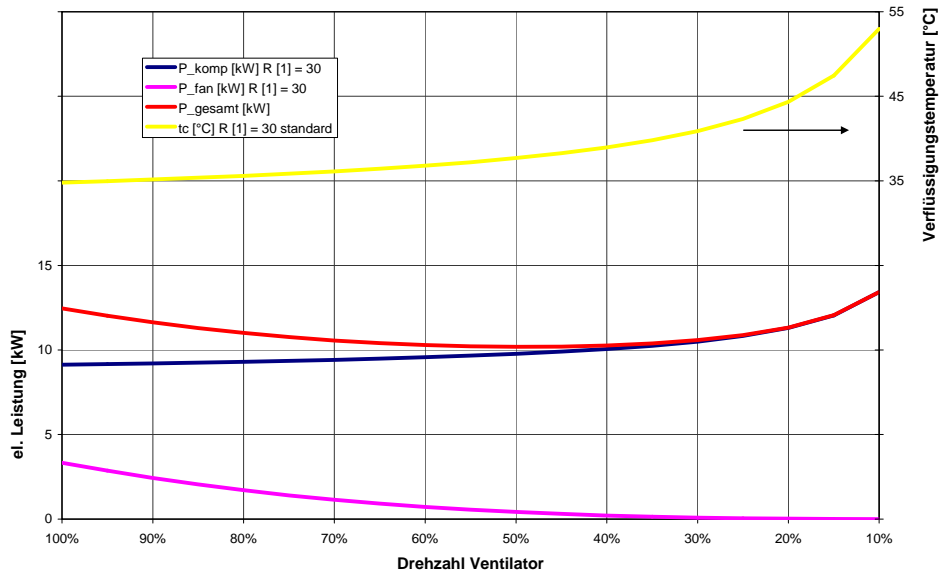


Diagramm 4: Verflüssigungstemperatur und Leistungsaufnahme von Verdichter und Verflüssigerventilator bei einer Kälteteillast von 40 %, Randbedingungen: R134a; $t_0 = -10\text{ °C}$; $t_{LE} = 27\text{ °C}$; $t_{c_min} = 30\text{ °C}$

Hierbei wird exemplarisch von einer Anlagenteillast von 40 % ausgegangen. Bei Variation der Ventilator Drehzahl sind die Leistungsaufnahmen des Ventilators und des Verdichters einzeln aufgetragen. Die Leistungsaufnahme des Ventilators wird als absoluter Wert sowohl von der Energieeffizienzklasse des Verflüssigers als auch von der dritten Potenz seiner aktuellen Drehzahl bestimmt. Die Leistungsaufnahme des Verdichters wird als absoluter Wert vom Kältemittelmassenstrom, also somit von der Teillast, und vom variierenden, aktuellen COP der Anlage beeinflusst. Unter der Annahme, dass die Verdampfungstemperatur konstant gehalten wird, hängt der COP hauptsächlich von der Höhe der Verflüssigungstemperatur ab, die im Diagramm ebenfalls dargestellt ist. Das Kältemittel und der verwendete Verdichter mit seinem Wirkungsgradkennfeld werden als gegeben vorausgesetzt.

Wenn die Drehzahl des Ventilators reduziert wird, wird gleichzeitig die Verflüssigungstemperatur steigen, um die feste Kälte-/Klimalast zu erbringen. Dies führt zu einer Verkleinerung des COP, was sich in einer erhöhten Leistungsaufnahme des Verdichters widerspiegelt. Die Summe der beiden Leistungsaufnahmen zeigt ein erkennbares Minimum bei ca. 50 % der Ventilator Drehzahl. Man hat also in diesem Beispiel den energetisch optimalen Betriebspunkt gefunden. Als bekannt und fest vorausgesetzt werden mussten das Kältemittel, der Verdichter, die Energieeffizienz des Verflüssigers, die Höhe der Teillast, die Verdampfungstemperatur, die Luft eintrittstemperatur und, in diesem Fall jedoch ohne Wirkung, die minimale Verflüssigungstemperatur.

Im Folgenden wird nun dargestellt, wie ein allgemein gültiges mathematisches Modell zur Beschreibung dieser Aufgabe aussehen kann und welche Aussagen daraus abgeleitet werden können.

Ziel ist es, eine Fundamentalgleichung aufzustellen, die alle möglichen Betriebszustände eines Verflüssigers einer Kälte-/Klimaanlage in Abhängigkeit von den relevanten Einflussgrößen beschreibt.

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

Diese Gleichung enthält manche Parameter, die schon bei der Auslegung festgelegt wurden und nicht variiert werden müssen, wie beispielsweise die Nennverflüssigerleistung Q_{c_d} , die Nenneintrittstemperaturdifferenz $dt1_d$ oder die Nenndrehzahl der Ventilatoren n_d . Die aktuelle Lufteintrittstemperatur t_{LE} und die aktuelle Verflüssigerleistung Q_c sind keine festen Werte, werden jedoch bei der Suche nach dem energetischen Minimum nicht variiert, da sie für einen bestimmten Moment als feste Randbedingung betrachtet werden können. Die nicht variierten Größen sind in Gl. 3 unterstrichen.

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

Als variable Größen bleiben die Ventilatordrehzahl n und die Verflüssigungstemperatur t_c . Ist eine der beiden bekannt, so ergibt sich die andere. Dies könnte man als Auflösung der Fundamentalgleichung nach einer dieser beiden Variablen in Gl. 4 oder Gl. 5 darstellen.

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

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

Die analytisch korrekte Auflösung ist jedoch auf Grund der komplizierten und umfangreichen Fundamentalgleichung nicht möglich. Nichtsdestotrotz kann man beliebig viele Zahlenpaare aus t_c und n finden, die die Fundamentalgleichung erfüllen. Alle diese Kombinationen aus t_c und n stellen mögliche und realisierbare Betriebsbedingungen des Verflüssigers dar.

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

Zu jeder dieser möglichen Betriebsbedingungen kann die Leistungsaufnahme des Verdichters und der Verflüssigerventilatoren und deren Summe ermittelt werden.

$$\text{Gl. 7} \quad P_g = P_{el_Komp} + P_{el_Venti}$$

$$\text{Gl. 8} \quad P_g = P_{el_Komp}(Q_c, COP(KM, t_c, t_0, \eta(t_c, t_0)), \dots) + P_{el_Venti}(R, n, \dots)$$

Wie oben bereits beschrieben, beeinflussen die aktuelle Verflüssigerleistung Q_c und der Anlagenwirkungsgrad COP, unter anderem in Abhängigkeit vom Kältemittel und vom Verdichterwirkungsgrad, die Leistungsaufnahme des Verdichters am stärksten. Die Haupteinflussfaktoren auf die Leistungsaufnahme der Ventilatoren sind die Energieeffizienz des Verflüssigers und seine Drehzahl. Nun muss man nur noch das Zahlenpaar t_c und n heraussuchen, welches die kleinste Gesamtleistungsaufnahme P_g produziert.

$$P_g \langle 1 \rangle = P_{el_Komp}(t_c \langle 1 \rangle, \dots) + P_{el_Venti}(n \langle 1 \rangle, \dots)$$

$$P_g \langle 2 \rangle = P_{el_Komp}(t_c \langle 2 \rangle, \dots) + P_{el_Venti}(n \langle 2 \rangle, \dots)$$

Gl. 9

$$P_g \langle 3 \rangle = P_{el_Komp}(t_c \langle 3 \rangle, \dots) + P_{el_Venti}(n \langle 3 \rangle, \dots)$$

$$\vdots$$

Mathematisch anschaulich gesprochen gibt es für jede Teillast eine gewölbte Fläche im Raum, deren Minimum gesucht werden muss. Wenn man einen Schritt weiter geht und die Teillast als Parameter hinzunimmt, kann man eine Fläche über die Teillast und die Verflüssigungstemperatur aufspannen, deren Höhe wieder die Gesamtleistungsaufnahme ist. Auf Grund von Gl. 4 könnte man auch die Drehzahl des Verflüssigerventilators anstatt der Verflüssigungstemperatur als zweite Koordinatenachse verwenden, da beide Größen, wenn auch nicht analytisch auflösbar, so doch implizit direkt von einander abhängen.

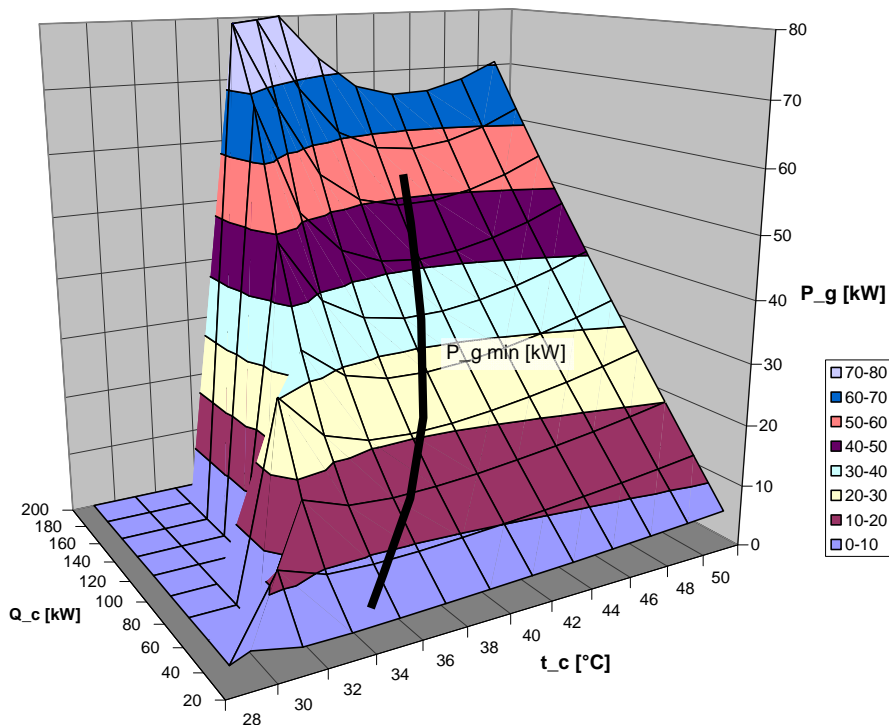


Diagramm 5: Gesamtleistungsaufnahme einer Kälteanlage in Abhängigkeit von der Verflüssigungstemperatur und der aktuellen Verflüssigungsleistung

Nun findet man an den jeweils tiefsten Stellen dieser Fläche, man könnte auch sagen im „Bachbett dieses Gebirges“, die für jede Teillast energetisch optimale Verflüssigungstemperatur bzw. Ventilator-drehzahl.

Konkrete Ergebnisse zur energy balance function

Auf Grundlage dieser allgemeinen Zusammenhänge wurden konkrete Gleichungssysteme aufgestellt, die die tatsächlichen Stoffdaten der Kältemittel, die Kennfelder von ausgewählten Verdichterbauarten und die thermische Betriebscharakteristik von Güntner Verflüssigern beinhalten. Es stellte sich glücklicherweise heraus, dass sich die Gleichungssysteme sehr gutmütig verhalten. Die Konvergenzkriterien waren in wenigen Iterationsschritten erfüllbar.

Im Folgenden werden einige Ergebnisse dieser Optimierungen vorgestellt.

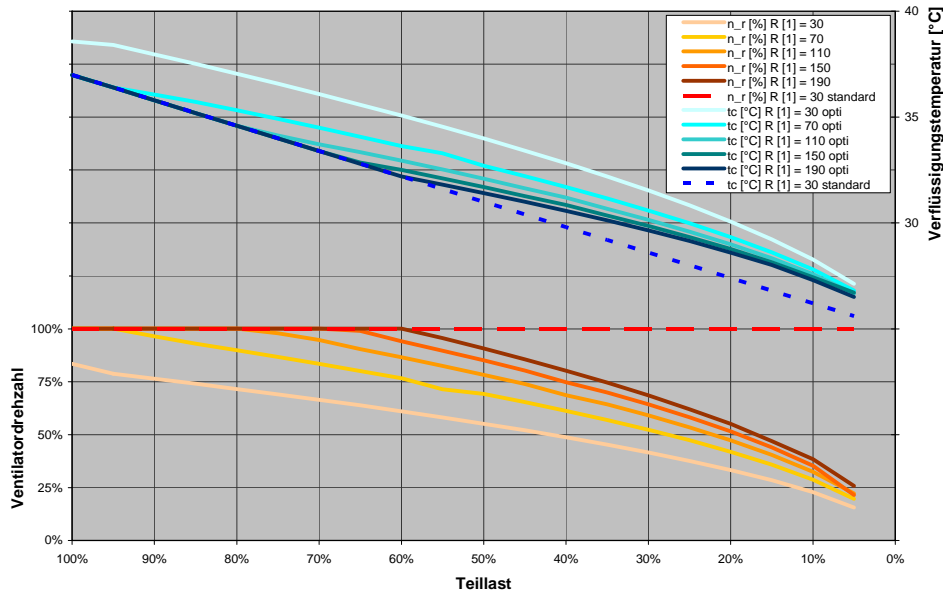


Diagramm 6: Optimierte Verflüssigungsregelung im Vergleich zur Standardregelung, R134a; $t_0 = -10$ °C; $t_{LE} = 25$ °C; $t_{c_min} = 25$ °C

Im Diagramm 6 sind für unterschiedliche Energieeffizienzklassen sowohl die relativen Ventilator-drehzahlen des Verflüssigers als auch die sich einstellenden Verflüssigungstemperaturen in Abhängigkeit von der Teillast aufgetragen. Es wurde eine Kälteanlage mit einem mittleren Hubkolbenverdichter, dem Kältemittel R134a und einer Verdampfungstemperatur von -10 °C, einer Luft-eintrittstemperatur von 25 °C und einer minimalen Verflüssigungstemperatur von 25 °C gewählt. Der Verflüssiger wurde mit einer Eintrittstemperaturdifferenz von 12 K ausgelegt. Die gestrichelten Kurven stellen das Verhalten der Anlage bei Standardregelung dar. Bei der Standardregelung wird versucht, ohne Nebenbedingung die minimale Verflüssigungstemperatur zu erreichen und zu halten. Der Sonderfall „außentemperaturgeführte Sollwertschiebung“ wird hier nicht betrachtet.

Bei Vollast der Kälteanlage unterscheiden sich die Betriebszustände zwischen Standardregelung und der energy balance function nicht, bis auf den Verflüssiger mit der schlechtesten Energieeffizienz von 30 . Es ist interessant, dass bei diesem Ventilator sogar im Vollastfall das energetische Optimum schon eine Reduzierung der Drehzahl auf 80 % erforderlich macht, obwohl sich dadurch die Verflüssigungstemperatur auf über $38,5$ °C erhöht. Würde dieser Ventilator mit 100 % seiner Drehzahl betrieben, läge die Verflüssigungstemperatur bei 37 °C, und trotzdem wäre die Gesamtleistungsaufnahme der Anlage höher als bei 80 % Drehzahl.

Je geringer die Kühllast wird, die die Anlage zur Verfügung stellen muss, desto mehr müssen jetzt auch Ventilatoren mit höherer Energieeffizienz in der Drehzahl reduziert werden. Ab einer Teillast von weniger als 50 % ist es energetisch sinnvoll, auch für einen sehr sparsamen Ventilator, beispielsweise mit einer Energieeffizienz von 190 , die Drehzahl zu reduzieren. Eine Standardregelung würde, unabhängig von der Energieeffizienz, den Ventilator auch bei kleinsten Kältelasten immer mit 100 % Drehzahl ansteuern, da der Sollwert von 25 °C bei Luft-eintrittstemperaturen von 25 °C nie erreicht werden kann.

Bisher wurde allgemein von energetisch optimierten Betriebszuständen gesprochen, aber die absoluten Werte des Energieverbrauchs noch nicht quantifiziert. Deswegen sind in Diagramm 7 die tatsächlichen Energieeinsparungen, wieder in Abhängigkeit von der aktuellen Teillast und für verschiedene Energieeffizienzklassen, dargestellt.

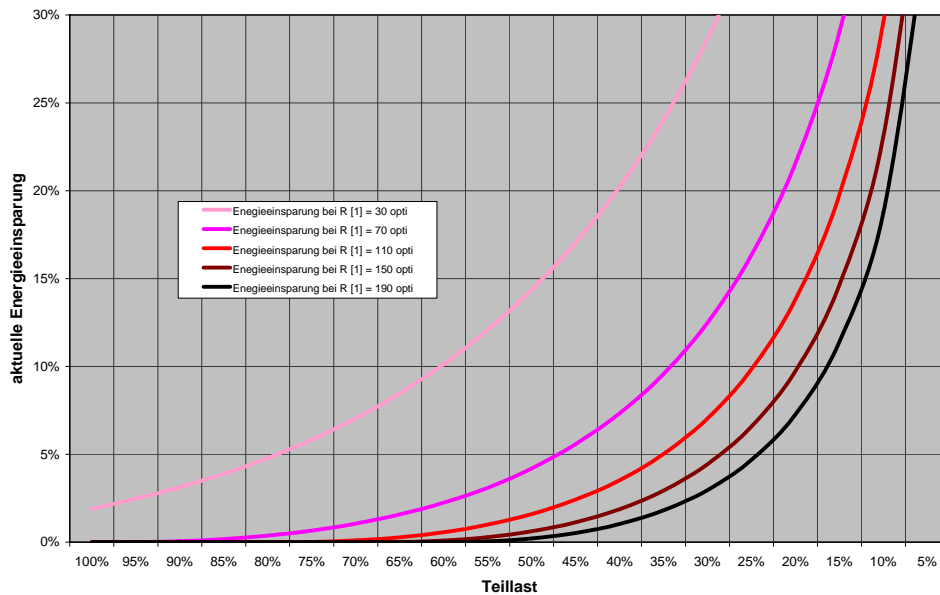


Diagramm 7: Energieeinsparung bei optimierter Verflüssigerregelung im Vergleich zur Standardregelung, R134a; $t_0 = -10 \text{ °C}$; $t_{LE} = 25 \text{ °C}$; $t_{c_min} = 25 \text{ °C}$

Der erstaunliche Fall, dass ein Verflüssiger mit Energieeffizienz 30 schon im Vollastfall zurückgeregelt werden sollte, relativiert sich jetzt insofern, als dass man dadurch im Vergleich zur Standardregelung nur relativ wenig Energie einsparen kann. Es handelt sich hier also um ein flaches energetisches Minimum. Je weiter man jedoch in den Teillastbereich kommt, desto deutlicher werden die Energieeinsparpotenziale. Die Grafik zeigt zum Beispiel, dass auch bei einem Verflüssiger mit der Energieeffizienz 110 bei einer Anlagenteillast von 20 % mehr als 12 % Gesamtenergie im Vergleich zu einer herkömmlichen Standardregelung eingespart werden kann. Man muss jedoch auch beachten, dass die Gesamtleistungsaufnahme in diesem Teillastfall nur noch ca. 15 % im Vergleich zum Vollastfall beträgt.

Zum Verständnis der energy balance function ist eine Auftragung hilfreich, die die Verflüssigungstemperatur und die Drehzahl des Ventilators in Abhängigkeit von der Lufteintrittstemperatur darstellt. Im Diagramm 8 ist so ein Verlauf für eine Teillast von 25 % aufgetragen. Bei niedrigen Lufteintrittstemperaturen unterscheiden sich die zwei Regelungsarten nicht, da der Ventilator in gleicher Weise in der Drehzahl reduziert werden muss, um die minimale Verflüssigungstemperatur von 25 °C einzuhalten. Ab einem Wert von ca. 20 °C Umgebungstemperatur wird die Drehzahl des Ventilators nur noch sehr langsam angehoben. Dadurch steigt die Verflüssigungstemperatur schneller an, als dies bei einer Standardregelung der Fall gewesen wäre. Die etwas höheren Verflüssigungstemperaturen verursachen jedoch keinen so hohen Energiezuwachs wie den, der durch eine Erhöhung der Drehzahl am Ventilator verursacht worden wäre. Auch hier zeigt sich, dass die relativen Drehzahlen der Verflüssiger mit der höheren Energieeffizienz höher liegen können, da eine Verbesserung des COP stärker ins Gewicht fällt.

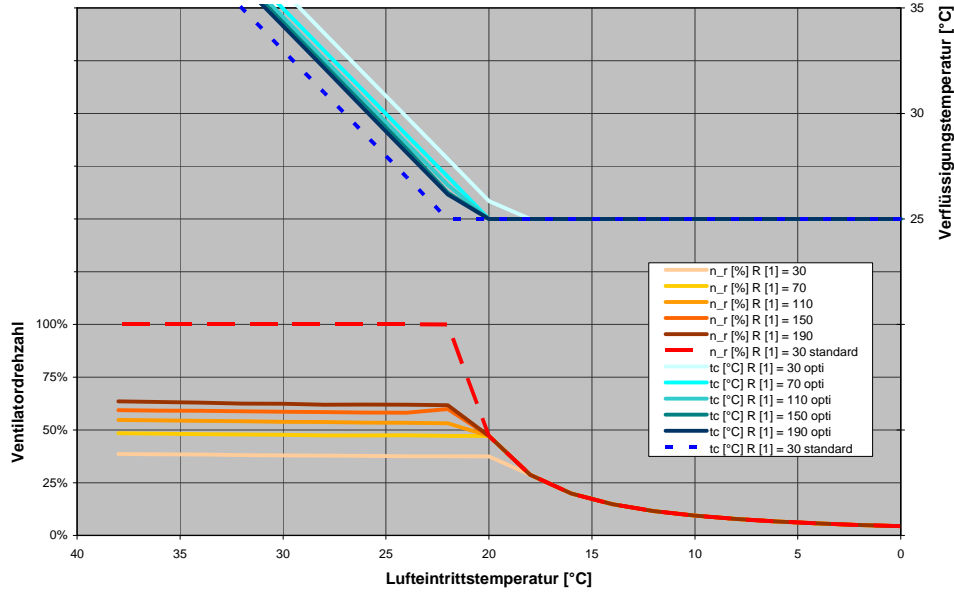


Diagramm 8: Optimierte Verflüssigungsregelung im Vergleich zur Standardregelung, R134a; $t_0 = -10\text{ °C}$; Teillast 25 %; $t_{c_min} = 25\text{ °C}$

Im Diagramm 9 wurde nun ein hochsommerlicher Tag mit einer Luft-eintrittstemperatur von 35 °C angenommen und die minimale Verflüssigungstemperatur von 25 °C auf 40 °C gesetzt. Einen solch hohen Sollwert, der eine energetisch ungünstige Verflüssigungstemperatur erzwingt, findet man in der Realität immer noch recht häufig, da eine genaue Auslegung der Expansionsventile oft noch vernachlässigt wird. Auch unter diesen Randbedingungen findet die energy balance function Einsparpotenziale.

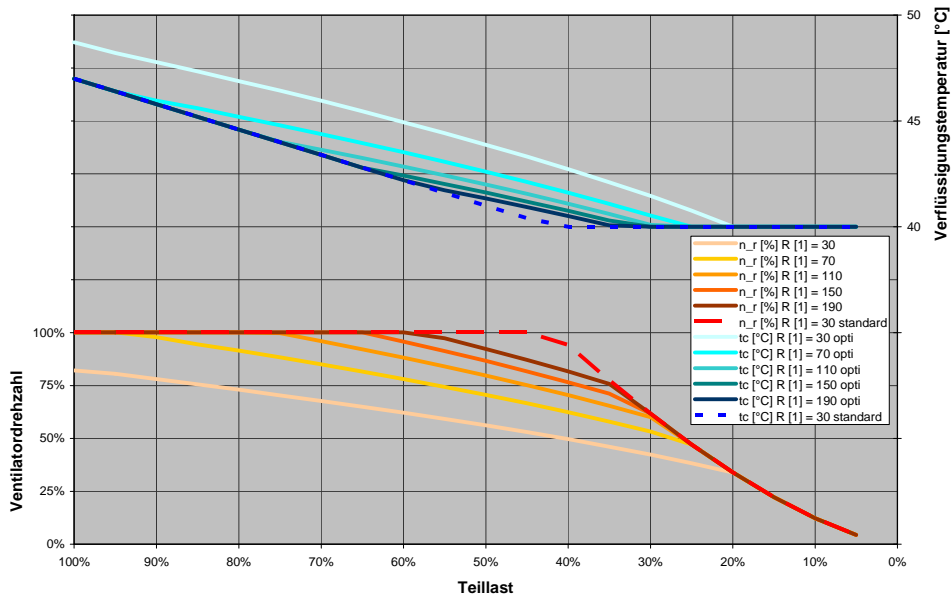


Diagramm 9: Optimierte Verflüssigungsregelung im Vergleich zur Standardregelung, R134a; $t_0 = -10\text{ °C}$; $t_{LE} = 35\text{ °C}$; $t_{c_min} = 40\text{ °C}$

In diesem Fall regelt die Standardregelung ab einer Teillast von 40 % die Drehzahl des Ventilators zurück, um die 40 °C Verflüssigungstemperatur nicht zu unterschreiten. Auch die energy balance function ist an diesen Sollwert gebunden und regelt in Abhängigkeit von der Energieeffizienz den Ventilator bei Erreichen der 40 °C Verflüssigungstemperatur zurück. Bei kleinen Teillasten besteht somit kein Unterschied zwischen der energy balance function und der Standardregelung; der Zustand kann auch energetisch nicht mehr besser sein, wie Diagramm 10 zeigt. Jedoch kann man im Teillastbereich zwischen 50 % und 40 %, je nach Energieeffizienz des Verflüssigers, gegenüber der Standardregelung die Gesamtleistungsaufnahme immer noch merklich reduzieren.

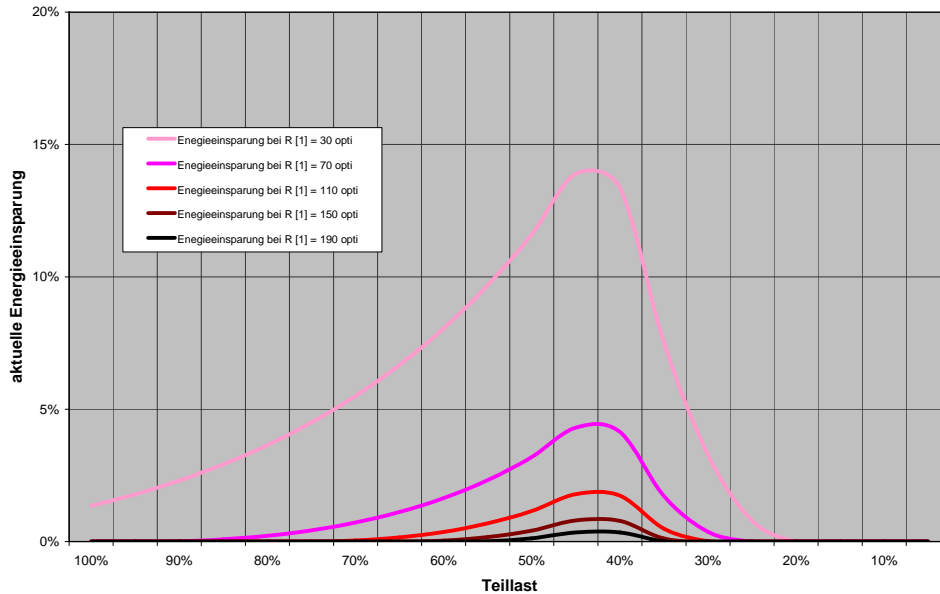


Diagramm 10: Energieeinsparung bei optimierter Verflüssigerregelung im Vergleich zur Standardregelung, R134a; $t_0 = -10\text{ °C}$; $t_{LE} = 35\text{ °C}$; $t_{c_min} = 40\text{ °C}$

Wie zuvor dargelegt, ist der COP einer Kälte-/Klimaanlage eine der signifikanten Größen, die das Einsparpotenzial durch optimierten Betrieb der Verflüssigerventilatoren beeinflusst. Dies ist einleuchtend, wenn man die immer niedriger werdende Antriebsleistung des Verdichters bei steigendem COP mit der festen Antriebsleistung des Verflüssigerventilators vergleicht. Somit legen auch die Wahl des Kältemittels, die eingestellte Verdampfungstemperatur und der Wirkungsgrad des Verdichters das Einsparpotenzial der energy balance function fest. Dazu wurden im Diagramm 11 unterschiedliche Kältemittel bei unterschiedlichen Verdampfungstemperaturen in Abhängigkeit von der Teillast dargestellt.

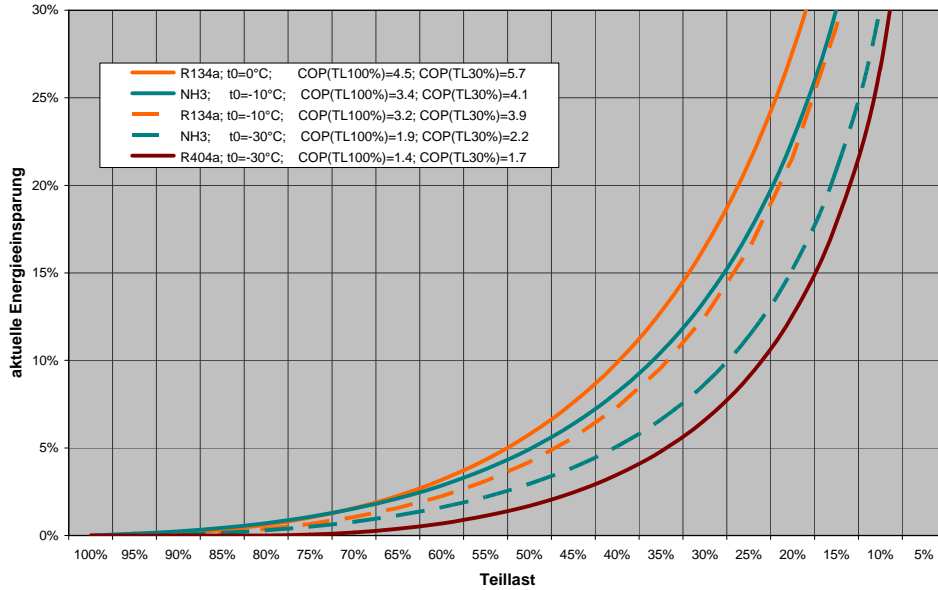


Diagramm 11: Energieeinsparung bei optimierter Verflüssigerregelung im Vergleich zur Standardregelung bei unterschiedlichen Kältemitteln und Verdampfungstemperaturen; Energieeffizienz = 70; $t_{LE} = 25 \text{ °C}$; $t_{c_min} = 25 \text{ °C}$

Wie zu vermuten war, liegt die Klimaanlage mit R134a und einer Verdampfungstemperatur von 0 °C bei den hier betrachteten Einsparungen am höchsten. Bei einer Normalkühlanwendung mit einer Verdampfungstemperatur von -10 °C ist der Einspareffekt zwischen Ammoniak und R134a nahezu gleich. Am schlechtesten schneidet erwartungsgemäß die Tiefkälteanwendung mit R404a ab, da hier der COP im Vergleich zu den vier anderen Anwendungen am niedrigsten ist.

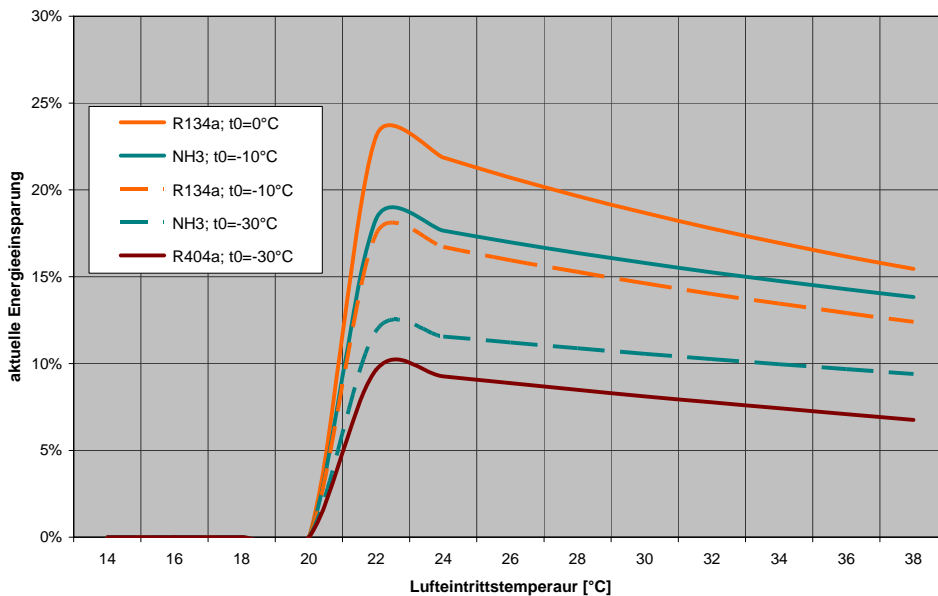


Diagramm 12: Energieeinsparung bei optimierter Verflüssigerregelung im Vergleich zur Standardregelung bei unterschiedlichen Kältemitteln und Verdampfungstemperaturen; Energieeffizienz = 70; Teillas $t = 25 \text{ %}$; $t_{c_min} = 25 \text{ °C}$

Auch in der Auftragung über die Lufteintrittstemperaturen zeigt sich dieses Verhalten. Zusätzlich ist zu beobachten, dass bei steigenden Lufteintrittstemperaturen die Energieeinsparungen in allen Fällen geringer ausfallen, da sich die COP auf Grund der steigenden Verflüssigungstemperaturen bei allen Kältekreisläufen verringern und somit mit einer Drehzahlreduzierung am Ventilator nicht mehr so viel eingespart werden kann.

Die Energieeinsparung der energy balance function beruht auf einer Reduzierung der Drehzahl des Verflüssigerventilators bei gleichzeitig geringerer Zunahme der Verdichterleistung. Ein ausgesprochen erfreulicher Zusatzeffekt neben der Energieeinsparung ist die Schallreduzierung des Verflüssigers, die direkt mit der Drehzahlreduzierung verbunden ist. Gerade an warmen Sommerabenden am Wochenende ist jeder Nachbar für die verminderte Schallemission dankbar und gleichzeitig kann der Anlagenbetreiber Betriebskosten einsparen.

Zusammenfassung

In diesem Artikel konnte gezeigt werden, dass eine energetisch optimierte Drehzahlregelung von Verflüssigerventilatoren im Vergleich zu Standardregelungen, die ausschließlich P- oder PI-Regler sind, zu einer merklichen Energieeinsparung bei der Summe von Verdichter- und Verflüssigerantriebsleistung führen kann. Insbesondere bei Anlagenteillast, hohen Lufteintrittstemperaturen und niedrigen minimalen Verflüssigungstemperaturen führt die Standardregelung zu sehr energieineffizienten Betriebszuständen. Die Energieeinsparung wird dadurch verursacht, dass die Leistungsaufnahme eines Ventilators mit der dritten Potenz zu seiner Drehzahl, sein Luftvolumenstrom jedoch näherungsweise linear zunimmt. Notwendig für die energieoptimierte Regelung ist neben der schon immer verwendeten Verflüssigungstemperatur nun auch die Kenntnis der Lufteintrittstemperatur am Verflüssiger, um die Verflüssigerleistung an die Leistung der Kälte-/Klimaanlage, die bekanntermaßen vom Kältemittel, den Druckniveaus und den Verdichterwirkungsgraden bestimmt wird, anzupassen.