

LUFTGEKÜHLTE WÄRMEÜBERTRAGER FÜR CO₂-KÄLTEKREISLÄUFE

Drucksachen

Alternative Lösungen zu herkömmlichen HFC-Anlagen gewinnen immer mehr an Bedeutung mit dem Ziel, einer Verbesserung der Klimabilanz. Daher verzeichnet der Einsatz von natürlichen Kältemitteln in der Kältebranche in den letzten Jahren einen bedeutenden Anstieg. CO₂ scheint eine ausgezeichnete, umweltfreundliche Lösung zu sein, da es unter natürlichen Bedingungen gesundheitlich unbedenklich und nicht entflammbar ist, was im Vergleich zu anderen natürlichen Kältemitteln wie Kohlenwasserstoffen und Ammoniak interessante Vorteile sind. Die wahre Herausforderung ist es, eine Anlage zu entwickeln, deren Leistungsgrad den aktuellen HFC-Anlagen entspricht oder sogar übertrifft. Der Artikel beschreibt die wichtigsten Parameter, die die Leistung des CO₂-Zyklus beeinflussen, unter besonderer Berücksichtigung des Beitrags, der durch ein effizientes Design von luftgekühlten Wärmeübertragern geleistet werden kann. Stefano Filippini und Umberto Merlo, I-Uboldo

CO₂-Kreisläufe zur Kälteerzeugung

Vor der Betrachtung der spezifisch die Wärmeübertrager betreffenden Fragen, müssen die möglichen Anwendungsmethoden für CO₂ in Kühlgeräten und den Kältekreislauf betreffende Aspekte vertieft werden, sei es auch nur zusammenfassend. Es gibt drei mögliche Lösungen (Bild 1):

Die einfachste Lösung – mit einem normalen mit CO₂ betriebenen Kältekreislauf (Bild 1, links) – ist von der Anwendung her am problematischsten. Die niedrige kritische Temperatur von CO₂ bewirkt, dass, um eine Übertragung von Wärme auf die Umgebungsluft zu ermöglichen, überkritische Kreisläufe eingesetzt werden müssen. Damit ergeben sich viel höhere Drücke, als das normalerweise der Fall ist. Der zur Kühlung von Hochdruck-CO₂ eingesetzte Wärmeübertrager wird „Gaskühler“ genannt.

Im Schema in der Mitte von Bild 1 wird durch die Verdampfung einer anderen Flüssigkeit in einem Kältekreislauf flüssiges CO₂ erzeugt; es versorgt die Verdampfer als Kühllast; die Umwälzung wird durch eine einzige Pumpe aufrecht erhalten. Die dritte Lösung schließt einen Kaskadenkältekreislauf ein: Ein Hochtemperaturkreislauf fungiert als Kondensationsmedium für den mit CO₂ betriebenen Niedertemperaturkreislauf. In diesem Fall arbeitet CO₂ nie mit hohem Druck, da es de facto bei einer der Verdampfung des übergeordneten Kreislaufts nahen Temperatur kondensiert (z. B. 0/–10 °C).

In allen Fällen ist ein CO₂-Verdampfer mit mäßigem Betriebsdruck (von 14,3 bis 38,6 bar bei Übergang von –30 auf +4 °C) erforderlich.

Die CO₂-Kondensatoren für die Lösungen 2 und 3 sind nicht von Interesse, da sie nicht mit Luft arbeiten. In Lösung 1 stellt der Gaskühler ein innovatives Gerät dar. Zum Verständnis seiner Betriebsbedingungen muss man vom thermodynamischen Kreislauf eines CO₂-Kühlers (siehe Bild 1) ausgehen. Die in Bild 2 dargestellte Form des Kreislaufs entfernt sich bedeutend von der eines herkömmlichen Kreislaufs mit Kondensation bei konstanter Temperatur. Um Wärme mit einer ausreichend hohen Temperatur auf die Umgebung zu übertragen, liegt der Höchstdruck oberhalb des kritischen (73,84 bar) [5], und es werden besonders hohe Temperaturen am Kompressoraustritt verzeichnet. Bei einer durch die Anwendung vorgegebenen Verdampfungstemperatur (Tev) wird die Leistung eines Kältekreislaufs bestimmt durch:

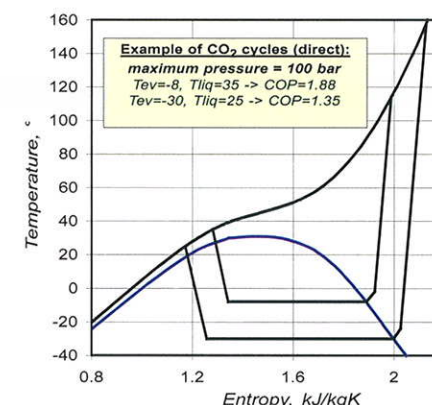


Bild 2:
CO₂-Kältekreislauf

- 1 Kreislaufhöchstdruck am Kompressoraustritt;
- 2 Flüssigkeitstemperatur (Tliq) am Gaskühleraustritt;
- 3 Leistungsgrad des Kompressors (in dieser Studie immer auf 70 Prozent festgelegt¹);
- 4 Leistungsgrad eventueller Gas-/Flüssigkeits- (GLHX) Übertrager (auf 0,6 festgelegt, wenn vorhanden²);
- 5 Überhitzung des Gases am Eingang des Kompressors (auf 6 K festgelegt).

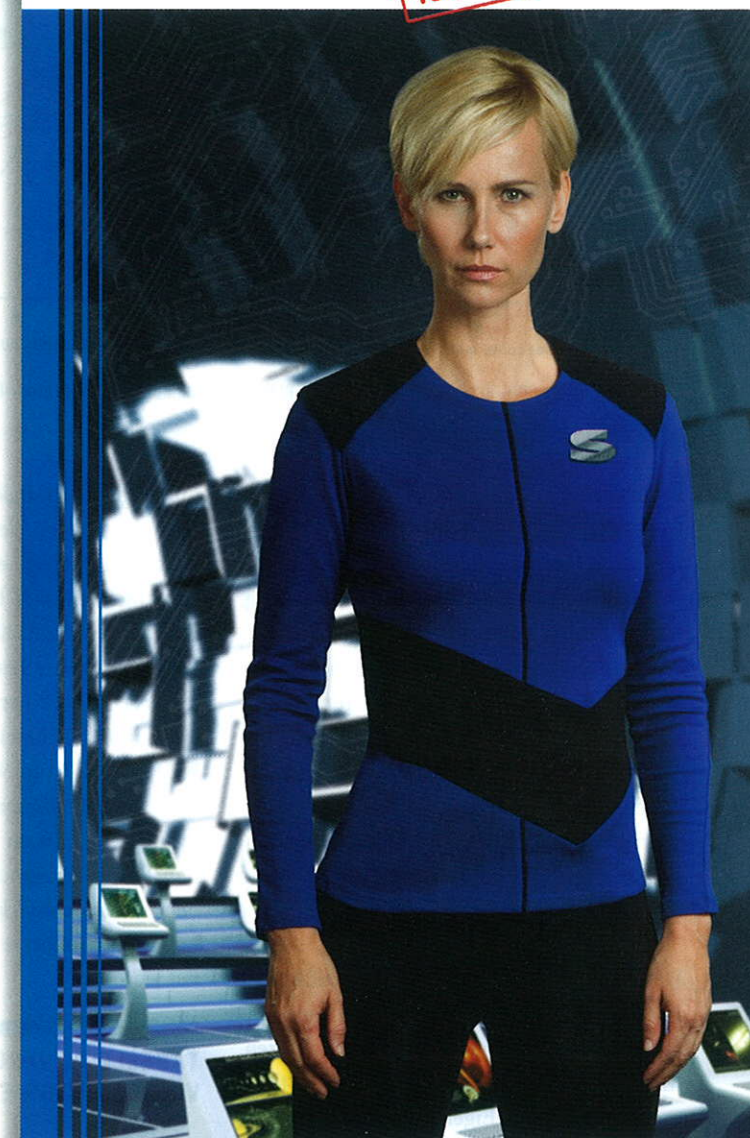
Die in dieser Studie verwendeten thermodynamischen Eigenschaften von CO₂ sind in Tabelle 1 zusammengefasst. Der Einfluss der ersten beiden Parameter auf den COP sind in Bild 3 für eine Verdampfungstemperatur von –8 °C mit und ohne GLHX dargestellt. Die Gaskühleraustrittstemperatur ist der grundlegende Parameter, der sowohl den COP als auch den optimalen Druck beeinflusst.

Es ist in Bild 3 deutlich zu sehen, dass aufgrund einer solchen Gaskühleraustrittstemperatur ein Druck vorhanden ist, der den COP optimiert. Diese Tendenz tritt bei Kreisläufen mit herkömmlichen Kältemitteln (HC, HFC, NH₃) nicht auf. Dort gilt: je niedriger der Kondensationsdruck, desto höher der COP. Es ist außerdem zu sehen, dass GLHX den COP sicherlich erhöht. Ähnliche Ergebnisse treten bei unterschiedlichen Verdampfungstemperaturen auf. Die Gaskühleraustrittstemperatur ist also ein grundlegender Parameter für den Kreislauf und stellt die wichtigste Spezifikation für die Entwicklung des Wärmeübertragers dar.

- 1 Diese Voraussetzung ist für die Prognose des tatsächlichen COP-Werts maßgeblich und kann den Vergleich zwischen CO₂ und herkömmlichen Flüssigkeiten beeinflussen. Da dies nicht das Ziel dieser Studie ist, dient diese Voraussetzung nur dazu, realistische COP-Werte zu liefern und beeinflusst den Vergleich zwischen mit der gleichen Flüssigkeit betriebenen Kreisläufen nicht.
- 2 GLHX Leistungsgrad: Der Leistungsgrad eines Wärmeübertragers ist definiert als Verhältnis zwischen effektiv übertragener Wärmeleistung und theoretisch unter den gleichen Bedingungen übertragbarer Wärmeleistung.

PERFEKTE TEMPERATUR – FERNÜBERWACHT.
COMMANDER 43 ÜBERNIMMT
DIE KONTROLLE.

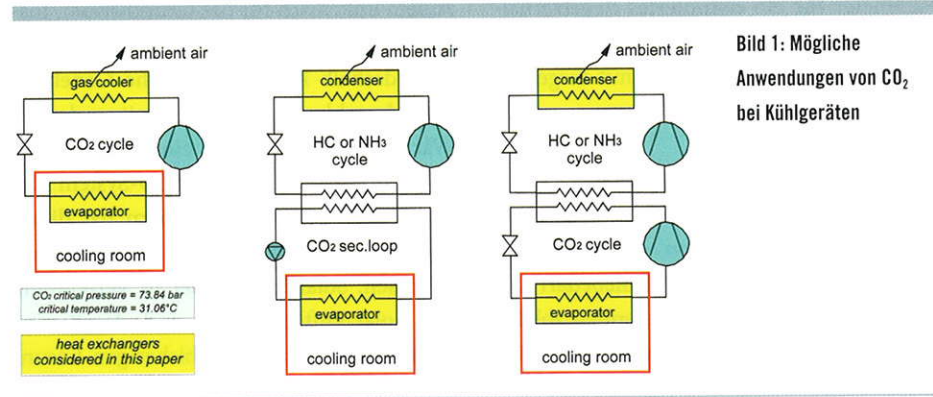
100% made in Germany!



Das ideale System zur perfekten Fernüberwachung, Ferndiagnose und Fernwartung von kälte- und wärmetechnischen Anlagen übers Internet und übers mobile Internet.

Infos unter: Störk-Tronic
Telefon +49 711 - 68661-0
www.stoerk-tronic.com
info@stoerk-tronic.com

STÖRK TRONIC
... wir regeln das für Sie!



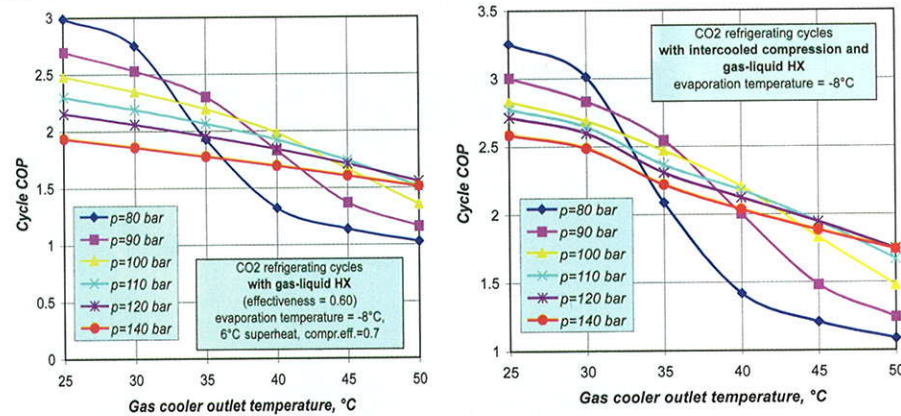


Bild 3: Leistung von CO₂-Kreisläufen mit und ohne GLHX bei Verdampfungstemperatur -8°C

Verdampfer

Ein CO₂-Verdampfer zur Kälteerzeugung muss keinen besonders hohen Betriebsdruck aushalten. Es ist dennoch notwendig, Überdruck zu vermeiden, der durch längeren Stillstand des Geräts oder durch Abtauen verursacht werden kann, wo die Temperatur weit über die des Kühlraums ansteigen kann. Normalerweise ist ein maximaler Betriebsdruck von 45 bis 60 bar erforderlich. Solche Werte erfordern kein besonderes Design, sondern nur eine Anpassung der Rohr- und Sammelrohrwanddicke.

Es ist wichtig zu ermitteln, ob ein für HFC-Kältemittel entwickelter Luftkühler mit CO₂ ordnungsgemäß arbeiten kann, sowie die Leistungsabweichung abzuschätzen. Man sollte vorausschicken, dass die thermodynamischen Eigenschaften von CO₂ das Erreichen einer hohen Wärmeübertragungsleistung begünstigen. Tabelle 1 zeigt, dass CO₂ im Vergleich zu R404A höhere spezifische Wärme, höhere Wärmeleitfähigkeit und niedrigere Viskosität aufweist.

Aufgrund der letztgenannten Eigenschaft und der höheren Dampfdichte kommt es zu weniger Druckabfällen (im Sinne von Temperaturschwankungen aufgrund von Druckschwankungen) bei gleicher Strömungsgeschwindigkeit.

Wenn man bedenkt, dass die höhere Verdampfungswärme (bei gleicher Leistung) eine geringere Kältemittelmenge mit sich bringt, ist eine Verminderung der Druckabfälle bei gleicher Leistung von großer Bedeutung. Tabelle 2 zeigt die Ergebnisse einer theoretischen Prognose eines mit CO₂ betriebenen Luftkühlers Typ F35HC 69 E7 (im Vergleich zu R404A) bei zwei verschiedenen Verdampfungstemperaturen. Die Daten werden mit einer internen Software berechnet, wobei hauptsächlich intern entwickelte, mithilfe mehrerer Labortests justierte Korrelationen verwendet werden.

TABELLE 2: VERGLEICH DER LEISTUNGSFÄHIGKEIT VON F35HC 69 E7 LUFTKÜHLERN MIT R404A UND CO₂

	Flüssigkeit	R404A		CO ₂	
		Mikrolamellen		glatt	
	Rohrtyp	N	N	N/2	N/3
	Anzahl/parallele Eingänge	N	N	N/2	N/3
Tev = -8°C, ΔT1 = 8 K	Leistung (im Vergl. zu R404A)	100,0	103,5	110,6	108,2
	Massenstrom [kg/(m ² ·s)]	76,8	71,6	149,8	231,0
	Druckabfall [K]	0,32	0,025	0,25	0,66
Tev = -30°C, ΔT1 = 6 K	Leistung (im Vergl. zu R404A)	100,0	111,1	117,7	112,0
	Massenstrom [kg/(m ² ·s)]	53,4	43,4	90,8	137,0
	Druckabfall [K]	0,66	0,03	0,20	0,52

TABELLE 1: EINIGE THERMODYNAMISCHE EIGENSCHAFTEN VON CO₂ UND R404A (QUELLE: NIST REFPROP)

Temperatur	Flüssigkeit	-8°C		-30°C	
		CO ₂	R404A	CO ₂	R404A
	Dichte gesättigte Flüssigkeit [kg/m ³]	972,1	1182,8	1073,5	1258,3
	Dichte gesättigter Dampf [kg/m ³]	76,30	23,76	37,10	10,65
	Spezifische wärme gesättigte Flüssigkeit [J/(kg·K)]	2239,2	1347,1	1990,8	1273,8
	Wärmeleitfähigkeit gesättigte Flüssigkeit [W/(m·K)]	124,2	81,5	155,1	91,3
	Viskosität gesättigte Flüssigkeit [μPa·s]	123,7	198,0	181,6	264,1
	Verdampfungswärme [kJ/kg]	253,6	172,8	302,8	189,6

In der Tabelle 2 werden folgende CO₂-Kühlerkonfigurationen gezeigt:

- Unveränderte Spezifikationen (N): ein leichter Leistungsanstieg bei -8°C, der bei niedrigeren Temperaturen stärker wird (ca. 3,5 bis 11%); Flüssigkeitgeschwindigkeit und Druckabfälle sind sehr gering.
- Reduzierung der Anzahl der Lufteingänge: Geschwindigkeit im Rohr entspricht wieder den Optimalwerten plus 6 bis 7 Prozent (was nach unserer Erfahrung einer vom Druckabfall abhängigen Temperaturänderung zwischen 0,2 und 0,6 K entspricht). Es zeigt sich im Vergleich zum vorhergehenden Fall eine Verbesserung der Leistung.
- Reduzierung der Anzahl der Lufteingänge und Verwendung von glatten Rohren statt mikrolamellierten Rohren (N/3): mikrolamellierte Rohre sind bei einem niedrigen Wärmeübertragungskoeffizienten des Kältemittels hilfreich. Ihre Nützlichkeit wird bei hohen Verdampfungstemperaturen herabgesetzt, bleibt jedoch bei niedrigen Temperaturen bei einer Flüssigkeit mit geringer Dichte von Bedeutung.

Gaskühler

Die Entwicklung eines Gaskühlers ist, auch aufgrund des höheren Betriebsdrucks (bis zu 150 bar), beträchtlich komplizierter und weist einige bedeutende Besonderheiten auf.

Thermodynamische Aspekte

Der grundlegende Aspekt für das thermodynamische Design ist, dass es, infolge der (für die mäßigen COP-Werte verantwortlichen) hohen Durchschnittstemperatur an der oberen

Isobaren bei CO₂ möglich ist, die Kühlluft auf viel höhere Temperaturen zu bringen als die, die bei einem Kältemittel mit einer Kondensationsphase bei konstanter Temperatur auftreten. Bild 4 stellt diese Situation ganz klar dar: es ist offensichtlich, dass bei CO₂ ein zwei- bis dreimal höheres Lufttemperaturdelta erzielt werden kann. Folglich kann bei gleicher Wärmeleistung ein im gleichen Verhältnis reduzierter Luftdurchsatz angewendet werden. Die starke Reduzierung des Luftdurchsatzes bringt erhebliche Vorteile mit sich, was eine kleinere Front des Lamellenpakets (d.h. Aufstellfläche der Einheit) und die für die Ventilation benötigte elektrische Energie betrifft.

Zur Quantifizierung dieser Aussagen wurde eine Berechnungsmethode entwickelt, die in der Lage ist, die besondere Verteilung der ΔTs zwischen CO₂ und Luft (Bild 4) zu berechnen, Gegenstrom vorausgesetzt³. Der Wärmeübertrager wird in 20 rechnerische Bereiche aufgeteilt: für jeden einzelnen wird

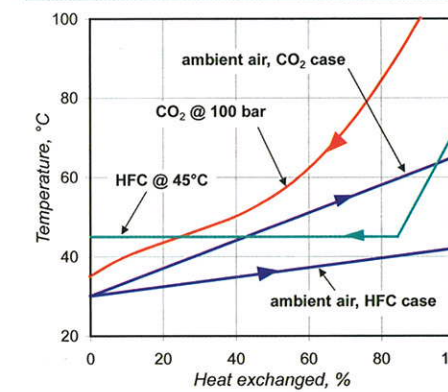


Bild 4: Wärmeaustauschdiagramm für einen CO₂-Gaskühler und einen HFC-Kondensator

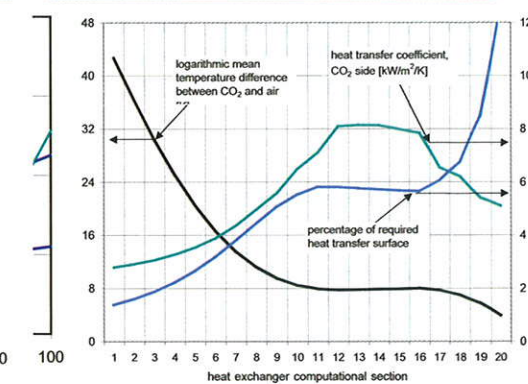


Bild 5: Variation einiger Parameter in den rechnerischen Bereichen eines CO₂-Gaskühlers

unabhängig das durchschnittliche logarithmische ΔT und der Wärmeübertragerkoeffizient im Rohr mit der Gnielinski-Korrelation für einphasige Strömungen ausgewertet. Bild 5 zeigt, wie einige wichtige Parameter in den rechnerischen Bereichen variieren.

³ Bei Wärmeübertragern mit glatten Lamellen mit 3 bis 4 (oder mehr) Reihen ist es in der Regel möglich, die Kreislauf so zu gestalten, dass die Flussbahn sehr nahe am Gegenstrom liegt, mit zu vernachlässigendem Einfluss auf die prognostizierte Leistung.

Es ist zu erkennen, dass (i) der Wärmeübertragerkoeffizient in der Nähe des kritischen Punkts ein Maximum aufweist, (ii) die erforderliche Oberfläche, aufgrund des geringeren ΔTs zwischen den beiden Flüssigkeiten und der geringen Flüssigkeitgeschwindigkeit, am kalten Ende erheblich zunimmt.

Tabelle 3 stellt einen Vergleich zwischen einem R404A-Kondensator des Standardherstellungstypen SAV8T 3131 (168 kW Leistung bei ΔT = 15K) und CO₂-Gasküh-



witt Kälte Komponenten

kompromisslos gut.

TH. WITT Kältemaschinenfabrik GmbH

Lukasstraße 32 · 52070 Aachen, Germany · Tel. 0241-18208-0 · Fax 0241-18208-490 · info@th-witt.com

WITT Kältekomponenten
Kompetente Beratung, komplette Lösungen für die industrielle Kältetechnik, kompakte Druckbehältereinheiten (z. B. mit integrierten Plattenwärmetauschern oder Abscheidesystemen) – Mit unserem Fachwissen und der selbstentwickelten Software legen wir Komponenten nach Ihren individuellen Bedürfnissen maßgerecht aus. **Haben Sie Fragen? Rufen Sie uns an: 0241 18208-0**

BDP2
Fordern Sie noch heute Prospektmaterial an und unsere Fachleute heraus!

TABELLE 3: VERGLEICH DER LEISTUNG VON LUFTGEKÜHLTEN KONDENSATOREN MIT R404 A UND CO₂ UNTER FOLGENDEN BEDINGUNGEN: LUFTTEMPERATUR 25 °C, KONDENSATION R404 A 40 °C, DRUCK CO₂ 100 BAR

	R404A	CO ₂	CO ₂
Anzahl Ventilatoren (8-polig)	3	3	1
Luftmenge [m ³ /h]	37 800	40 000	15 000
Luftaustrittstemperatur (bei gleicher Leistung) [°C]	38,6	46,1	62,7
Fläche Wärmeübertragerfront [m ²]	5,28	5,28	2,56
Anzahl/Reihen	3	3	6
Anzahl/Eingänge	66 (std)	22	21
Spezifikationen Rohre	3/8" Mikrolamellen	5/16" glatt	5/16" glatt
Zuflusstemperatur Flüssigkeit [°C]	65,0	115,0	115,0
Abflusstemperatur Flüssigkeit, bei gleicher Leistung [°C]	40,0 (Kondensation)	25,2 °C	28,8 °C
Relative Wärmeleistung bei CO ₂ -Gaskühleraustrittstemperatur 28 °C	100 (ΔT = 15)	158 (ΔT = 3)	96,0 (ΔT = 3)
Flüssigkeitsdruckabfall (bei gleicher Leistung) [kPa]	12,7 (= 0,3 K)	67,2	88,1

lern desselben Leistungsbereichs dar. Da die CO₂-Austrittstemperatur eine führende Rolle spielt, wurde der Vergleich auf zwei Weisen durchgeführt: (i) veränderliche Endtemperatur bei gleichbleibender Leistung, und (ii) veränderliche Leistung bei einer Endtemperaturdifferenz von 3 K. Zu den Lösungen in Tabelle 3:

- Die erste Lösung ist die R404 A-Referenz
- Die zweite Lösung weist die gleichen Lamellengrößen (Frontbereich und Reihen) und die gleiche Ventilation auf. Die Leistung ist übermäßig (letzte Reihe), oder als Alternative kann ein stark reduziertes ΔT erzielt werden (0,2 K – jedoch nur theoretisch und bei perfektem Gegenstrom), was alles durch das sehr große ΔT zwischen CO₂ und Luft bedingt ist (bei gleichem Luftdurchsatz). Die oben genannte Möglichkeit, den Luftdurchsatz zu verringern, wurde bei dieser Lösung nicht ausgenutzt.

- Die dritte Lösung nutzt diese Möglichkeit vollständig, indem statt drei Ventilatoren nur einer eingesetzt wird. Die Wärmeübertrageroberfläche wurde zur optimalen Anpassung an den reduzierten Luftdurchsatz neu verteilt; die Anzahl der Reihen wurde verdoppelt und die Frontfläche halbiert, wobei die Wärmeübertragungsoberfläche praktisch so bleibt wie ursprünglich. Die thermische Leistung bei einem End-ΔT von 3 K ist geringfügig niedriger als bei der Referenz (-4 %), bei einer

bedeutenden Reduzierung der Abmaße (50 %), der Ventilationsleistung (66 %) und des Geräuschpegels (4,8 dB).

Auch wenn dies eine theoretische Berechnung ist, gibt sie einige klare Indikationen für die Möglichkeit, die besonderen Merkmale von CO₂ für die Entwicklung eines leistungsfähigen Wärmeübertragers zu nutzen. Damit erschließen sich dem Gaskühler-Konstrukteur neue Wege der Wärmeübertrager-Gestaltung, die sich stark von den herkömmlichen HFC-Kondensatoren unterscheiden. Allgemein kann man folgern, dass der Einsatz von CO₂ eine bedeutende (mit der geringeren Ventilation zusammenhängende) Reduzierung der Geräteabmessungen mit sich bringen könnte, im Vergleich zu mit herkömmlichen Kältemitteln betriebenen Geräten mit ähnlicher Leistung; sogar bei geringen End-ΔT- Werten (zum Beispiel 3 K, siehe Tabelle 3).

Definition der Wärmeübertragergeometrie

Ein wichtiger zu analysierender Aspekt ist die Konfiguration des Wärmeübertragers. Wie bereits beschrieben, ist der in der Anlage wirksame Kältemittelfluss, sowie auch der Druckabfall (in K betrachtet) im Vergleich zu HFC niedriger. Diese Aspekte legen, zusammen mit dem hohen Druck (der zu einer Reduzierung der Kältemittelladung zwingt), nahe, einen Wärmeübertrager mit Rohren mit kleinem Durchmesser zu entwickeln. Eine tiefgreifende, zuerst mit CFD-Simulation [3], [4] und danach im Labor in

einem hochentwickelten Windkanal überprüfte, technische Analyse bietet als besten Kompromiss die Verwendung einer Lamellengeometrie von 25 x 21,65 mm mit einem Abstand von 2,1 mm und gesplitteten Turbulatoren [2]. Der Rohrdurchmesser ist 5/16". Die Gestaltung der Lamellenform ist das Ergebnis einer langwierigen Forschungsarbeit, die einen sehr hohen Leistungsgrad bei einer Wärmeübertragerkonfiguration mit niedrigerem Luftdurchsatz und größerer Wärmeübertragertiefe als bei einem normalen HFC-Kondensator anstrebte. In Bild 7 ist die Abweichung zwischen CFD-Simulation und Testergebnis im Windkanal bei einer Luftströmungsgeschwindigkeit von 1 bis 3 m/s dargestellt. Die maximale Abweichung beträgt 7,5 Prozent für den luftseitigen Wärmeübergangskoeffizienten und einen ähnlichen Wert für den Luftdruckabfall.

Das Lamellenpaket ist absichtlich unterbrochen, um eine unterschiedliche thermische Ausdehnung zu ermöglichen und um Wärmeleitung über die Lamellendicke zu vermeiden [1]. Man sollte nicht vergessen, dass bei Gaskühlern ein großes ΔT auftritt (z.B.: 120 –> 20 °C), viel größer als bei Kondensatoren.

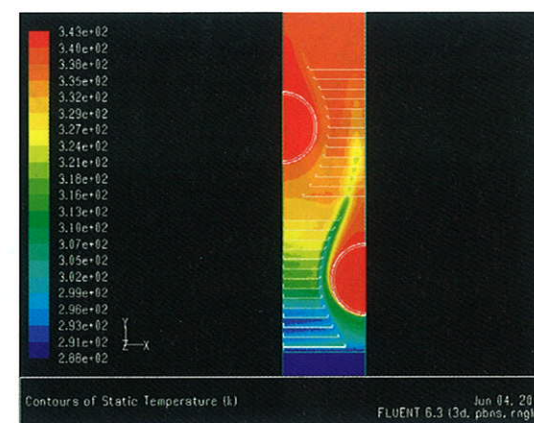


Bild 6: CFD-Simulation Lamelle

Als Ergebnis einer Zusammenarbeit mit einem bedeutenden Rohrerhersteller wurde eine spezielle Kupferlegierung eingeführt, getestet und zuletzt von TÜV München zugelassen. Ihre Bezeichnung ist K65 und sie hat eine doppelt so hohe Streckgrenze wie normales Kupfer. Dieses Material stellt einen maximalen Betriebsdruck von 120 bar sicher.

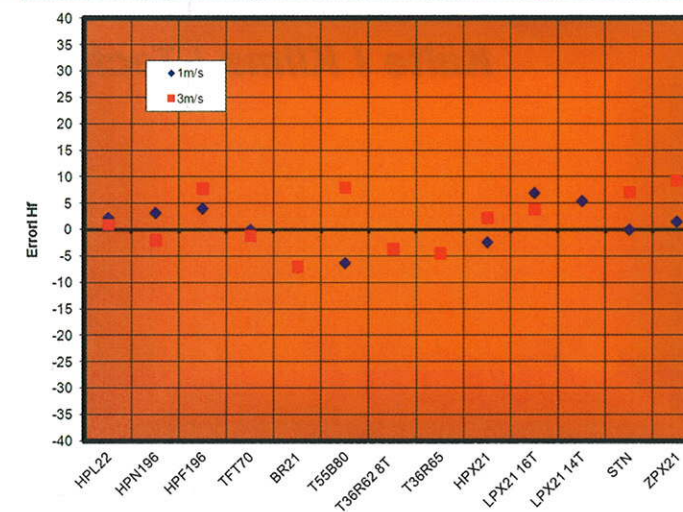


TABELLE 4: CHEMISCHE ZUSAMMENSETZUNG DER KUPFERLEGIERUNG K65

Material-zusammensetzung	Cu %	Fe %	Pb %	Zn %	P %	Anderes
Rohr K65	Rest	2,1 ÷ 2,6	0,03 (max)	0,05 ÷ 0,2	0,015 ÷ 0,15	0,20

Bild 7: Abweichung CFD gegenüber Testergebnissen

serqualitäten (Bild 9). Für einen ordnungsgemäßen Betrieb muss das Sprühwasser folgende Eigenschaften aufweisen:

- der Europäischen Richtlinie 98/83/EC entsprechen
- pH-Wert im Bereich von 6 bis 8
- Leitfähigkeit < 1500 µS/cm
- Chlorid < 200 mg/l (200 ppm)

Dieses Wasser muss vor der Zerstäubung einem Enthärtungsverfahren unterzogen werden, um den Härtegrad zu senken, der zwischen 2 und 4 °F (oder 1,1 – 2,2 °dH) liegen muss. Wird nämlich normales Wasser ohne Enthärtungsverfahren versprüht, kann es schnell zu Kalkablagerungen kommen (siehe Bild 9). Dort ist das Ergebnis des Tests zu sehen, der mit normalem Wasser (mit einem relativ niedrigen Härtegrad von nur 18 °F) und mit weichem Wasser (3 °F) durchgeführt wurde.

Nach nur 500 Betriebsstunden minderten die Kalkablagerungen die Leistung um fast 20 Prozent. Wir empfehlen den Einsatz des Sprühsystems für eine Zeitspanne von 200 bis 500 Stunden/Jahr, je nach Standort der Anlage. Vom hygienischen Gesichtspunkt aus können keine Probleme auftreten (d.h. Legionellen), weil der Großteil des Wassers verdunstet und eventuell verbleibendes abgeführt und nicht, wie im Fall von Kühltürmen, wiederverwendet wird.

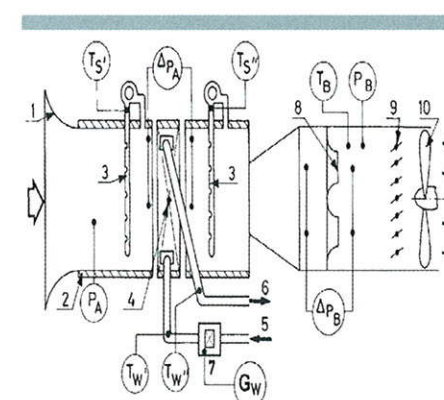


Bild 8: Windkanal (LU-VE-Labor)

Sprühsystem

Wie bereits erwähnt, ist die Gaskühleraustrittstemperatur ein Schlüsselpunkt, um auch bei höchsten Umgebungstemperaturen einen guten COP zu gewährleisten. Liegt die Außentemperatur nämlich bei 35 °C oder höher, fällt der Leistungsgrad der Anlage ab und der Energieverbrauch steigt. Mit Verweis auf die linke Grafik von Bild 3 kann man bei einer Umgebungstemperatur von 35 °C von einer Gaskühleraustrittstemperatur von 37 °C mit COP = 1,7 (Druck 90 bar) ausgehen. Durch den Einsatz eines Sprühsystems kann die CO₂-Gaskühleraustrittstemperatur allerdings bei 30 °C mit COP = 2,3 (Druck 90 bar) liegen. Die Steigerung beträgt 35 Prozent. Dies trifft natürlich nur bei hohen Umgebungstemperaturen zu, die (abhängig von der geographischen Lage) nur in einer begrenzten Periode des Jahres auftreten; das Sprühsystem kann jedoch eine interessante Lösung sein.

„Water Spray“ ist eine von LU-VE für herkömmliche Kondensatoren und Trockenkühler entwickelte Funktion, die sich

für CO₂-Anwendungen als besonders interessant erwiesen hat [8]. Die dem „Water Spray“ zugrunde liegende Idee ist recht einfach. Bei den meisten Anwendungen zwingen die nur wenige Stunden pro Jahr auftretenden extremen Sommerbedingungen zu einer Überdimensionierung der Wärmeableitungsgeräte und/oder schweren Einbußen an Kühlleistung und COP. Es ist daher sinnvoll, nur in diesen Perioden etwas Wasser auf die Wärmeübertrageroberfläche zu sprühen und so die Kondensationstemperatur oder, im Falle von CO₂, die Gaskühleraustrittstemperatur drastisch zu senken.

Der Bestimmung der Qualität des zu sprühenden Wassers wurde besondere Aufmerksamkeit gewidmet. In den Labors wurden ausgeklügelte Tests durchgeführt, besonders was die Widerstandsfähigkeit gegen Korrosion und Kalkablagerungen auf den Aluminiumlamellen mit spezieller Schutzbeschichtung betrifft und unter Bedingungen mit unterschiedlichen Was-

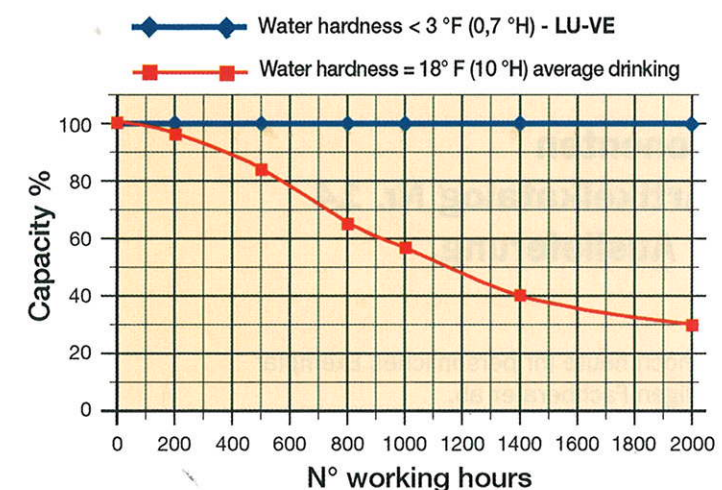


Bild 9: Leistungsversuch bei unterschiedlicher Wasserhärte



Bild 10:
CO₂-Gaskühler
mit Sprühsystem
(Sommerleistung
= 500 kW)

Fazit

Die Anwendung von CO₂ in der Kühlbranche könnte demnächst eine wichtige Realität werden. Was den Wärmeübertrager betrifft, wirft der Einsatz von CO₂ einige Probleme auf (höherer Betriebsdruck), bietet aber auch bemerkenswerte Möglichkeiten, insbesondere im vom Design her kompliziertesten Fall von Gaskühlern. Man hat gesehen, dass eine Reduzierung des Luftdurchsatzes und des Frontbereichs des Wärmeübertragers möglich ist, bei gleicher Leistung und mit sehr kleinen End- ΔT -Werten (wobei Letzteres ein wesentlicher Parameter zum Erreichen eines guten COP des Kreislaufs ist). Dies bringt einen niedrigeren Ventilator-Energieverbrauch, kleinere Abmessungen und einige durch den höheren Verbrauch von Kupfer aufgrund der dickeren Rohr- und Sammelrohrwände aufgewogene Einsparungen von Herstellungskosten mit sich. Die für herkömmliche Flüssigkeiten verwendete Lamellen- und Rohrgeometrie ist im Falle der Produktion von LU-VE, die sich seit vielen Jahren auf Rohre mit kleinerem Durchmesser auch für große Einheiten konzentriert hat, für den Einsatz von CO₂ vollkommen geeignet. Die Verwendung des Water-Spray-Systems unterstützt die Anlage bei der Verbesserung des allgemeinen Leistungsgrads bei hohen Umgebungstemperaturen. ■

Literatur

- [1] Wang CC, Recent progress on the air-side performance of Fin-tube Heat Exchangers, International Journal of Heat Exchanger 1524-5608/voll (2000), Seiten 49-76
- [2] Lozza G., Merlo U., An experimental investigation of heat transfer and friction losses of interrupted and wavy fins for fin-and-tube heat exchangers. International Journal of Refrigeration 24 (2001), Seiten 409-416
- [3] Patankar S.V. Numerical heat transfer and fluid flow, Mc Graw-Hill, New York, 1980
- [4] Sunden B., Brebbia C.A., Advanced computational methods in heat transfer VII, Proceeding of the Seventh International conference on advanced computational methods in heat transfer, Halkidiki, Griechenland, 22.-24. April 2002
- [5] Ashrae Handbook (2009), Fundamentals
- [6] Ashrae Handbook (2010), Refrigeration
- [7] Colombo E., Macchi E., Merlo U., Strategy for innovation in heat exchanger design: computational approach combined with experimental tests leads to performance improvement. Summer Heat Transfer Conference - Westin St. Francis, San Francisco, CA, USA (2005)
- [8] G. Lozza, S. Filippini, F. Zoggia, Using „water-spray“ techniques for CO₂ gas-coolers. XII. Europäischer Kongress zum Thema „Technological Innovations in Air Conditioning and Refrigeration Industry“, Juni 2007, Mailand, Italien

TELEDOOR

Qualität seit 25 Jahren

IDEEN MIT SYSTEM

- ➡ Kühlraum Dreh- und Schiebetüren
- ➡ Kühl- und Tiefkühlzellen
- ➡ Maschinenverkleidungen

- Wir fertigen Stückzahlen von „1“ bis „Serie“
- Individuelle Konzeption und Konstruktion
- Zahlreiche Referenzen im In- und Ausland
- Nutzen Sie unsere Erfahrung aus 25 Jahren...

TELEDOOR REINRAUM DECKEN- UND WANDSYSTEME

mit integrierten Glasschiebetüren kurz vor Fertigstellung der Montage

TONGJI UNIVERSITÄT SHANGHAI

Klima Windkanal zum Test von
Materialbeständigkeit bei Fahrzeugen

ANTARKTIS STATION

Konstruktion & Installation der
Außenhülle Isolierung bis - 48°C