



Dipl.-Ing. Klaus Hartmann,
Prokurist und Direktor
Qualität und Training,
Carrier GmbH, Unterschleißheim.

Am 22. Mai des letzten Jahres wurde die Turbokältemaschine 75 Jahre alt. Sie entstand aus dem Verlangen der Industrie nach einer leistungsfähigen und einfachen Maschine für große Kälteleistungen. Die 1922 von dem genialen amerikanischen Konstrukteur Dr. Willis H. Carrier entwickelte kompakte Turbokältemaschine sollte zunächst nur zur Kühlung großer Wassermengen für Klimaanlage in Textilfabriken, Theatern, Verwaltungsgebäuden, Hotels usw. dienen.

Es zeigte sich jedoch schon vor dem Zweiten Weltkrieg nicht nur in der chemischen Industrie ein wachsender Bedarf an Kältemaschinen, die in der Lage waren, große Kälteleistungen bei immer tieferen Verdampfungstemperaturen zu erzeugen: ein nahezu ideales Einsatzgebiet für die Turbokältemaschine.

Nachfolgend werden einige typische Anwendungen beschrieben und mit teilweise nostalgischen Fotos die 75jährige Entwicklungsgeschichte nachgezeichnet.

Entwicklung der Turbokältemaschine

Anfang der 20er Jahre war die Carrier Engineering Corporation ein großes Ingenieur- oder Planungsbüro für Klimatechnik, kein Produktionsbetrieb. So versuchte Carrier zunächst, seine Lieferanten zu Neuentwicklungen zu be-

Turbokältemaschinen für industrielle Prozesse

Klaus Hartmann, München

wegen – ohne Erfolg. 1920 brachte er schließlich seine Überlegungen, wie man die Kältemaschinen seiner Zeit verbessern könne, zu Papier und stellte sie intern zur Diskussion. Die neue Kältemaschine sollte einen Radialverdichter haben und einen Direktantrieb, der hohe Laufgeschwindigkeiten ermöglichte, die Wärmetauscher sollten im Gegensatz zu der damals üblichen umständlichen Ausrüstung einfach, kompakt, leistungsstark und preiswert sein, und es mußte ein neues ungiftiges Kältemittel gefunden werden, das sich mit der neuen Technik vertrug. Noch war ungeklärt, wer eine solche Maschine bauen sollte. Zunächst mußten Komponenten mit den gewünschten Eigenschaften gefunden werden. Bei der Suche nach einem geeigneten

Kältemittel stieß Carrier auf Dielen – $C_2 H_2 Cl_2$. In Amerika wurde es nicht hergestellt, aber Carrier fand einen Hinweis auf eine Firma in Genf. Von dieser bekam er die Auskunft, Dielen werde in Deutschland in großen Mengen industriell hergestellt, da man es als Reinigungsmittel verwende.

Nun entwarf Carrier die Spezifikationen für einen Radialverdichter mit Dielen als Kältemittel. Er sah eine Leistung von 280 kW im Klimatemperaturbereich vor. Dann bat er zwei amerikanische Maschinenbauer um ein Kostenangebot. Der eine gab einen prohibitiv hohen Preis an, der jegliche Wettbewerbschancen gegenüber den herkömmlichen Hubkolbenverdichtern ausschloß. Der zweite ließ wissen, er habe kein Interesse.

Der geniale Erfinder Dr. W. H. Carrier, auch „Vater der Klimatechnik“ genannt, vor seiner epochalen Entwicklung, dem Turboverdichter für die Kältetechnik.



So blieb Carrier keine Wahl, als die Sache selbst in die Hand zu nehmen. Er war sich des Risikos bewußt, schließlich verfügte das Unternehmen über keinerlei Erfahrung in der Produktion und über keine Infrastruktur. Die nötigen Investitionen würden alles bisher Erreichte aufs Spiel setzen.

Es spricht für das Verhältnis zwischen Mitarbeitern und Unternehmensleitung, daß die Entscheidung letztlich gemeinsam gefällt wurde. Carrier und sein Partner Irvine Lyle riefen die 30 Ingenieure zusammen, die das Unternehmen beschäftigte, legten ihnen das Problem dar und baten um ihre Meinung. Nach einer hitzigen Debatte wurde abgestimmt. Das einstimmige Votum hieß, Fabrikhallen zu kaufen und die Produktion der neuen Kältemaschine aufzunehmen.

Im Frühjahr 1921 fuhr Carrier nach Europa, um einen Hersteller für seinen Verdichter zu suchen. Er fand ihn in der Leipziger Firma C.H. Jaeger & Co., die den Verdichter zu etwa einem Sechstel des Preises anbot, den die Amerikaner kalkuliert hatten.

Bei der Firma Wacker Chemie orderte Carrier die erforderlichen Mengen Dienen als Kältemittel. Es folgte eine Zeit der Versuchsreihen und Testläufe; Verflüssiger und Kühler wurden konstruiert und gebaut. Anfang 1922 traf der neue Verdichter aus Deutschland ein. Der erste Prototyp der neuen Kältemaschine wurde zusammengebaut und getestet, verändert und wieder getestet.

Schließlich stand der 22. Mai 1922 als offizieller „Geburtstag“ der Turbokältemaschine fest. 300 Ingenieure wurden eingeladen. Um den Reiz der Veranstaltung zu erhöhen, war nicht nur ein Essen vorgesehen, sondern es sollte als zusätzliche Attraktion zwei Boxkämpfe mit Lokalmatadoren geben.

Bevor die Gäste ankamen, hatten Carrier und seine Mitarbeiter die neue Maschine in Betrieb genommen, um die Fabrikhalle, die als Speisesaal dienen sollte, zu klimatisieren. Das ging nicht ohne Aufregung ab. Den Dampf zum Betrieb der Maschine hatte man von einem Nachbarn „geliehen“ und zunächst reichte der Druck nicht aus, um die Kältemaschine auf die nötige Drehzahl bzw. Leistung zu bringen. Schließlich wurde ein Leck in der Leitung entdeckt und der Schaden behoben – als die Gäste eintrafen, war es in den Hallen angenehm temperiert. Nach dem Essen hielt Carrier eine Re-

Abb. 1 Die erste von Dr. W. H. Carrier entwickelte Turbo-Kältemaschine wird vom Konstrukteur Adolph Zulinke (links) und Logan L. Lewis – einem der sieben Firmengründer der Carrier Corporation – nach einer störungsfreien Laufzeit von 36 Jahren inspiziert, bevor sie demontiert und zur Ausstellung in die Carrier-Hauptverwaltung nach Syracuse transportiert wird (alle Fotos Carrier).



de, in der er die Entwicklung der neuen Kältemaschine beschrieb, die Konstruktionsprinzipien erläuterte und als krönenden Abschluß die Besichtigung versprach. Und dabei passierte es: aus dem Nebenraum war plötzlich ein lautes, anhaltendes Geräusch zu vernehmen. Lassen wir Carrier selbst berichten: „Es war entsetzlich, als dieses anhaltende laute Rattern zu uns herüberklang. Ich konnte förmlich sehen, wie das Verdichterlaufrad in Stücke gerissen wurde. Schweißtropfen standen auf meiner Stirn, meine Hände waren naß. Aber ich redete weiter als sei nichts geschehen. Irvine (Carriers Partner Irvine Lyle), der hinten in der

Nähe der Tür saß, verließ ganz beiläufig den Raum, mit einer Ruhe, von der ich genau wußte, daß sie nicht echt war. Sekunden später kam er zurück und signalisierte mir, es sei alles in Ordnung“.

Später stellte sich heraus, daß einer der Mitarbeiter beim Vorbereiten des Nebenraumes, in dem die Boxkämpfe stattfinden sollten, einen Metalltisch über den rauhen Betonboden gezogen hatte. „Kein Tontechniker beim Film hätte das Auseinanderbrechen eines Rotors besser imitieren können“, meinte Carrier.

Nun trat die neue Kältemaschine ihren Siegeszug, auch für industrielle Pro-

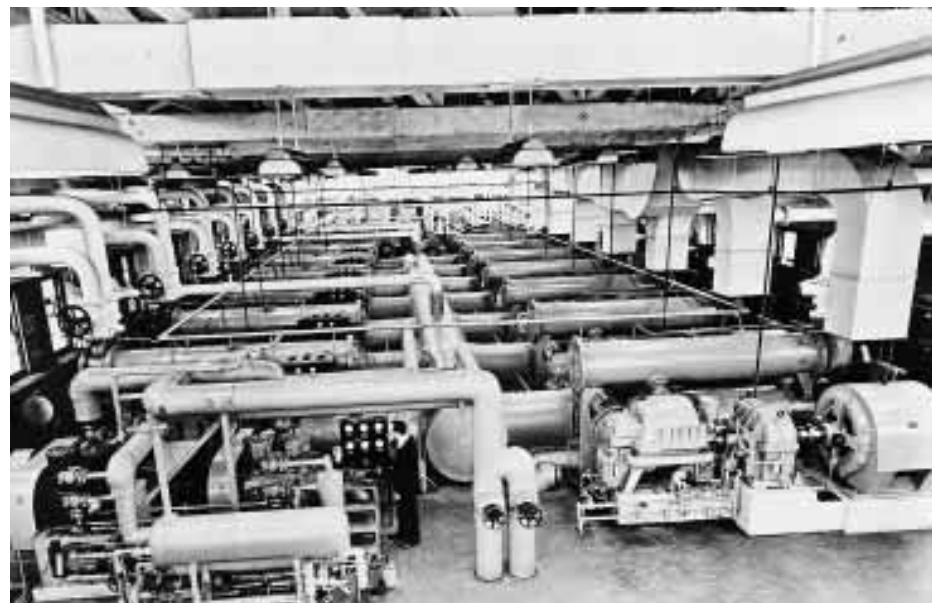


Abb. 2 Offene vierstufige Turboverdichter mit Antrieb über Elektromotor und Drehzahlenerhöhungsgetriebe. Die insgesamt 14 Maschinen dienen zur Kälteerzeugung für ein NASA-Laboratorium und sind parallel an ein gemeinsames System mit direkter Verdampfung angeschlossen. Die Verdichter arbeiten bei $-43\text{ }^{\circ}\text{C}$ Verdampfungs- und $39\text{ }^{\circ}\text{C}$ Verflüssigungstemperatur.

zesse, an. Der Zweite Weltkrieg beschleunigte die Einrichtung von Prüfräumen für militärische Ausrüstungen und von Windkanälen für den Flugzeug- und Raketenbau, in denen alle atmosphärischen Bedingungen simuliert werden konnten.

So entwickelte sich aus der ursprünglich nur in Sonderfällen zur Erzeugung tiefer Temperaturen verwendeten Turbokältemaschine eine Standardanlage. Die größte während des Krieges erbaute Anlage dieser Art ist im NASA-Laboratorium für Flugzeugtriebwerke in Cleveland, Ohio, aufgestellt worden. Sie besteht aus 14 vierstufigen Turboverdichtern, die von Elektromotoren mit einer Leistung von je 1150 kW angetrieben werden. Jeder Verdichter arbeitet mit einem eigenen Verflüssiger und Zwischenkühler. Alle 14 Maschinen sind parallel geschaltet und an ein gemeinsames System mit direkter Verdampfung angeschlossen, bei dem das flüssige Kältemittel mittels Umwälzpumpen auf mehr als 200 Lamellenverdampfer verteilt wird, die zur Abkühlung der im Windkanal umgewälzten Luft dienen. Die Verdichter sind für eine Verdampfungstemperatur von $-43\text{ }^{\circ}\text{C}$ und eine Verflüssigungstemperatur von $39\text{ }^{\circ}\text{C}$ ausgelegt.

Derart große Anlagen ermöglichten die Vervollkommnung der Turboverdichter mit den dazugehörigen Hilfseinrichtungen, so daß sie in schneller Folge auf den verschiedensten Gebieten für die industrielle Erzeugung tiefer Temperaturen eingesetzt werden konnten.

Turboverdichter für Tieftemperaturen

Im Gegensatz zum Kolbenverdichter, bei dem die Druckerhöhung mittels hin- und hergehender Kolben am ruhenden Fördermittel bewirkt wird, geschieht die Druckerhöhung beim Turboverdichter am bewegten Fördermittel mittels Schaufel- oder Laufrad. Man spricht daher bei Turboverdichtern von einem kinetischen Verfahren im Gegensatz zum statischen Verfahren der Kolbenverdichter.

Während ferner die meisten Verdrängermaschinen kleine Gasmengen gegen große Druckverhältnisse fördern, eignet sich der Turboverdichter zur Förderung großer Gasvolumina gegen kleine Druckdifferenzen. Aus charakteristischen Kennlinien der beiden Verdichterarten kann man entnehmen, daß beispielsweise bei der Kolbenmaschine das Fördervolumen bei einer

Abb. 3 Zweistufiger Turbokälteverdichter vor dem Zusammenbau. Auf dem Foto sind die Laufräder und Leitapparate besonders deutlich zu erkennen.



Änderung der Druckverhältnisse nahezu konstant bleibt, während es bei dem Turboverdichter sehr stark vom Druck abhängig ist.

Beim Turboverdichter wird das Gas im Laufrad auf eine relativ hohe Geschwindigkeit beschleunigt und dann in stehende Kanäle – Diffusoren oder Leitapparate – geführt (Abb. 3). Durch die Erweiterung der Leitapparate wird die Geschwindigkeit des Gases verzögert und der dynamische Druck in statischen Druck umgewandelt. Turbokältemaschinen werden vor allem für sehr große Kälteleistungen hergestellt. Die vielseitige Anwendung erstreckt sich vom Klimatemperaturbereich zur Erzeugung von Kaltwasser bis zu Industrieanlagen mit Verdampfungstemperaturen von $-120\text{ }^{\circ}\text{C}$ und darunter.

Festlegung des Kältemittels

Die Wahl des Kältemittels hängt neben der verwendeten Maschinenart auch sehr stark von dem Temperaturunterschied zwischen Verdampfung und Verflüssigung ab. Bei Kolbenmaschinen werden Kältemittel mit geringem spezifischen Volumen bevorzugt, während Turbokältemaschinen den besten Wirkungsgrad bei Kältemitteln mit möglichst großem spezifischen Volumen erreichen; aus Kostengründen geht der Trend jedoch auch hier zu Kältemitteln größerer Dichte, da diese den Einsatz kleinerer Verdichter erlau-

ben. Des weiteren verwendet man bei größeren Kälteleistungen sowie bei tieferen Verdampfungstemperaturen bevorzugt Kältemittel mit größerer Dichte.

Folgende grundsätzliche Besonderheiten, die für die Wahl des Kältemittels in Betracht gezogen werden müssen, kann man für Vergleichszwecke zusammenfassen:

- a) Benötigtes geometrisches Hubvolumen,
- b) Anfangsdruck am Verdichter (Verdampfungsdruck),
- c) Enddruck am Verdichter (Verflüssigungsdruck),
- d) Molekulargewicht.

Eine Gegenüberstellung von drei möglichen Kältemitteln für eine Turbokältemaschine mit einer Leistung von 800 kW und einer Verdampfungstemperatur von $4\text{ }^{\circ}\text{C}$ sowie einer Verflüssigungstemperatur von $38\text{ }^{\circ}\text{C}$ würde wie in Tabelle 1 dargestellt aussehen.

Außer den erwähnten Faktoren zur Auswahl des bestgeeigneten Kältemittels sind noch weitere Gesichtspunkte zu beachten: die Leistungszahl des Kältekreislaufs, Betriebssicherheit und Stabilität, Überhitzungstemperatur und der Verdichter-Wirkungsgrad.

Verdichterdrehzahl

Nachdem das geeignete Kältemittel bestimmt wurde, ist die beste Kombination von Umfangsgeschwindigkeit

	Wasserdampf	R 134a	NH ₃
Geometrisches Hubvolumen	45,5	0,32	0,16
Saugdruck (bar)	0,0057	3,4	5,05
Verdichtungsdruck (bar)	0,063	9,6	14,59
Molekulargewicht	18,0	102,0	17,0

Tabelle 1 Gegenüberstellung von drei möglichen Kältemitteln für eine Turbokältemaschine mit einer Kälteleistung von 800 kW bei $t_0 = 4\text{ }^{\circ}\text{C}$ und $t = 38\text{ }^{\circ}\text{C}$.

und Anzahl der Verdichtungsstufen herauszufinden. Dies ist hauptsächlich ein konstruktives Problem der Ausbalancierung zwischen der Drehzahl des Laufrades und dessen Durchmesser für eine benötigte Umfangsgeschwindigkeit in Abhängigkeit der Anzahl der Verdichtungsstufen.

Man hat z. B. die Wahl zwischen:

- a) einem einstufigen Kompressor mit einem großen Durchmesser und einer kleinen Drehzahl;
- b) einem einstufigen Kompressor mit einem kleinen Durchmesser und einer großen Drehzahl;
- c) einem zweistufigen Kompressor mit zwei Laufrädern und kleiner bzw. mittlerer Drehzahl.

Alle drei Möglichkeiten eignen sich zur Förderung der gleichen Gasmenge eines Kältemittels mit denselben Verdampfungs- bzw. Verflüssigungstemperaturen und annähernd gleichem Wirkungsgrad.

Es muß allerdings eingeschränkt werden, daß sich die erwähnten Variationen im wesentlichen auf Verdampfungstemperaturen um 0 °C beziehen und bei Turbokältemaschinen für industrielle Tiefkühlung meist andere Kriterien vorherrschen.

Auswahl des Arbeitsprozesses

Turbokälteanlagen kann man nach der Art, wie die Kälteleistung der Maschine übertragen wird, oder auch nach der Anordnung des Arbeits- bzw. Kreisprozesses klassifizieren. Im letzteren Fall unterscheidet man zwischen ein- und mehrstufiger Betriebsweise mit einem Kältemittel und der Kaskaden-Schaltung mit mehreren Kältemitteln.

Die Wahl des Arbeitsverfahrens bzw. der Schaltung hängt im wesentlichen von der Kälteleistung, dem Temperaturunterschied zwischen der Verdampfungs- und Verflüssigungstemperatur sowie von wirtschaftlichen Erwägungen ab.

Wie die Werte in der Tabelle 2 zeigen, ist die Druckhöhe bei Verdichtern mit R 134a wegen des hohen Molekulargewichtes so niedrig, daß drei Verdichtungsstufen ausreichen. Da die Schallgeschwindigkeit dieses Kältemittels verhältnismäßig gering ist, sollte die Umfangsgeschwindigkeit der Laufräder 165 m/s nicht überschreiten. Deshalb können im Gegensatz zu Propan und Ammoniak nur geringe Druckhöhen je Stufe erzielt werden. Im allgemeinen werden für Propan vier, für

Kältemittel	R 134a	Propan	Ammoniak
Verdampfungsdruck (bar)	1,45	2,62	2,10
Verflüssigungsdruck (bar)	9,63	13,1	14,6
Druckverhältnis	6,64	5,00	6,96
Polytropische Druckhöhe (m)	3 260	8 150	31 200
Anzahl der Stufen	3	4	13
effektive spezifische Kälteleistung (kJ/kW)	10 895	10 350	10 100
volumetrische Kälteleistung (kJ/m ³)	1082	2 191	2 201
Volumen des verdichteten Kältemittels (m ³ /1000 kJ)	0,20	0,14	0,13

Tabelle 2 Eigenschaften einiger in Turbokälteanlagen verwendeter Kältemittel bei -18 °C Verdampfungstemperatur, 38 °C Verflüssigungstemperatur, 0,75 polytropischem Wirkungsgrad und zwei Zwischenkühlern.

Ammoniak dreizehn Stufen benötigt. Ein Vergleich der spezifischen Kälteleistungen für verschiedene Kältemittel zeigt die klare Überlegenheit fluorierter Kohlenwasserstoffe. Bei der in Ammoniak-Turbokältemaschinen erforderlichen großen Stufenzahl wäre es aber möglich, den Energiebedarf durch den Einbau von zusätzlichen Zwischendruckbehältern noch wesentlich zu verringern. Bei einer zweistufigen Verdichtung mit zweistufiger Entspannung unter Verwendung eines Zwischenkühlers beispielsweise, kann eine größere Kälteleistung pro kg Kältemittel erreicht werden, wodurch die spezifische Antriebsleistung vermindert wird, wenn alle anderen Faktoren unverändert bleiben. Der Zwischenkühler besteht aus einem einfachen Behälter und erfordert keine Wärmeaustauschfläche. Es handelt sich lediglich um einen Kessel, in welchem ein Teil des vom Verflüssiger kommenden heißen Kältemittels verdampft und dabei die Restflüssigkeit auf eine Temperatur abkühlt, die dem Druck entspricht, der zwischen Verdampfungs- und Verflüssigungsdruck liegt. Es ist anzustreben, den Mitteldruck nach folgender Gleichung festzulegen:

$$P_m = P_o \sqrt{\frac{p}{p_o}}$$

da sich hierbei die günstigste Betriebsweise ergibt.

Selbstverständlich kann der Zwischenkühler nur bei zwei- oder mehrstufig arbeitenden Kältekreisläufen eingesetzt werden, die wahlweise mit oder ohne Unterkühlung betrieben sein können.

Die pro kg Kältemittel zur Verfügung stehende größere latente Wärme ermöglicht eine Verkleinerung der zu verdampfenden Kältemittelmenge pro kW Kälteleistung und damit eine Verringerung der von der ersten Verdichterstufe

zu fördernden Kältemittelmenge. Die zweite Kompressorstufe wird mit der Kältemittelmenge von der ersten Stufe plus dem im Zwischenkühler verdampften Anteil beaufschlagt. Für eine gleiche Verdampferleistung bleibt demnach die zu verdichtende Kältemittelmenge der zweiten Kompressorstufe annähernd gleich, unabhängig davon, ob ein Zwischenkühler im Kreislauf eingebaut ist oder nicht. Die Antriebsleistung für einen Turboverdichter errechnet sich unter Vernachlässigung von Liefer- bzw. Wirkungsgrad aus dem Produkt von Fördermenge und Förderhöhe. Da sich die von der ersten Verdichterstufe zu fördernde Kältemittelmenge verringert, wird der Energiebedarf für die erste Stufe kleiner werden. Für die zweite Kompressorstufe hingegen ist in beiden Fällen der gleiche Kraftbedarf aufzuwenden. Die gesamte Antriebsleistung für den Turboverdichter ist folglich bei der zweistufigen Betriebsweise geringer, wobei sich der Verdichtewirkungsgrad nicht verändert.

Bei mehrstufigen Kreisprozessen gelten analog die gleichen Gesetzmäßigkeiten.

Kaskadenschaltung

Unter Kaskadenschaltung versteht man die Aufteilung des gesamten Kältekreislaufs in zwei vollkommen getrennte, jedoch ineinandergreifende Kältemittelsysteme, einen sogenannten Niederdruckteil und einen Hochdruckteil.

Der Kältekreislauf des Niederdruckteiles erzeugt die eigentliche Kälteleistung für den speziellen Anwendungsfall, wie Kühlung einer Flüssigkeit, Zerlegung oder Verflüssigung von Gasen usw., indem der Verdichter den Kältemitteldampf vom Verdampfer des Systems absaugt und in den Verflüssiger fördert. Die Verflüssigung dieses Kältemittels geschieht nun nicht mittels Kühlwasser

eines Kühlturms, sondern durch Kälteerzeugung des Verdampfers im Hochdruckteil, der also gleichzeitig Verflüssiger des Niederdruckteiles ist. Der Kompressor des Hochdruckteils saugt das Kältemittel aus diesem Verdampfer und fördert es in einen wassergekühlten Verflüssiger, wo die Wärme an das Kühlwasser abgegeben wird.

Leistungsgrenzen von Turbokältemaschinen

Wie bereits erwähnt, entwickelte Dr. Carrier die Turbokältemaschine, um der Forderung der Industrie nach zuverlässigen Kältemaschinen mit großen Kälteleistungen zu entsprechen. Nachdem die Turbokältemaschine in relativ kurzer Zeit eine so große Verbreitung gefunden hat, werden diese Maschinen auch für ständig kleinere Leistungen gewünscht. Die kleinste Leistung, die mit einem Turboverdichter betriebssicher verwirklicht werden kann, liegt nicht genau fest. Sie hängt im wesentlichen von der Größe des Austrittsquerschnitts im letzten Laufrad ab. Aus diesem Grunde wurden in der Tabelle 2 auch die Werte für das Aus-

trittsdampfvolumen angegeben. Bei Verkleinerung der Austrittsquerschnitte steigen die Reibungsverluste an, bis

schließlich ein aus wirtschaftlichen Gründen gerade noch zulässiger Wert erreicht wird. **(Wird fortgesetzt)**

R 12/R 134a-Metamorphose nicht statthaft!

Mit Erstaunen hat die KK-Redaktion aus der CCI-Ausgabe 14/1997 auf Seite 4 unter der Rubrik „tga-szene“ (Hintergründe – Bewegungen – Meinungen) eine schlicht unverständliche Ersatzkältemittelbewertung des Umweltbundesamtes in Berlin zur Kenntnis nehmen müssen. Nach Darstellung der CCI soll Frau Dr. Cornelia Elsner, die für die Ersatzkältemittelbekanntgabe in R 12-haltigen Altkälteanlagen verantwortliche Sachbearbeiterin im Umweltbundesamt in Berlin, die telefonische Anfrage nach der Zulässigkeit eines Nachfüllens/Auffüllens von R 134a in eine (undichte) R 12-Kälteanlage (Altkälteanlage gemeint) nach nur kurzer Bedenkzeit mit der Auffassung „Auch das müßte eigentlich erlaubt sein!“ beantwortet haben. Nach Auffassung des Kommentators (kein Jurist) sprechen hiergegen folgende verordnungsrechtliche Fakten:

1. Das Nachfüllen/Auffüllen von FKW-Kältemitteln in eine FCKW-Kälteanlage stellt einen Eingriff in eine undichte Kälteanlage dar. Nach der

UBA-Bekanntmachung von Ersatzkältemitteln für R 12-haltige Erzeugnisse nach der FCKW-Halon-Verbots-Verordnung (veröffentlicht am 30. Dezember 1995 unter der Nr. 245 auf Seite 12 981 des Bundesanzeigers) ist R 12 aus einer undichten Altkälteanlage sofort (spätestens jedoch bis zum 30. 6. 1998) zu entfernen und durch eines der bekanntgegebenen Ersatzkältemittel zu ersetzen.

2. Ein Nachfüllen/Auffüllen von R 134a in einen mineralöhlhaltigen R 12 führenden Kältemittelkreislauf ist nach § 10 Abs. 2 grundsätzlich verboten, denn eine derartige Handlung entspricht nicht dem Stand der Technik! Dies veranlaßt den Kommentator nun zu der grundsätzlichen Frage: Wer tritt denn im Sinne des Leserbriefes des BMU (siehe Kasten „Jetzt ist alles klar“ in dieser KK) für eine Gewährleistung der Rechtssicherheit, die ja die Kälte-Klima-Branche ständig anmahnt, ein – oder wer stellt diese in Frage? In diesem Zusammenhang muß auch die Frage beantwortet werden, wieso das Um-

weltbundesamt bis heute immer noch keine weniger die Ozonschicht schädigenden Ersatzkältemittel für R 502 bekanntgegeben hat, obwohl dies schon im Dezember 1995 zur Beruhigung der Branche angekündigt wurde (der Kommentator war dabei). Handelt damit das Umweltbundesamt nicht rechtswidrig?? Denn schließlich schreibt ja § 10 Abs. 2 der FCKW-Halon-Verbots-Verordnung „Übergangsvorschriften“ schon seit 1991 die Bekanntgabe von weniger die Ozonschicht schädigende Kältemittel durch das Umweltbundesamt vor, sobald der „Stand der Technik“ erreicht ist. Das ist übrigens, wie jeder in der Branche weiß, schon viel länger als 2 Jahre lang der Fall und die klassifizierten ASHRAE-Bezeichnungen für derartige Kältemittel, die in R 502-Altkälteanlagen eingesetzt werden können, lauten: R 22, R 402A, R 402B, R 403A, R 403B, R 404A, R 407A, R 407B und R 507. Das dürfte reichen zum unverständlich überfälligen Handeln. **P. W.**