

FACHBERICHT

# Pumpentechnologie: Bessere Energieeffizienz in Kälteanlagen

Dr. R. Krämer

Pumpentechnologie:  
Bessere Energieeffizienz in Kälteanlagen

Dr. R. Krämer



Ansicht einer CO<sub>2</sub>-Kälteanlage mit Pumpensystem

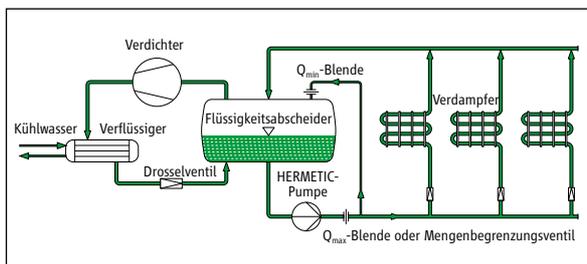


Abbildung 1: Schematische Darstellung einer Großkälteanlage

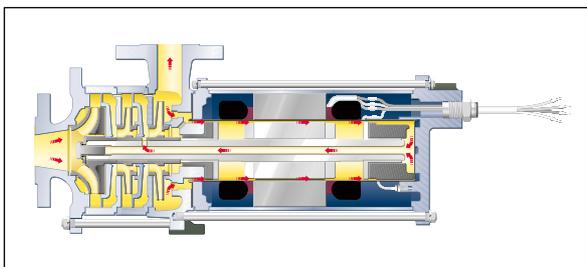


Abbildung 2: Schema einer hermetischen Kältemittelpumpe Typ CAM

Gemäß EDL-Richtlinie (Endenergieeffizienz und Energiedienstleistungen) sollen mit gezielten Maßnahmen in 9 Jahren 9 % Endenergie gegenüber einer Referenzperiode eingespart werden. Aktuelles Thema ist die Einsparung von Energie in industriellen Kälteanlagen unter Zugrundelegung von natürlichen Kältemitteln wie NH<sub>3</sub> und CO<sub>2</sub>. Durch Verwendung eines Frequenzumformers mit  $\Delta p$ -Regelung für die Pumpensteuerung können bis zu 70 % der Pumpenleistung im Vergleich zum 50-Hz-Netzbetrieb eingespart werden.

Großkälteanlagen (Abbildung 1) werden heute bevorzugt als Pumpenanlage mit Zwangsumwälzung des Kältemittels auf der Niederdruckseite ausgeführt. Dies bringt gegenüber anderen Systemen einige Vorteile:

- Einsparung von Leistung durch geringere Temperaturdifferenzen bei direkter Verdampfung
- Sicheres Verteilen und Regeln der Kälteleistung bei vielen, auch entfernt liegenden Verdampfern
- Vereinfachung des Rohrleitungssystems und Reduzierung seiner Dimensionen
- Verbesserter Wärmeübergang in den Verdampfern
- Konzentrierung der wichtigsten Maschineneinheiten auf einem Raum

Kältemittelpumpen müssen geeignet sein, das Kältemittel im Siedezustand zu fördern, bei weitgehender Unempfindlichkeit gegenüber Kavitation, hoher Betriebssicherheit und Wartungsfreiheit. Hermetische Pumpen ohne Wellenabdichtung erlauben erstmals den breiten Einsatz von Kältemittelpumpen, unabhängig vom Kältemittel.

Abbildung 2 zeigt eine hermetische Kältemittelpumpe zur Förderung des flüssigen Kälteleiters. Das dünnwandige Spaltrohr aus Edelstahl dient als hermetische Abdichtung des Pumpenaggregats nach außen und schützt die Wicklung vor Einwirkung des Kältemittels. Der Motor ist flüssigkeitsgekühlt: Ein Kühlstrom wird von der Pumpendruckseite in den Rotorraum abgezweigt und nach Aufnahme der Motorverlustwärme durch die Hohlwelle zwischen zweitem und drittem Laufgrad in ein Gebiet höheren Drucks zurückgeführt. So lässt sich ein Verdampfen des Motorkühlstromes verhindern.



Pumpentechnologie:  
Bessere Energieeffizienz in Kälteanlagen

Dr. R. Krämer

## HERMETISCHE KÄLTEMITTELPUMPE IM SUPERMARKT

Seit einiger Zeit werden  $\text{NH}_3/\text{R404}$ -Kälteanlagen mehr und mehr durch umweltfreundlichere  $\text{CO}_2/\text{R744}$  Kälteanlagen ersetzt. Sie versorgen z. B. Kühltruhen in Supermärkten. Wegen der auftretenden hohen Drücke kommen hier meist nur hermetische Kältemittelpumpen (Druckstufe PN40 oder PN64) in Frage. Im folgenden Beispiel wird der Einsatz einer Kältemittelpumpe in einem Supermarkt mit 60 Kühltruhen und einer Gesamtlänge von ca. 180 m beschrieben. Als Kältemittel dient  $\text{CO}_2/\text{R744}$  mit einer Temperatur von  $-4^\circ\text{C}$ . Die Pumpe ist ausgelegt für  $12\text{ m}^3/\text{h}$  bei 26 m Förderhöhe. Aufgabe war es, die Pumpe mit Hilfe eines Frequenzumformers effizient und energiesparend zu regeln. Dabei sollte sich die Pumpe selbständig auf unterschiedlichen Kälteverbrauch einstellen.

Zur Auslegung der Pumpe wurde ein Rechen-Algorithmus benutzt, der die Umrechnung der 50-Hz-Kennlinie auf kleinere Frequenzen erlaubt unter Zuhilfenahme der Ähnlichkeitsgesetze:

**$Q \sim n$ ,  $H \sim n^2$ ,  $P_2 \sim n^3$  sowie  $\text{NPSH} \sim n^{4/3}$ .**

Die Umrechnung bereitet kaum Probleme, schwieriger waren die Fragen zu klären:

- Welche Einschränkungen gibt es infolge der veränderten Wärmebilanz von Pumpe und Motor? Der Dampfdruck von  $\text{CO}_2$  bei  $-4^\circ\text{C}$  beträgt immerhin schon 30 bar.
- Welche Verluste hat der Motor bei geringerer Drehzahl?
- Wie sieht es mit der Tragfähigkeit der Gleitlager aus?
- Reicht die Motorleistung noch bei der maximalen Kälteleistung der Anlage?
- Welche Auswirkungen hat die Drehzahländerung auf  $Q_{\min}$  und  $Q_{\max}$  bzw. auf NPSH (Net Positive Suction Head), die Haltedruckhöhe?



Pumpentechnologie:  
Bessere Energieeffizienz in Kälteanlagen

Dr. R. Krämer

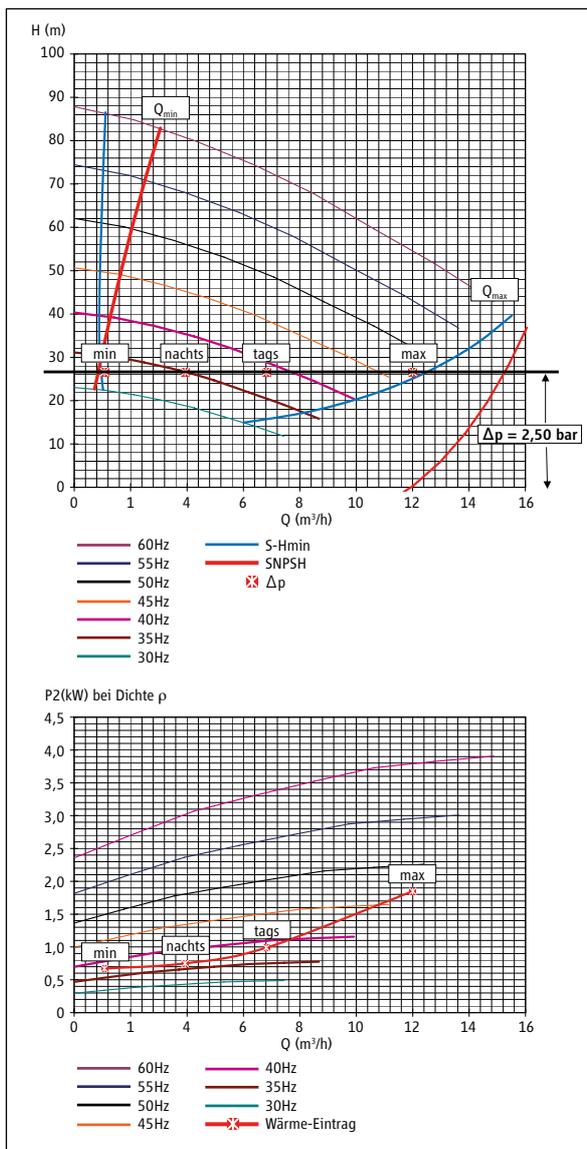


Abbildung 3: Kennlinien 30-60 Hz

Oben: H-Q Kennlinien mit Begrenzungskurven zur Vermeidung der Verdampfung des Motorkühlstromes (blau), bzw. zur Vermeidung von Kavitation (rot)  
Unten: P-Q Kennlinien. Ebenso gerechnete und gemessene Betriebspunkte für  $Q_{min}$  und  $Q_{max}$ , sowie Betriebspunkte bei Tag- und Nachtbetrieb

Durch die Hinzunahme der Drehzahl als neuen Freiheitsgrad ist die Berechnung mathematisch schwieriger; das Problem wird mehrdimensional. Die Förderhöhe  $H$  ist eine 2-dimensionale Funktion von  $Q$  und  $f$ , ebenso ist die Wellenleistung  $P_2$  eine 2-dimensionale Funktion von  $Q$  und  $f$ . Mit Hilfe des Rechenalgorithmus lassen sich die Förderhöhe  $H$  und die Wellenleistung  $P_2$  als 2-dimensionale kubische Splinefunktionen der variablen  $Q$  und  $f$  darstellen. Mit diesen Splinefunktionen war es möglich, im Kennlinienfeld beliebig zu interpolieren. Zu vorgegebenem  $Q$ ,  $H$  konnte so  $f$  berechnet werden, bzw. bei Vorgabe von  $f$ ,  $H$  kann  $Q$  berechnet werden.

Aus der Lagertragfähigkeitsberechnung unter Berücksichtigung der  $CO_2$ -Viskosität folgte eine Mindestdrehzahl von ca. 1800 U/min entsprechend einer Mindestfrequenz von 30 Hz. Als Eingabewerte für das Berechnungsprogramm dienten die 50-Hz-Kennlinie der Pumpe, das Ersatzschaltbild des Motors, sowie die Stoffwerte von  $CO_2$  in Abhängigkeit von der Temperatur. Dazu kommen Vorgaben zur Geometrie, Austritt des Motorkühlstromes, Mindest-Sicherheit  $S$ -min gegen Verdampfen des Teilstromes und eine Mindest-Sicherheit  $SS$ -min =  $NPSH_a - NPSH_p$  (Anlage – Pumpe) gegenüber Kavitation.

**BEOBACHTUNG DER MOTORFREQUENZ**

Als Ergebnis erhält man das in Abbildung 3 dargestellte Kennlinienfeld, das auch den Schlupf des Motors berücksichtigt. Aus der Wärmebilanzrechnung ergibt sich zunächst eine blaue Begrenzungskurve. Diese gibt die Betriebspunkte wieder, bei der die Mindest-Sicherheit  $S$  noch 3 m beträgt. Für alle Punkte innerhalb der blauen Kurve ist  $S > 3$  m. Physikalisch heißt dies, für alle Punkte innerhalb der blauen Grenzkurve ist nicht mit Verdampfung des Motorteilstromes zu rechnen. Es zeigt sich, dass die Motor-Frequenz nicht beliebig weit abgesenkt werden darf. Durch die blaue Kurve ist der Frequenzbereich nach unten auf ca. 30 Hz begrenzt. 30 Hz sind auch die untere Grenze für die Lagertragfähigkeit der Gleitlager mit  $CO_2$ .



Pumpentechnologie:  
Bessere Energieeffizienz in Kälteanlagen

Dr. R. Krämer

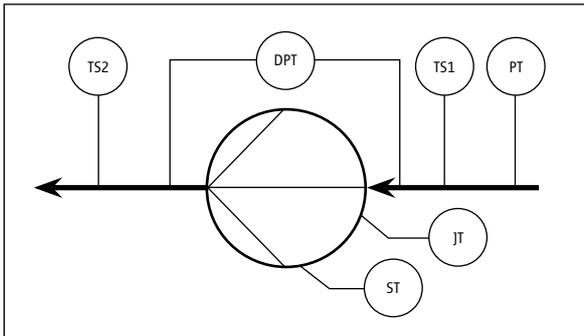


Abbildung 4: Differenzdruckschema: DPT Differenzdruck, TS1 Saugseitige Temperatur, TS2 Druckseitige Temperatur, PT Druck auf der Saugseite, ST Frequenz (am Umformer), JT Aufnahmeleistung (am Umformer)

Ein zweites Kriterium betrifft NPSHa und NPSHr. Bei kleinen Fördermengen steigt NPSHr infolge der erzeugten Wärme im ersten Laufrad wieder an. Fordert man einen Mindestsicherheitsabstand  $SS_{\min} = 0,3$  m zwischen NPSHa und NPSHr, so ergibt sich die rote Begrenzungskurve im Diagramm. Innerhalb der roten Kurve ist die Pumpe kavitationsfrei, außerhalb ist mit Kavitation zu rechnen. Man erkennt, dass die rote Kurve in diesem Falle den Mindestförderstrom bestimmt, der maximale Förderstrom im Kennfeld wird dagegen durch die blaue Kurve festgelegt.

#### ANPASSUNG DER PUMPE AN DIE ANLAGE

Zweckmäßigerweise wird dazu der Differenzdruck zwischen Saug- und Druckflansch verwendet (siehe Differenzdruckschema Abbildung 4) als Stellgröße für den Frequenzumformer benutzt. Der Umformer regelt die Frequenz entsprechend der benötigten Fördermenge bzw. benötigten Kälteleistung so, dass der Differenzdruck über den gesamten Regelbereich konstant bleibt. Somit wird  $Q$  eine eindeutige Funktion der Frequenz. Um Energie zu sparen, muß der Differenzdruck auf einen Sollwert im unteren Bereich des Kennfeldes (Abbildung 3) eingestellt werden. Dort sind die Pumpenleistungen  $P_2$  im Verhältnis  $\sim n^3$  kleiner. Um einen möglichst großen Regelbereich zu erlauben, sollte die Frequenz jedoch nicht zu tief, bzw. zu nahe am Minimum der blauen Kurve gewählt werden. In unserem Beispiel wurde der Sollwert auf 26,6 m, entsprechend 2,5 bar Differenzdruck festgelegt. Der minimale Förderstrom ergibt sich dann als Schnittpunkt der Kurve  $H = 26,6$  m mit der roten Kurve zu  $Q_{\min} = 1,07$  m<sup>3</sup>/h bei 32,7 Hz, der maximale Förderstrom als Schnittpunkt der Kurve  $H = 26,6$  m mit der rechten blauen Kurve zu 12,0 m<sup>3</sup>/h bei 47,3 Hz.

#### 65 % ENERGIEEINSPARUNG

Die in der Anlage tatsächlich gemessenen Betriebspunkte bei Tag- und Nachtbetrieb lagen auf der  $\Delta p = 2,5$  bar Geraden und sind ebenfalls in Abbildung 3 wiedergegeben. Die Betriebspunkte lagen tagsüber bei 38,7 Hz / 6,8 m<sup>3</sup>/h, nachts bei 35,0 Hz / 3,9 m<sup>3</sup>/h.  $Q$  ändert sich dabei nahezu um den Faktor 2. Beide Betriebspunkte sind noch ausreichend von  $Q_{\min}$  und  $Q_{\max}$  entfernt.

Pumpentechnologie:  
Bessere Energieeffizienz in Kälteanlagen

Dr. R. Krämer

Betriebspunkt	Min	Nachts	Tags	Max
Frequenz (Hz)	32,70	35,00	38,70	47,20
Förderstrom (m³/h)	1,07	3,93	6,81	12,00
Förderhöhe (m)	26,60	26,60	26,60	26,60
NPSH-Pumpe (m)	0,11	0,16	0,32	0,78
Druckhöhenreserve über Dampfdruck (m)	4,28	9,89	8,97	3,87
NPSH-Reserve über NPSH-Pumpe (m)	0,64	1,25	1,14	0,69
Motorkühlstrom (m³/h)	0,92	0,92	0,92	0,92
Erwärmung Motorkühlstrom (°K)	1,53	0,94	1,03	1,58
Wirkungsgrad-Pumpe (%)	17,00	41,00	47,11	43,41
Wirkungsgrad-Motor (%)	58,70	64,65	68,40	71,42
Min. Druckhöhe am Kühlstromaustritt (m)	18,57	18,57	18,57	18,57
Zunahme der Dampfdruckhöhe (m)	14,29	8,68	9,59	14,70
Gesamterwärmung des Förderstromes (°K)	1,00	0,31	0,23	0,25
Verlustleistung (kW)	0,67	0,75	0,99	1,85
Stromaufnahme (A)	2,53	2,87	3,36	4,63
Aufnahmeleistung (kW)	0,74	1,03	1,46	2,68
Wellenleistung (kW)	0,44	0,66	1,00	1,91
Drehzahl (1/min)	1913	2031	2226	2674
Drehmoment (Nm)	2,18	3,12	4,29	6,83

Tabelle 1: Gerechnete Zahlenwerte für die Betriebspunkte Min, Nachts, Tags und Max

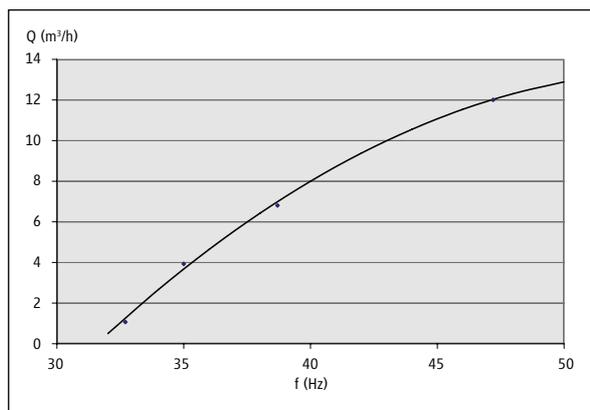


Abbildung 5: Abhängigkeit des Förderstroms Q (m³/h) von der Umformfrequenz f (Hz)

Die Energieeffizienz ist offensichtlich. Die Wellenleistung nachts beträgt nur noch 0,66 kW, gegenüber 1,91 kW bei 47,2 Hz. Das bedeutet eine Energieeinsparung von 65 %. Gegenüber einem 50-Hz-Netz-Betrieb, wäre die Einsparung noch größer, nämlich 70 %. Der gesamte Wärmeeintrag ins System reduziert sich auf 0,75 kW bei 35 Hz, gegenüber 1,85 kW bei 47,2 Hz, eine Einsparung von 59 %, im Vergleich zu 50-Hz-Netzbetrieb sogar 65 %.

Obwohl die Fördermenge Q nicht direkt gemessen werden kann, lässt sie sich bei konstantem Differenzdruck einfach aus der Frequenz berechnen. Dazu bildet man eine quadratischen Regression Q gegen f für die obigen vier Betriebspunkte und erhält so den funktionalen Zusammenhang:

$$Q \text{ (m}^3\text{/h)} = -61,596 + 2,74 * f - 0,025 * f^2$$

Diese Gleichung gilt nur für einen Differenzdruck von 2,5 bar. Aus ihr kann der Förderstrom aus der gemessenen Frequenz berechnet werden, und gegebenenfalls am Umformer direkt angezeigt oder extern abgegriffen werden. Ein störungsfreier Pumpenbetrieb ist damit für folgende Parameter und innerhalb folgender Bereichsgrenzen sichergestellt:

- Differenzdruck: 2,5 bar
- Förderstrom Q (m³/h): 1,1-12,0 m³/h
- Umformfrequenz f (Hz): 32,7-47,2 Hz
- Pumpendrehzahl n (U/min): 1913-2674 U/min

Unter diesen Bedingungen ist eine ausreichende Druckhöhenreserve ( $S > 3$  m) gegenüber Verdampfung des Motorkühlstromes vorhanden. Ebenfalls gibt es für die Pumpe genügend NPSH-Reserve ( $S > 0,3$  m), um Kavitation auf der Saugseite der Pumpe auszuschließen. Die Pumpendrehzahlen reichen ebenfalls aus, um die Lagertragfähigkeit der Gleitlager zu gewährleisten. Der Betriebspunkt Max entspricht dem Schnittpunkt der blauen Kurve mit der  $\Delta p$ -Geraden gemäß Abbildung 3 und gibt somit den Zustand maximaler Kälteleistung der Anlage wieder. Rechnerisch ergeben sich für diesen Betriebspunkt die in Tabelle 1 unter Betriebspunkt Max angegebenen Zahlenwerte. Diese entsprechen auch den Auslegungsdaten der Pumpe.



Pumpentechnologie:  
Bessere Energieeffizienz in Kälteanlagen

Dr. R. Krämer

#### FAZIT

Durch Verwendung eines Frequenzumformers mit  $\Delta p$ -Regelung können bis zu 70 % der Pumpenleistung im Vergleich zum 50-Hz-Netzbetrieb eingespart werden.

Die ins Kältesystem eingetragene Wärme reduziert sich dabei ebenfalls um 65 %.

Dies bedeutet, dass auch die erforderliche Kühlleistung der Kompressoren dementsprechend reduziert wird. Durch die Drehzahlregelung der Pumpe, ergibt sich somit ein doppelter Nutzen. Sowohl die Pumpe als auch die Kompressoren erfahren eine Effizienzsteigerung und tragen somit zur Energieeinsparung der gesamten Kälteanlage bei.