

Mit standardmäßigen Turbokältemaschinen

Energie-Erzeugung aus Abwärme nach dem Rankine-Prozess

Klaus Hartmann, München, und Bernd Friese-Oehlerking, Unterschleißheim

Zur Erhöhung des Wirkungsgrads dezentraler gasbetriebener Stromerzeugungsanlagen, wie Kleinturbinen und Hubkolbengeneratoren, wurde ein Kreisprozess entwickelt, der auch zur Stromgewinnung aus der Abwärme der Deponiegasverbrennung sowie industriemäßiger Verbrennung geeignet ist. Bei diesem ORC (Organic Rankine Cycle) genannten organischen Rankine-Kreisprozess wird statt Wasser bzw. Dampf als Arbeitsmedium eine verdampfbare organische Flüssigkeit oder ein Kältemittel eingesetzt.

Die Funktion ähnelt der des dampfbetriebenen Kraftwerks – eine dem Verflüssiger nachgeschaltete Pumpe erhöht den Druck im kondensierten Kältemittel, das dann als Flüssigkeit mit Hilfe der Abwärme einer Gasturbine, eines Motors oder einer Gasabfackelung in einem Verdampfer oder Kocher verdampft. Der unter hohem Druck stehende Kältemitteldampf entspannt sich in einer Turbine und erzeugt Energie. Wenn er die Turbine mit Niederdruck verlässt, wird er kondensiert und im Kreislauf zur Pumpe zurückgeführt.

ORC-Anlagen arbeiten mit marktüblichen, auf Zuverlässigkeit, Leistung und Kostenstruktur geprüften Kältemaschinen für Klimaanlageanlagen. Ihre gegenüber Klimaanlageanlagen höheren Sättigungstemperaturen erfordern beim Einsatz vorhandener, stan-

dardmäßiger Maschinen Kältemittel mit einem niedrigeren Druck bzw. niedrigerer Dichte, um die Grenzwerte für Anlagen-Druck und Leistungsdichte einzuhalten.

Der Markterfolg von ORC-Anlagen litt bisher unter dem geringen thermischen Wirkungsgrad der Stromerzeugung aus Abwärme, da mittlere Leistungen relativ große Wärmetauscher und Geräte erforderten. Diese Maschinenkosten sinken oder werden nahezu ausgeglichen, wenn statt üblicher industrieller Stromerzeugungsanlagen Teile von Standard-Kältemaschinen aus der Klimatechnik eingesetzt werden.

Beschrieben wird die Entwicklung von PureCycle™200, einer kompakten luftgekühlten Split-ORC-Anlage, die 200 kWel Wirkleistung aus der Abwärme von Gas erzeugt. Seit Oktober 2002 werden Baumuster zur Abwärmenutzung einer Industriegasturbine eingesetzt, im Januar 2004 begannen Praxisversuche an drei Hubkolbenmaschinen und einer Deponiegasanlage, und seit August 2004 ist die Anlage in den USA auf dem Markt.

Zur Vorgeschichte

Wenn keine Gegenmaßnahmen ergriffen werden, laufen Verdichter in Heizungs-, Lüftungs-, Klima- (HLK-) und Kälteanlagen nach Systemausfall in entgegengesetzter Richtung. Dieser Rückwärtslauf kann bei einigen Verdrängern, z.B. Scroll- und Schraubenverdichtern, Schäden verursachen und erfordert ein Rückschlagventil in der Verdichterdruckleitung. Rotationsverdichter, z.B. Turboverdichter in Großkältemaschinen zur Wasserkühlung für Klimaanlageanlagen, können so ausgelegt werden, dass

zum Autor

Ing. (grad.)
Klaus Hartmann,
Senior Consultant
für Carrier,
München



Bernd
Friese-Oehlerking,
Leiter Marketing,
Carrier GmbH
& Co. KG,
Unterschleißheim



ihnen ein zeitweiliger Rückwärtslauf nach Stromausfall nicht schadet.

Nach Systemausfall kommt es zwischen Verflüssiger und Verdampfer zum Druckausgleich, wobei Kältemittel im Verflüssiger verdampft und im Verdampfer kondensiert. Damit ist der ursprüngliche Zweck dieser Wärmetauscher ins Gegenteil verkehrt, dem Kaltwasserkreislauf wird Wärme zugeführt und dem Kühlturmwasserkreislauf entzogen. Bild 1 vergleicht den Normalbetrieb bei der Dampf- oder Kältemittelkompression mit den Bedingungen bei Druckausgleich.

Nach einem Systemausfall kehrt sich die Drehzahl des Turboverdichters sofort um. Die Zeit für den Druckausgleich richtet sich nach der Kältemittelmenge im Verflüssiger und Verdampfer im Verhältnis zur Verdichtergröße und danach, ob die Kühl- und Kaltwasserpumpen laufen. Normalerweise dauert der Druckausgleich etwa eine halbe Minute. Turboverdichter für

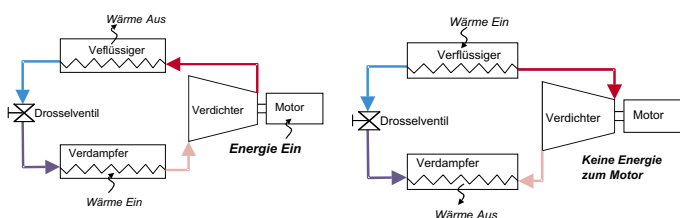


Bild 1 Vergleich eines Dampfkompressionssystems vor und nach Stromausfall

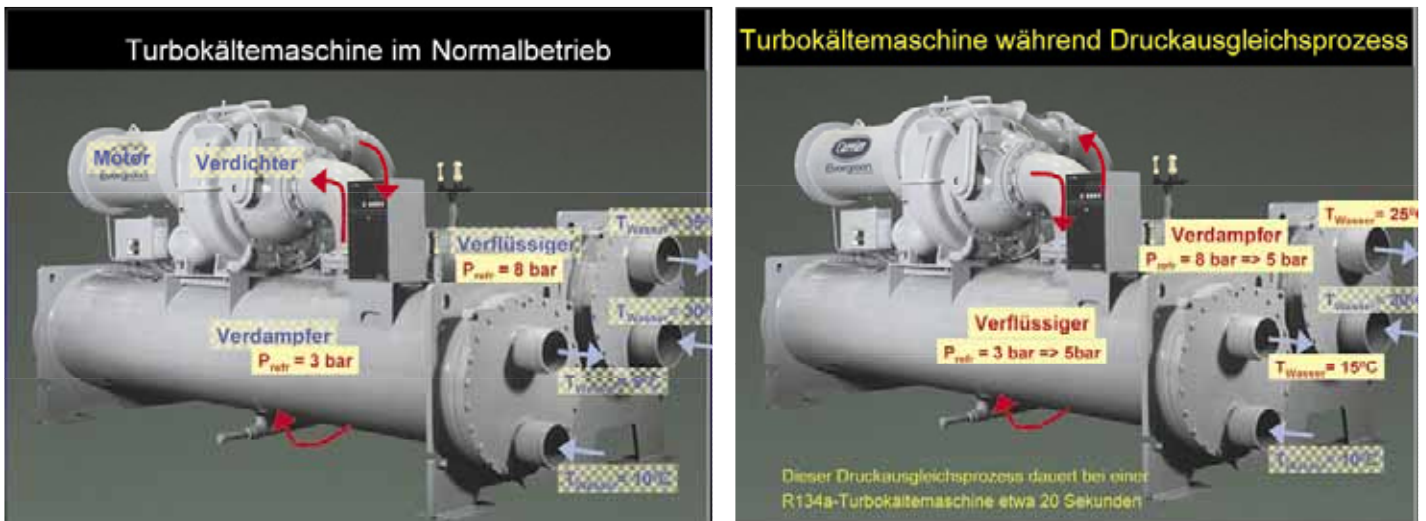


Bild 2 Betriebsvergleich der Turbokältemaschine im Normalbetrieb und nach Systemausfall

Kältemaschinen zur Kaltwassererzeugung werden in der Entwicklungsphase u.a. auf ihr Verhalten bei plötzlichem Stromausfall geprüft. Durch den umgekehrten Wärmeübergang zwischen Kältemittel und Wasser beim Druckausgleich wird zulaufendes Kühlturmwater zeitweilig gekühlt und das in den Kühler/Verdampfer eintretende Wasser vorübergehend erwärmt. Bild 2 vergleicht das Verhalten der Turbokältemaschine bei normalen Betriebsbedingungen mit dem bei Druckausgleich nach Systemausfall.

Bei der Entwicklung des Carrier Turbokältemaschinenatzes 19XR mit einem Verdichter, der im Gegensatz zu früheren Typen mit schaufellosen Diffusoren solche mit Kanälen aufweist, traten nach Systemausfall hohe umgekehrte Drehzahlen auf, die bis zu 75% der ursprünglichen Drehzahl erreichten. Die Diffusorkanäle, die dort Druck zurückgewinnen und damit den Wirkungsgrad des Verdichters erhöhen sollten, wirkten nämlich beim Druckausgleich wie Turbinendüsen. Das führte zu dem Gedanken, den Verdichter tatsächlich als Turbine einzusetzen. Bild 3 zeigt, dass bei Umkehr der Strömung und der Drehrichtung des Laufrads eines Rotationsverdichters Laufrad und Rohrdiffusor ganz genau wie Düse und Laufrad einer Radialturbine wirken.

Kostenvorteile beim Einsatz von Komponenten der Klimatechnik zur Stromerzeugung

Infolge von Standardisierung und Serienfertigung kosten Kältemaschinen für Klimaanlage etwa 200–300\$ pro kW aufgenommener Motorleistung. So kostet ein Turbokältesatz mit einer Leistung von 1500 kW und einem 300-kW-Elektromotor je nach Ausstattung 60 000–90 000\$. Herkömmliche Stromerzeugungsanlagen mit mehreren MW sind eine Größenordnung teurer (1200–1500\$ pro kW Generatorleistung). Kleinere dezentrale Erzeuger sind noch teurer (100–2000 kW), ausgenommen Hubkolbenmaschinen mit 500 \$ pro kW, die aber Emissionen verursachen und teuer in der Wartung sind.

Industrielle Verfahren erzeugen große Mengen Abwärme, jedoch lohnen sich damit betriebene Dampfkraftwerke oft nicht, besonders bei Leistungen unter 5 MW und niedrigen Abwärmertemperaturen. In diesen Fällen wurde eine Rückgewinnung von Energie mit ORC-Anlagen versucht. Wegen der hohen Ausrüstungskosten hat sich diese Technik bisher nur auf Nischenmärkten wie der Geothermie durchgesetzt, auch wurde sie meist hoch subventioniert.

Die Kosten sind so hoch, weil die Stromerzeugungstechnik gegenwärtiger ORC-

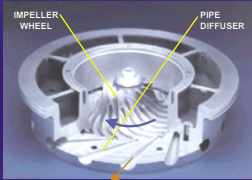
Anlagen nur eine niedrige Leistung liefert. Der thermische Wirkungsgrad bei der Nutzung von Abwärme wird naturgemäß durch deren niedrige Temperatur eingeschränkt. Eine ORC-Anlage braucht zur Erzeugung der gleichen Strommenge aus Abwärme größere Aggregate (Verdampfer, Verflüssiger, Turbine, Pumpe) als herkömmlich gefeuerte Kraftwerke und verursacht daher hohe allgemeine Anlagenkosten.

Diese Kosten konnten auch durch angestrebte Verbesserungen des thermischen Wirkungsgrads nicht im Sinne größerer Marktanteile gesenkt werden. Da bei der Abwärmeverstromung keine Brennstoffkosten anfallen, wären wirtschaftlich korrekt die Kosten pro Einheit erzeugter Leistung zu messen (\$/kWh). Da die Abwärme nichts kostet, ist ein höherer Wirkungsgrad insofern immer günstiger, da die Anlagen- und Montagekosten sinken.

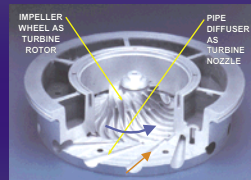
Kältemittel der Wahl – R245fa

Angesichts der günstigeren Kostenstruktur von Anlagen mit Komponenten der Klimatechnik – gegenüber Kraftwerksanlagen und der offenbar guten Turbinenfunktion des Radialverdichters bei Stromausfällen wurde eine ORC-Anlage mit einem möglichst großen Anteil an serienmäßigen

Verwendung von existierenden Komponenten:
Zentrifugalverdichter => Radialinflussturbine



Verdichterbetrieb:
Schnitt durch Laufrad
(Drehrichtung im Uhrzeigersinn)
und Rohr Diffusor
(Radialer Ausfluss)



Turbinebetrieb:
Schnitt durch Laufrad
(Drehrichtung gegen den Uhrzeigersinn)
und Rohr Nozzel
(Radialer Influss)

Bild 3 Gegenüberstellung von Verdichterbetrieb und radialer Einflussturbine

Verwendung von existierenden Komponenten
Verdichter Laufrad gegenüber Turbinenrotor



Bild 5 Unterschiede zwischen Verdichterslaufrad und Turbinenrotor

HLK-Komponenten projiziert. An den Aggregaten waren nur geringe (keine wesentlichen) Änderungen erlaubt, z. B. durften Umbauten zur Erhöhung des Prozesswirkungsgrads durch höhere Verdampfer-temperaturen nur vorgenommen werden, wenn dabei die Gesamtkosten ohne zuviel zusätzliche Entwicklungsarbeit sanken.

Klimaanlagen arbeiten nur bei voller projektierte Leistung kostengünstig. Temperaturen und Arbeitsmedien, bei denen die Turbinenleistung unter der Leistungsaufnahme eines bereits vorhandenen Verdichters liegt, nutzen dessen Möglichkeiten im Turbinenbetrieb nicht aus und erhöhen die Ausrüstungskosten pro Einheit der abgegebenen Leistung. Umgekehrt würden Temperaturen und Arbeitsmedien, bei denen die Turbinenleistung über der Leistungsaufnahme des entsprechenden Verdichters liegt, den ursprünglichen Verdichtertyp mechanisch überlasten (Drehmomente von Zahnrädern/Wellen, Belastung von Lagern). Änderungen im Sinne

Leistungsgrenzen des vorhandenen Verdichtergehäuses zu halten. Außerdem soll die Turbinenleistungsdichte der des Verdichters entsprechen, um dessen Vorteile im Turbinenbetrieb voll zu nutzen.

Damit brauchen elektrische und mechanische Bauteile des Radialverdichters nicht verändert zu werden. Wird z. B. ein Verdichter mit 200 kW in einer ORC-Anlage eingesetzt, müssen die Druck- und Strömungseigenschaften des Arbeitsmediums in der Anlage 200 kW Turbinenleistung ergeben. Das in Turbokaltwassersätzen verwendete R134a würde als Arbeitsmedium in ORC-Anlagen zu überhöhtem Betriebsdruck führen und wesentliche Umbauten erfordern. Die höheren Betriebstemperaturen von ORC-Anlagen benötigen ein Arbeitsmedium für niedrigere Drücke.

Alle früher als günstig für ORC-Anlagen geltenden nichtentflammaren ungiftigen Kältemittel [1] sind jetzt als ozonschädigend verboten. In den letzten 10 Jahren anstelle von CFC und HCFC eingeführte

Kaldampfkompessionsprozess: Organic Rankine Cycle

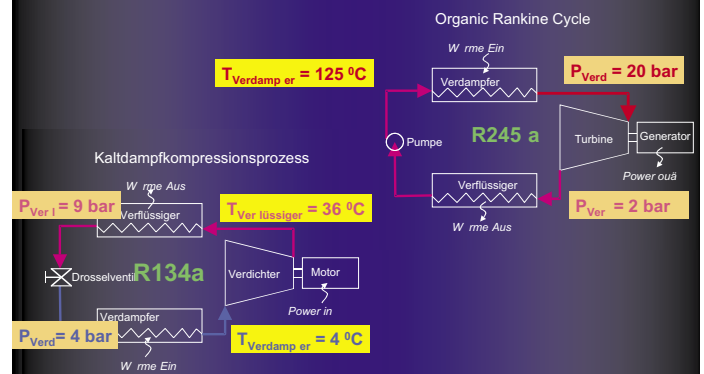


Bild 4 Der Dampfkompessionsprozess im Klimatemperaturbereich hat ähnliche Druckdichten wie der Rankine-Prozess bei niedrigen Abwärmebedingungen

einer höheren Belastbarkeit waren wiederum nur erlaubt, wenn die Nettokosten pro Einheit abgegebener Energie sanken.

Zur Erhaltung des Kostenvorteils des standardmäßigen Verdichters in Kältemaschinen für die Klimatechnik im Turbineneinsatz erwies sich als erforderlich, Maximaltemperatur und -druck der Turbine im Rahmen der

HFC-Kältemittel wie R134a, R407C und R410A haben eine relativ niedrige kritische Temperatur, senken so den Wirkungsgrad von ORC-Kreisprozessen [2] und bewirken sehr hohe Verdampfer- und Turbineneintrittstemperaturen. Damit verbleiben zum Einsatz in ORC-Anlagen nur entflammare, auch hochgiftige Kohlenwasserstoffe wie Pentan und Toluol, die außerdem bei vorhandenen HLK-Verdichtern wegen ihrer geringen Dampfdichte bei mäßigen Temperaturen nicht die nötige Turbinenleistungsdichte erreichen und so größere Turbinen und Kondensatoren erfordern als im Industriezweig vorhanden.

Zur Schaumstoffherstellung wird jetzt ein nichtentflammbares Kältemittel mit niedrigem Druck (gegenüber R134a) eingesetzt [3,4], das wegen seiner recht hohen kritischen Temperatur gut als Arbeitsmedium für ORC-Anlagen bei gemäßigten Temperaturen geeignet wäre [2].

Erforderliche kostengünstige Anpassung

R245fa kann in serienfertigten Verdichtern für klimatechnische Anwendungen und Wärmetauschern eingesetzt werden. Jetzige aus HLK-Komponenten abgeleitete ORC-Anlagen nutzen Heißgas als Wärmequelle und die Umgebungsluft als Wärmesenke. Zur Optimierung der ORC-Bauteile waren geringe Änderungen an erhältlichen HLK-Standard-Komponenten erforderlich. Der luftgekühlte Verflüssiger entstammt der Carrier-Standard-Baureihe, nur am Kreislauf wurde wegen der geringeren Dichte von R245fa im Verflüssiger etwas verändert. Der R245fa-Verdampfer ist verwandt mit dem Austreiber der gasbeheizten Absorptionskältemaschinen, die Turbine ein leicht abgewandelter Radialverdichter

Bild 6 ORC-Split-System mit entfernt installiertem Verdampfer am Gasturbinenaustritt



ter [5]. Die zwei Hauptunterschiede zeigt Bild 5:

1. Wegen der stärkeren Dampfdichteänderung in der Turbine ist die Einlassschaukelhöhe des Turbinenlaufrads geringer als die Auslassschaukelhöhe des Verdichterlaufrads.
2. Das Turbinenlaufrad hat radiale Einlassschaukel, das Verdichterlaufrad pfeilförmige. Das höhere Druckverhältnis der Turbine erhöht die Düsenaustrittsgeschwindigkeit gegenüber der entsprechenden Diffusoreintrittsgeschwindigkeit des Laufrads. Um die Düsenaustrittsgeschwindigkeit der Drehzahl an der äußeren Laufradkante anzugleichen, sind radiale Turbinenschaukel erforderlich.

Die ORC-Anlage als Splitsystem besteht aus drei werksmontierten Hauptbaugruppen (Verdampfer, Verflüssiger, Antriebsmodul) und einfachen Verbindungen zwischen ihnen. Das Antriebsmodul umfasst Turbine, Pumpe, Sammelbehälter, Entlüftungseinrichtung, Leistungselektronik und Systemsteuerung. Die Auslegung als Splitsystem wurde gewählt, um Einbaukosten zu sparen. Oft ist es billiger, den Verdampfer in der Nähe der Wärmequelle anzubringen. Es ist einfacher, Kältemittel durch dünne Rohre vom Verflüssiger zum Verdampfer und zurück zur Turbine zu pumpen, als große Mengen heißer Abluft über einige Entfernung von der Gasturbine zur ORC-Einheit zu transportieren.

Bestehende Anlagen

Seit Januar 2004 arbeiten drei Installationen mit je 200 kW Leistung und jeweils anderen Abwärmequellen. Die ORC-Anlage in East-Hartford/Connecticut nutzt die Abwärme einer Gasturbine vom Typ Pratt

& Whitney FT 12, eine weitere in Austin/Texas die Verbrennung von Deponiegas und eine dritte in Danville/Illinois die Abwärme von drei Jenbacher-Hubkolbenmaschinen. Bild 7 zeigt diese Versuchseinrichtungen.

Nach erfolgreichem Dauerbetrieb ab Januar 2004 kamen ORC-Anlagen in den USA im August auf den Markt. Sie werden unter der Markenbezeichnung PureCycle™200 durch UTC Power in enger Zusammenarbeit mit Carrier Corporation vertrieben [6].

Schlussfolgerungen

1. In Anlehnung an einen vorhandenen Radialverdichter mit Rohrdiffusor und Kanälen, wie er in wassergekühlten Turbokältemaschinen eingesetzt wird, wurde eine ORC-Turbine entwickelt.
2. Für den in ORC-Anlagen erforderlichen Betrieb bei höheren Temperaturen wurde ein Niederdruckkältemittel benötigt, um den Betriebsdruck auf annehmbaren Werten zu halten.
3. Zum kostengünstigen Einsatz vorhandener Verdichter als Radialturbinen ist die Energiedichte zwischen Verdichter- und Turbinenbetrieb anzupassen. Das ist durch den Wechsel von R134a für HLK-Verdichterbetrieb zu R245fa für ORC-Turbinenbetrieb möglich.
4. Die Kostenvorteile von in der Klimatechnik verwendeten Turbokälteanlagen gegenüber Kraftwerksanlagen erlauben trotz des notwendigerweise niedrigen thermischen Wirkungsgrads von Abwärme (9–15%) die Herstellung eines wettbewerbsfähigen Produkts.



Bild 7 Installierte ORC-Anlagen mit verschiedenen Wärmequellen

Referenzen und Literaturverzeichnis

- [1] Smith, I.K., The Choice of Working Fluids for Power Recovery from Waste Heat Streams, Transactions by the Institute of Marine Engineers of Conference on Organic Fluids for Waste Heat Recovery in Ships and Industry, pp. 8–18, January 7–8, 1981.
- [2] Brasz, L.J., Bilbow, W.M., Ranking of Working Fluids for Organic Rankine Cycle Applications, Paper R068 presented at the 10th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, West Lafayette, Indiana, July 12–15, 2004.
- [3] Zhong, B., Bowman, J.M., Williams, D., HFC 245fa: An Ideal Blowing Agent for Integral Skin Foam, Paper presented at the International Conference and Exposition Polyurethanes Expo 2001, Columbus, Ohio, September 30–October 3, 2001.
- [4] Zyhowski, Sr, G.J., Spatz, M.W., Yana Motta, S. An Overview of the Properties and Applications of HFC245fa, Paper presented at the Ninth International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, West Lafayette, Indiana, July 16–19, 2002.
- [6] Brasz, J.J., Transforming a Centrifugal Compressor into a Radial Inflow Turbine, Paper presented at the 17th International Compressor Engineering Conference at Purdue, West Lafayette, Indiana, July 12–15, 2004.