

Güntner Symposium 2002

Auslegungskriterien für CO₂-Verdampfer

Referent: Hr. Dr. Summerer

Firma: Güntner

- 1. Einleitung**
- 2. Klassifizierung von CO₂-Verdampfern**
- 3. Auslegung von CO₂-Verdampfern**
 - 3.1. Berechnungen mit dem Güntner Product Calculator GPC**
 - 3.2. Besonderheiten von CO₂ / Vergleich mit R22 und NH₃**
 - 3.3. Auslegung / Rechenergebnisse**
- 4. Fazit**

Auslegungskriterien für CO₂-Verdampfer

1. Einleitung

Nachdem die FCKW aufgrund ihrer ozonschädigenden Wirkung durch chlorfreie Kältemittel ersetzt wurden, begann auch bei diesen Kältemitteln schon früh die Diskussion um deren hohes Treibhauspotential. In den letzten Jahren sind deshalb die natürlichen Kältemittel wieder mehr in den Vordergrund gerückt. Vor allem CO₂ hat im vergangenen Jahr geradezu einen Boom erlebt, und spätestens seit der DKV-Tagung 2001 in Ulm ist bekannt, dass es für CO₂ Anwendungen gibt, die bereits heute wirtschaftlich sind, vor allem im Kaskadenbetrieb mit NH₃. Solche Anlagen arbeiten in der Regel bei Verdampfungstemperaturen zwischen -40 und -50°C.

Bei der Auslegung von CO₂ Verdampfern gibt es einige Besonderheiten, die im folgenden näher untersucht werden sollen.

2. Klassifizierung von CO₂ Verdampfern

Grundsätzlich kann man CO₂ Verdampfer zunächst nach der Betriebsart unterscheiden, nämlich in Verdampfer mit Direktexpansion, Verdampfer mit Pumpbetrieb und Verdampfer zur Prozessgaserzeugung. Letztere werden bei Güntner bereits seit über 20 Jahren gebaut und sind thermodynamisch zwischen den beiden Varianten Pumpbetrieb und Direktexpansion anzusiedeln. Da sie in der Kältetechnik jedoch keine Rolle spielen, sollen sie hier nicht weiter betrachtet werden.

Ein weiteres Unterscheidungsmerkmal ist der geforderte Betriebsdruck. Wenn bauseits sichergestellt wird, dass der Betriebsdruck von 28 bar (derzeitiger Nenndruck bei Güntner Verdampfern) nicht überschritten wird, so können prinzipiell alle Standardmaterialien verwendet werden. Dies ist besonders bei Direktexpansion wichtig, weil dann innenberippte Rohre eingesetzt werden können. Diese Variante ist in jedem Fall die kostengünstigste.

Bei Heißgasabtauung mit CO₂ wird in der Regel ein zulässiger Druck von 45 bis 50 bar gefordert. Mit Kupferrohren ist dies nur schwierig zu realisieren; in jedem Fall müssten dickere Wärmeübertragerrohre verwendet werden, die es jedoch nicht mit Innenberippung gibt. Zudem müssten auch die Anschlussrohre (Sammelrohr, Stutzen) dickere Wandstärken aufweisen und speziell dafür beschafft werden. Hier bieten sich Wärmeübertrager aus feuerverzinktem Stahl oder Edelstahl an, wo Drücke von 50 bar relativ einfach zu realisieren sind.

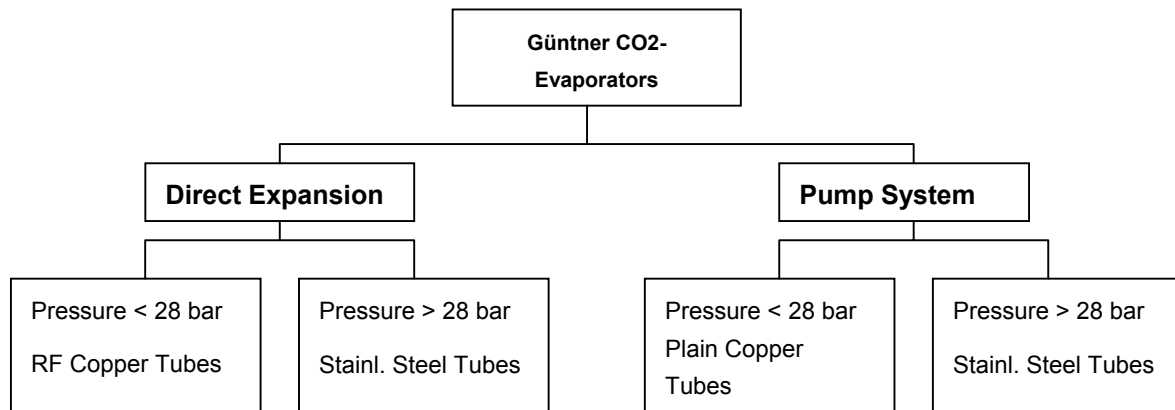


Abbildung 1: Übersicht CO₂-Verdampfer

3. Auslegung von CO₂-Verdampfern

3.1. Berechnung mit dem Güntner Product Calculator **GPC**

Die Berechnung von CO₂-Verdampfern erfolgt im Güntner Auslegungsprogramm (Güntner Product Calculator) nach der gleichen Methode wie für alle anderen Verdampfer, und zwar nach strengen thermodynamischen Regeln: Zunächst werden die Stoffdaten ermittelt, die als temperaturabhängige Funktionen hinterlegt sind. Es können jedoch auch manuell beliebig Stoffdaten eingegeben werden. Anschließend werden in einem iterativen Prozess Massenströme, Wärmeübergänge, Druckverluste, Entfeuchtung und schließlich die Kälteleistung ermittelt.

Die hinterlegten Berechnungsroutinen wurden im Lauf der Jahre immer mehr verfeinert und gegebenenfalls an neue Erkenntnisse, aber auch an neue Rohr- und Lamellenstrukturen angepasst. Die Genauigkeit des Programms ist heute so hoch, dass zur Zertifizierung neuer Geräteserien durch Eurovent nur noch berechnete Daten eingereicht werden. Bisher wurden alle Zertifizierungen auf Anhub bestanden, d.h. keine gemessene Leistung lag mehr als 8% unter dem berechneten Wert.

Ein weiterer Indiz für die Zuverlässigkeit des Programms ist die Tatsache, dass es praktisch noch nie eine Reklamation gab, wo ohne einen offensichtlichen Grund eine zu geringe Leistung erbracht worden wäre. Dies gilt auch für die vielen verkauften **CO₂-Verdampfer für die Prozessverdampfung**. Gerade bei CO₂ kommt außerdem noch ein zusätzlicher Aspekt hinzu: Der innere Wärmeübergang ist bei CO₂ so hoch, dass er praktisch keinen nennenswerten Einfluß auf die Verdampferleistung mehr hat. So bewirkt z.B. eine Steigerung des kältemittelseitigen Wärmeübergangs (α_{int}) von 2000 W/m²K auf 3000 W/m²K bei einem typischen Industrieluftkühler nur eine Erhöhung des absoluten Wärmedurchgangswertes (k) von ca. 6%. Der Einfluss auf die Kälteleistung ist noch deutlich niedriger, da ein höherer Wärmedurchgangswert zu einer größeren Luftabkühlung und somit zu einer kleineren treibenden Temperaturdifferenz führt. Die internen Wärmeübergänge bei CO₂ liegen zum Teil noch weitaus höher als 3000 W/m²K, so dass eine diesbezügliche Rechenunsicherheit eigentlich zu vernachlässigen ist.

3.2. Besonderheiten von CO₂ / Vergleich mit R22 und NH₃

Die Besonderheit von CO₂ als Kältemittel ist bekannterweise die hohe Drucklage. Diese Eigenschaft ist einerseits die wesentliche Hemmschwelle für CO₂, da es den Umgang vor allem bei höheren Temperaturen sehr schwierig macht. Bei tiefen Temperaturen jedoch ist diese Eigenschaft der entscheidende Vorteil. Vergleicht man beispielsweise die Eigenschaften von CO₂ mit denen von R22 und NH₃ bei einer Temperatur von -40°C (Tabelle 1), so erkennt man, dass die volumetrische Kälteleistung von CO₂ etwa 7mal so hoch ist wie die von R22 bzw. 8mal so hoch wie die von NH₃. Anders ausgedrückt heißt das, dass eine CO₂-Anlage nur etwa ein 8tel der Rohrquerschnitte einer vergleichbaren NH₃-Anlage benötigt. Dies führt zu kleineren Leitungsquerschnitten, kleineren Verdichtern und natürlich auch zu kleineren Füllvolumen und somit letztendlich zu kostengünstigeren Anlagen. Der hohe Druck und die damit verbundene hohe Gasdichte führen aber auch zu dem bereits erwähnten hohen Wärmeübergang bei der Verdampfung.

Refrigerant:	CO ₂	R22	NH ₃
Vapor Pressure [bar]	10	1	0.7
Enthalpy of. Evap. [kJ/kg]	322	243	1387
Density of Gas	26.24	4.85	0.64
Gas Volume Flow for 10 kW [m ³ /h]	6	41	47
dp/dT [bar/K]	0.37	0.05	0.04
Required Distributions (ca. 8m/s)	2	12	12

Tabelle 1: Stoffeigenschaften von CO₂, R22 und NH₃ bei -40°C

Eine weitere Folge des hohen Druckniveaus ist die schwache Temperatur-Druck abhängigkeit. So ist beispielweise für eine Änderung des Dampfdrucks von 1K bei -40°C eine Druckänderung von ca. 0.37 bar erforderlich. Bei R22 würden dafür schon 0.05 bar reichen, bei NH₃ bereits 0.04 bar. Dieser positive Nebeneffekt hat zur Folge, dass Druckabfälle sich nur geringfügig auf die Verdampfungstemperatur auswirken. Letztendlich aber ermöglicht diese Eigenschaft überhaupt erst den Einsatz von CO₂ mit gewöhnlichen Verdampfergeometrien.

Um dies näher zu erläutern muss man sich die Verhältnisse anhand eines konkreten Beispiels vor Augen führen. Betrachtet man beispielweise einen Verdampfer mit 6 Rohrreihen in Luftrichtung, 12 Rohrreihen in der Höhe und einem Rohrdurchmesser von 15mm, so ergeben sich folgende theoretisch mögliche Schaltungsvarianten (Passzahlen):

No. of Passes	Distributions	Tube Length
4	18	8 m
6	12	12 m
8	9	16 m
12	6	24 m
18	4	32 m
24	3	48 m
36	2	72 m

Tabelle 2: Schaltungsvarianten GHN 051C/210

Geht man von einer fixen Kälteleistung von 15 kW aus, so erreicht man bei -40°C bei R22 bereits mit einer 6 Pass Schaltung (12 Stränge) eine Kältemittelgeschwindigkeit von über 7 m/s. Bei CO_2 erreicht man mit 36 Pass (2 Stränge) dagegen nur eine Geschwindigkeit von etwas über 6 m/s. Somit ist bei CO_2 eine 6 mal größere Stranglänge erforderlich. Geht man in erster Näherung davon aus, dass bei gleicher Geschwindigkeit der Druckverlust je Meter Rohr bei allen Kältemitteln gleich ist, so führt dies zu einem 6 mal so hohen Druckverlust bei CO_2 . Tatsächlich ist der Druckverlust bei CO_2 aufgrund der Stoffeigenschaften sogar noch etwas höher (Abbildung 2).

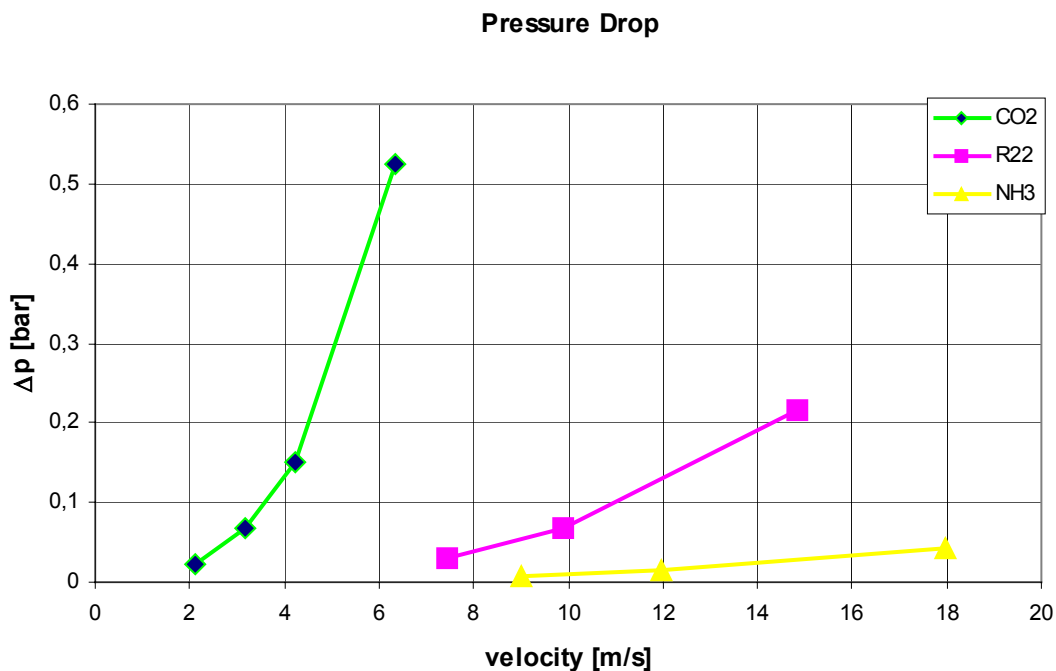


Abbildung 2: Druckverlust in Abhängigkeit der Kältemittelgeschwindigkeit

Thermodynamisch ist jedoch nur der durch den Druckabfall bewirkte Temperaturabfall von Bedeutung, da dieser direkt die treibende Temperaturdifferenz am Verdampfer und somit die Kälteleistung sinken lässt. Dieser ist aufgrund der schwachen Temperatur-Druckabhängigkeit jedoch nur geringfügig höher als bei R22 und NH₃ (Abbildung 3). Wäre dies nicht so, müssten für CO₂ andere Wärmeübertragergeometrien verwendet werden, d.h. man müsste wesentlich kleinere Rohrdurchmesser verwenden, ohne die Anzahl der Rohre zu erhöhen.

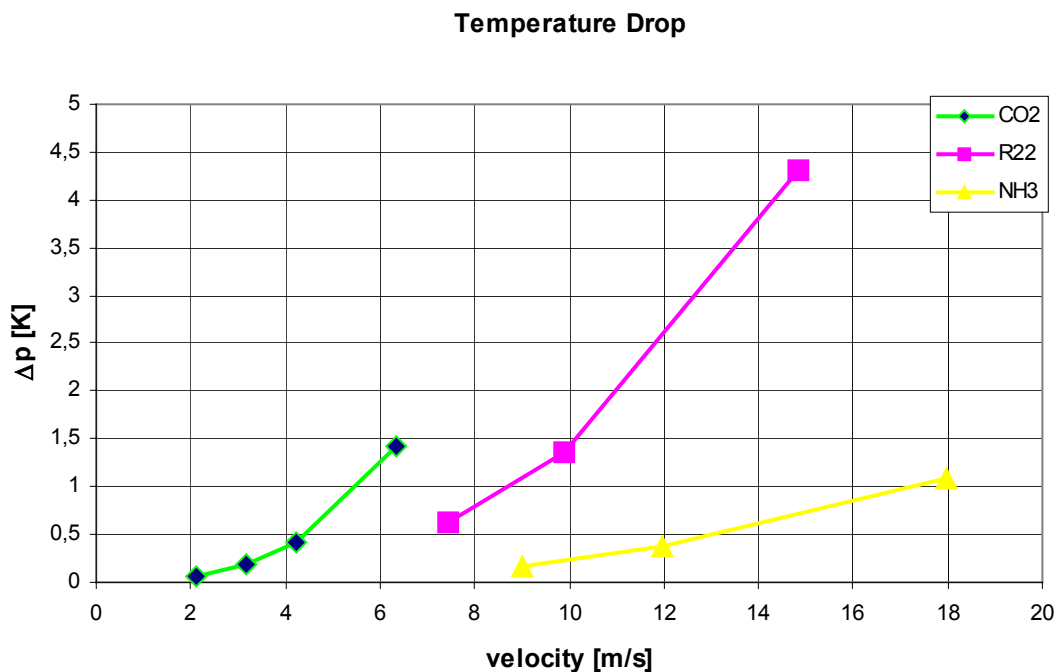


Abbildung 3: „Temperaturverlust“ in Abhängigkeit der Kältemittelgeschwindigkeit

3.3 Auslegung / Rechenergebnisse

An dem oben beschriebenen Verdampfer soll beispielhaft ein Vergleich der drei Kältemittel CO₂, R22 und NH₃ durchgeführt werden. Als Bedingung wurde gewählt $T_0 = -40^\circ\text{C}$ (Verdampfungsendtemperatur), $T_{L1} = -30^\circ\text{C}$ (Lufttritt), $RF = 95\%$ (rel. Luftfeuchte). Um andere Einflüsse auszuschließen, wurde die Luftmenge in allen Fällen gleich gelassen. Ebenso wurde als Rohr immer ein Kupferrohr gerechnet, auch wenn dies für NH₃ rein theoretisch bleibt. Die Leistung wurde auf einen konstanten Wert gesetzt. Die Schaltungen wurden jeweils sinnvoll für das entsprechende Kältemittel gewählt.

Abbildung 4 zeigt die inneren Wärmeübergangskoeffizienten in Abhängigkeit von der Kältemittelgeschwindigkeit bei Direktexpansion. Man sieht, dass bei CO₂ bereits mit Glattrrohr Werte zu erreichen sind, die mit R22 nur mit innenberipptem Rohr möglich sind. Zu beachten ist bei dem Vergleich, dass die Werte für NH₃ rein theoretischer Natur sind, da wie erwähnt zum einen mit Kupferrohr gerechnet wurde und zum anderen mit einer Überhitzung von 5K, was für NH₃ nur schwer realisierbar ist.

Internal Heat Transfer Coefficient

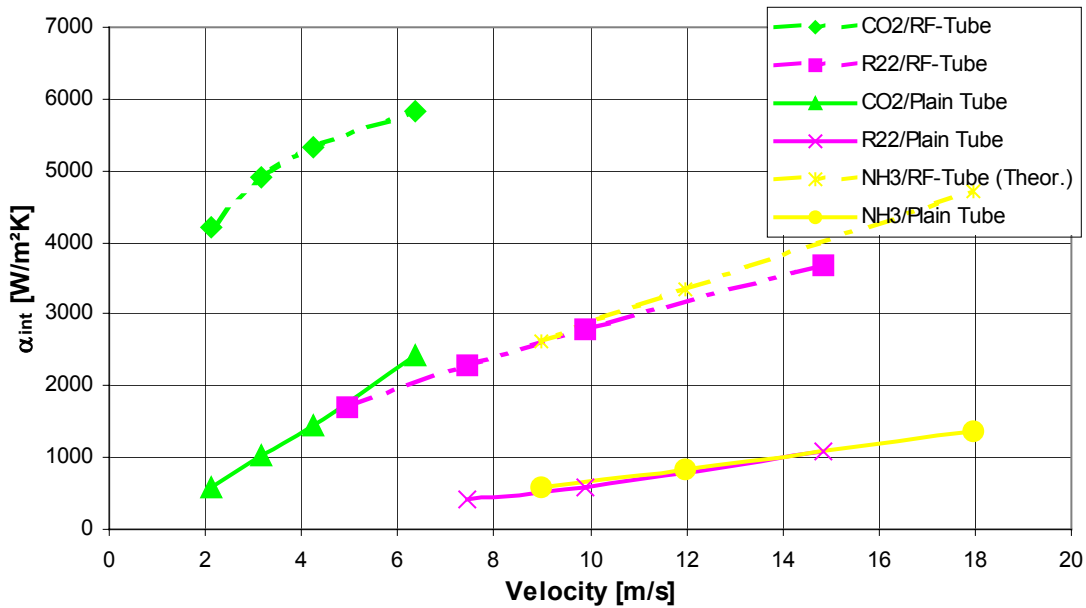


Abbildung 4: Wärmeübergang versch. Kältemittel in Abhängigkeit der Geschwindigkeit

Da jedoch nicht die Kältemittelgeschwindigkeit von Bedeutung ist, sondern vielmehr der druckverlustbedingte Temperaturabfall ist Abbildung 5 aussagekräftiger, wo die inneren Wärmeübergänge noch einmal gegen den Druckverlust bedingten „Temperaturabfall“ aufgetragen sind.

Internal Heat Transfer Coefficient

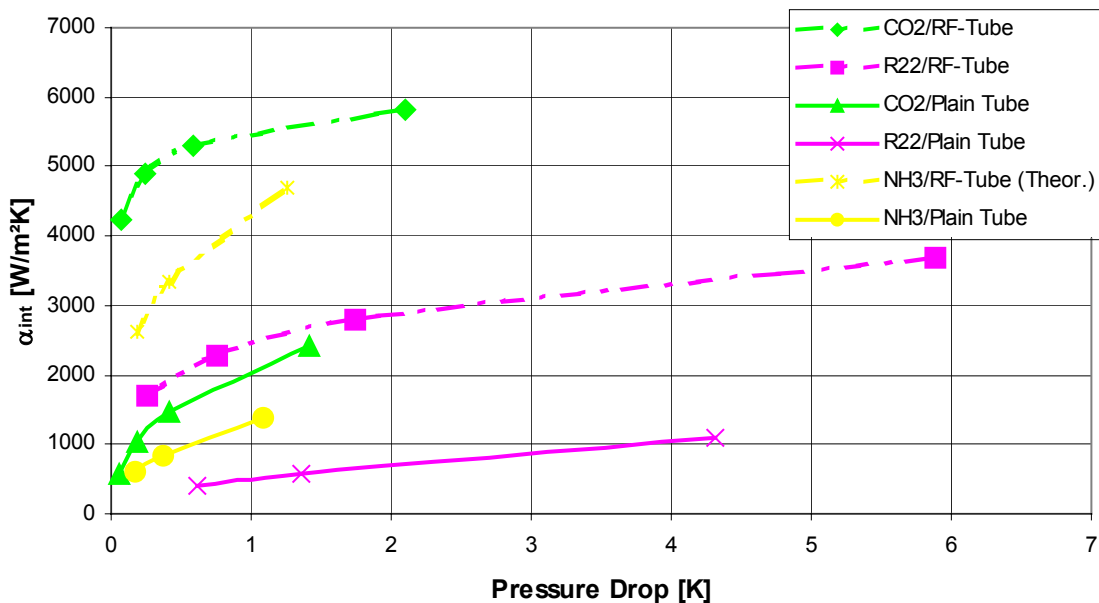


Abbildung 5: Wärmeübergang versch. Kältemittel in Abh. des Druckverlustes

Um einen Verdampfer optimal auszulegen, hilft allerdings auch dieses Diagramm nicht viel weiter. Was letztendlich zählt, ist das Produkt aus dem Gesamtwärmedurchgangswert (k) und der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz (ΔT), das oft auch als Wärmelast bezeichnet wird. Abbildung 6 zeigt dies erneut für die 3 Kältemittel CO_2 , R22 und NH_3 , für Verdampfer mit Glattrohr und mit innenberipptem Rohr.

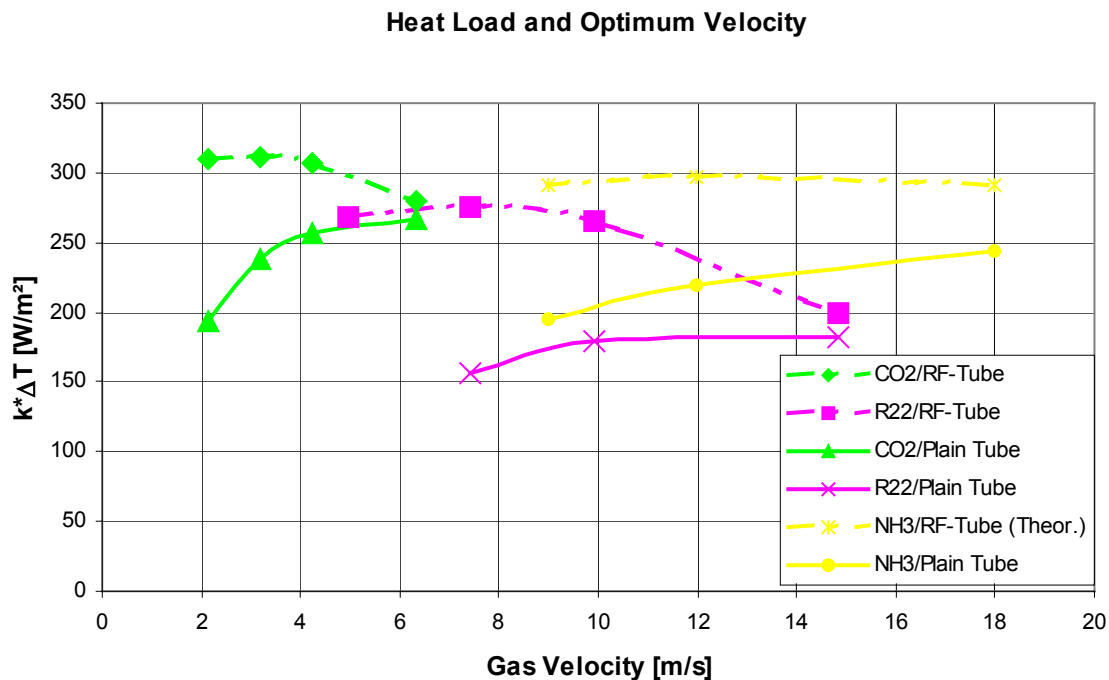


Abbildung 6: Wärmelast in Abhängigkeit der Kältemittelgeschwindigkeit.

Hier wird deutlich, dass die optimale Geschwindigkeit für CO_2 deutlich niedriger liegt als für R22 und sogar wesentlich niedriger als für NH_3 . Dies ergibt sich zum einen aus dem schaltungsbedingt höheren Druckverlust von CO_2 , zum anderen aber auch durch den höheren Wärmeübergang. Beides führt dazu, dass man mit CO_2 bereits bei relativ niedrigen Geschwindigkeiten an einen Punkt kommt, wo sich bei weiterer Erhöhung der Geschwindigkeit der negative Einfluß des Druckabfalls stärker auf die Leistung auswirkt als der positive Einfluß durch den zunehmenden Wärmeübergang. Genau umgekehrt ist das bei NH_3 , wo erst bei sehr hohen Geschwindigkeiten gute Wärmeübergänge zu erzielen sind, dafür aber die Druckverluste bei diesen Geschwindigkeiten schaltungsbedingt sehr niedrig bleiben. Es sei an dieser Stelle noch einmal betont, dass der in Abbildung 6 gezeigte Wert für NH_3 praktisch nicht erreichbar ist.

Noch deutlicher werden die Vorteile von CO_2 bei Verdampfern mit Pumpbetrieb. Abbildung 7 zeigt den Vergleich der inneren Wärmeübergänge bei einer Pumprate von 2.5. Auf das innenberippte Rohr wurde hier verzichtet, da dies bei Pumpbetrieb keinen nennenswerten Vorteil bringt. Auch hier wurde bei NH_3 wieder mit Kupferrohr gerechnet. Bei einem realen Wärmeübertrager wäre somit der Abstand zu CO_2 noch größer.

Internal Heat Transfer Coefficient

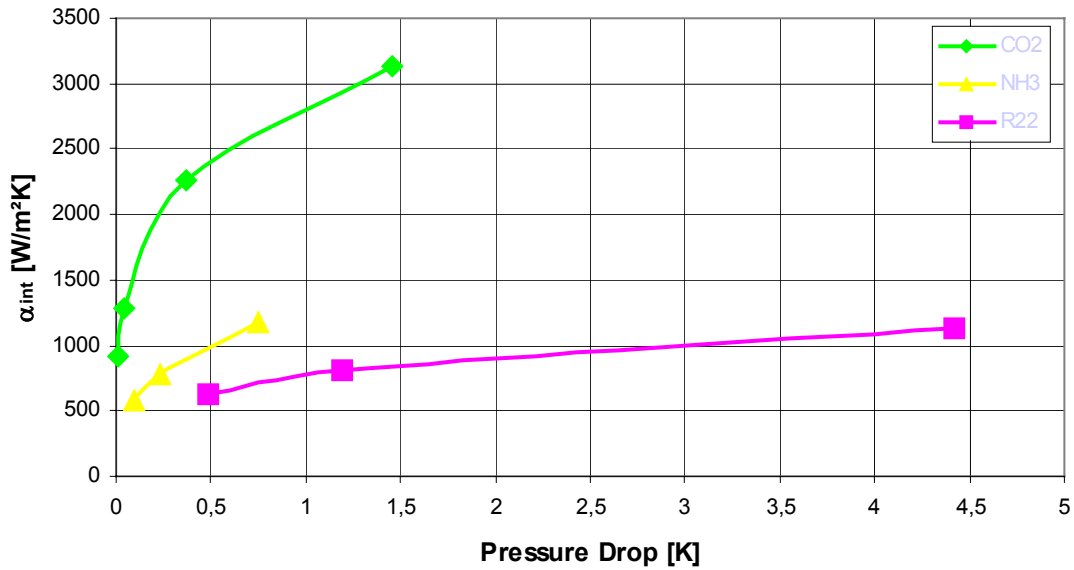


Abbildung 7: Innerer Wärmeübergang bei Pumpbetrieb

Heat Load

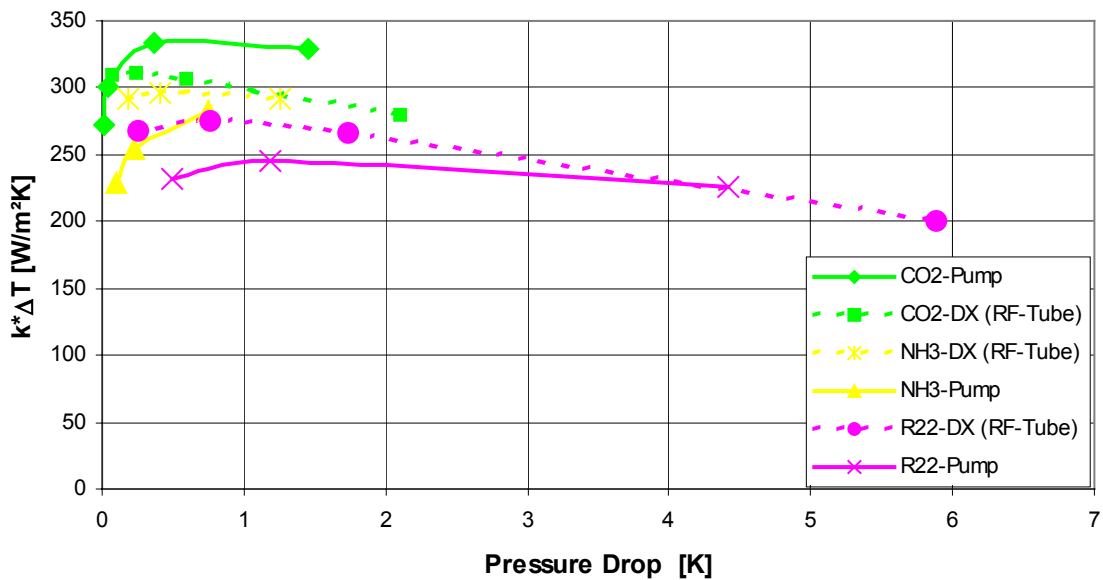


Abbildung 8: Wärmelast verschiedener Kältemittel bei unterschiedlicher Betriebsart

In Abbildung 8 ist erneut die Wärmelast der verschiedenen Varianten aufgetragen. Zum Vergleich sind noch einmal die Werte für Direktexpansion eingezeichnet. Man erkennt, dass CO₂ im Pumpbetrieb an der Spitze steht. Dies liegt erneut daran, dass die treibende Temperaturdifferenz bei CO₂ eine wichtigere Rolle spielt als der ohnehin hohe

Wärmübergang. Aufgrund der fehlenden Überhitzung liegt die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz im Pumpbetrieb generell höher als bei Direktexpansion. Deshalb liegt die Gesamtwärmelast bei Pumpbetrieb höher als bei Direktexpansion, obwohl der Wärmeübergang etwas niedriger ist. Die gleichen Effekte führen bei NH_3 erneut zum umgekehrten Phänomen: Hier überwiegt der bei Direktexpansion höhere Wärmeübergang den Nachteil durch die kleinere Temperaturdifferenz, so dass sich – zumindest in diesem theoretischen Fall – ein Vorteil für Direktexpansion ergibt.

4. Fazit

Mit CO_2 erreicht man derart hohe innere Wärmeübergangswerte, dass noch mehr als bei gewöhnlichen Verdampfern die Luftseite den begrenzenden Faktor für den Wärmeübergang darstellt. Dies führt natürlich unmittelbar zu dem Schluss, dass gerade bei CO_2 -Verdampfern effizientere Lamellen eingesetzt werden sollten. Grundsätzlich führen jedoch immer effizientere Verdampfer zu Problemen mit zu schneller Vereisung und – auf die Kälteleistung bezogen – zu wenig Luftvolumen. Diese Probleme wären zwar vermeidbar, wenn man die höhere Effizienz der Verdampfer durch kleinere Temperaturdifferenzen kompensieren und damit Energie am Verdichter sparen würde. Es zeigt sich jedoch vor allem im europäischen Raum immer wieder, dass der Umgang mit hoch effizienten Verdampfern erst noch gelernt werden muss. Sinnvoller dagegen wäre es, bei CO_2 -Verdampfern auf höhere Luftgeschwindigkeiten zu gehen. Dadurch erhöht sich ebenfalls der äußere Wärmeübergang und zugleich die treibende Temperaturdifferenz. Da CO_2 -Verdampfer generell nur bei sehr tiefen Temperaturen eingesetzt werden, sind bei diesen Geschwindigkeiten auch keine Probleme durch Wasserauswurf zu erwarten. Allerdings darf nicht vernachlässigt werden, dass ein stärkerer Lüfter auch mehr Energie verbraucht, die nicht nur direkt aufgewendet werden muss, sondern indirekt noch mal als Kälteleistung verloren geht, so dass auch hier gewisse Grenzen gesetzt sind.

Klärungsbedarf besteht derzeit noch bei den möglichen Abtauarten und den geforderten Betriebsdrücken. Wenn überwiegend Drücke von 40 bis 50 bar gefordert werden, so sollte aus Kostengründen versucht werden, dies durch etwas dickwandigere Kupferrohre zu erreichen, da dies immer noch günstiger, aber auch effizienter ist als Edelstahl oder Stahl. Am günstigsten wäre es jedoch, wenn anlagenseitig so hohe Drücke vermieden würden und man auf Standardgeräte zurückgreifen könnte. Allein schon aufgrund der hohen Effizienz aber ist auch die Komponente Verdampfer im CO_2 Kältekreis in der Regel kostengünstiger als bei vergleichbaren Kältemitteln.