

AT-744-2

Anwendungsleitfaden zum Einsatz von R744

Originaldokument

Deutsch 2

Application guide for the use of R744

Translation of the original document

English..... 69

PDF Download // 07.2024

Änderungen vorbehalten
Subject to change

BITZER Kühlmaschinenbau GmbH
Peter-Schaufler-Platz 1 // 71065 Sindelfingen // Germany
Tel +49 7031 932-0 // Fax +49 7031 932-147
bitzer@bitzer.de // www.bitzer.de

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	4
2	Eigenschaften von R744 – allgemeine Anlagen- und Auslegungskriterien	4
3	Sicherheit	9
3.1	Allgemeine Sicherheitshinweise	10
3.2	Maßnahmen bei unbeabsichtigter Emission von R744	10
3.3	Druckentlastungsventile zur Atmosphäre am Verdichter	11
3.4	Sicherheitseinrichtungen der Anlage nach EN378	11
3.5	Maximal zulässiger Druck des Verdichtergehäuses	12
3.6	Verdichter mit Direktanlauf-Permanentmagnetmotor (LSPM)	12
4	Transkritische Anwendungen	13
4.1	Anlagenausführungen	13
4.1.1	Gustav-Lorentzen-Prozess (einstufige Anlage)	14
4.1.2	Booster-Anlage für Normal- und Tiefkühlung mit Flash-Gas-Bypass	16
4.1.3	Booster-Anlage für Normal- und Tiefkühlung mit Parallelverdichtung	19
4.1.4	Anlagenkomponenten	22
4.2	Parameter und Empfehlungen für eine optimale Anlageneffizienz und Betriebssicherheit	23
4.3	Empfehlungen für bestehende Anlagen	26
4.3.1	Fehlerbehebung - Troubleshooting	27
4.4	Ölmanagement	28
4.4.1	Öfüllung bei BITZER Verdichtern	30
4.5	In Betrieb nehmen	30
4.5.1	Anforderungen an das Kältemittel und Füllvorgang	31
4.5.2	Boosteranlagen für Normal- und Tiefkühlung in Betrieb nehmen	32
4.5.3	Hinweise zur Inbetriebnahme bei anderen Anlagenausführungen	35
4.6	Anlagenauslegung in der BITZER SOFTWARE	37
5	Leistungsregelung	39
5.1	Mechanische Leistungsregelung CRII für transkritische Verdichter	39
5.2	Leistungsregelung mit Frequenzumrichter	39
6	BITZER Kältemittелеjektoren	42
6.1	Sicherheit	42
6.1.1	Allgemeine Sicherheitshinweise	43
6.1.2	Bei dem Kältemittel R744 beachten	44
6.1.3	Zusätzlich folgende technischen Dokumente beachten	44
6.2	Einleitung	44
6.3	Funktionsweise	44
6.3.1	Ejektor in Low-Lift-Anwendungen	46
6.3.2	Ejektor in High-Lift-Anwendungen	47
6.4	Kennwerte	48
6.5	Einbau in die Anlage	50
6.6	Anlagenausführungen	51
6.6.1	Anlagenausführung A Standard-Ejektor-Anlage	52
6.6.2	Anlagenausführung B Mit Ejektor, Parallelverdichtung und mechanischem Hochdruckregelventil für den Notbetrieb	54

6.7	Auslegungskriterien und Auswahl	57
6.7.1	Auslegungsbeispiel eines Ejektors in einer Low-Lift-Anwendung	57
6.7.2	Auslegungsbeispiel eines Ejektors in einer High-Lift-Anwendung	59
6.8	Regelung	63
6.9	Dokument als PDF	65
7	Druck- und Sattdampftemperaturtabelle für R744	66
8	Checklisten für die Inbetriebnahme	68
9	Dokument als PDF	68

1 Einleitung

Dieser Leitfaden beschreibt den Einsatz von BITZER Kältemitteljektoeren in R744-Anlagen und enthält Informationen und Hinweise zu transkritischen Anwendungen und Leistungsregelung.

Er wird stetig weiterentwickelt und soll künftig die Grundlagen und Besonderheiten von R744-Anwendungen im Bereich der Gewerbe- und Industriekälte, sowie Wärmepumpen abdecken. Da die einzelnen Themen sukzessive ergänzt werden, erhebt dieser Leitfaden keinen Anspruch auf Vollständigkeit.

Viele Informationen und Hinweise in dieser Technischen Information beziehen sich auf Produkte von BITZER, beispielsweise wenn es um Verdichterausführungen, Anwendungsgrenzen oder eingesetzte Öle geht, und lassen sich nicht immer vollständig verallgemeinern.

2 Eigenschaften von R744 – allgemeine Anlagen- und Auslegungskriterien

Kohlendioxid – CO₂ – ist natürlicher Bestandteil der Atemluft. Die durchschnittliche Konzentration in der Atmosphäre beträgt 400 .. 420 ppm. Verwendet als Kältemittel, trägt Kohlendioxid die ISO817/ASHRAE34 Nomenklatur **R744**.

Chemische Eigenschaften:

R744 ist in Wasser gut löslich. Bei einer Temperatur von 15°C und einem Druck von 1 bar löst 1 dm³ Wasser, 1 dm³ R744. In Wasser gelöst nennt es sich Kohlensäure. Als Gas ist es chemisch und thermisch stabil genug für den Einsatz als Kältemittel.

Physiklische Eigenschaften:

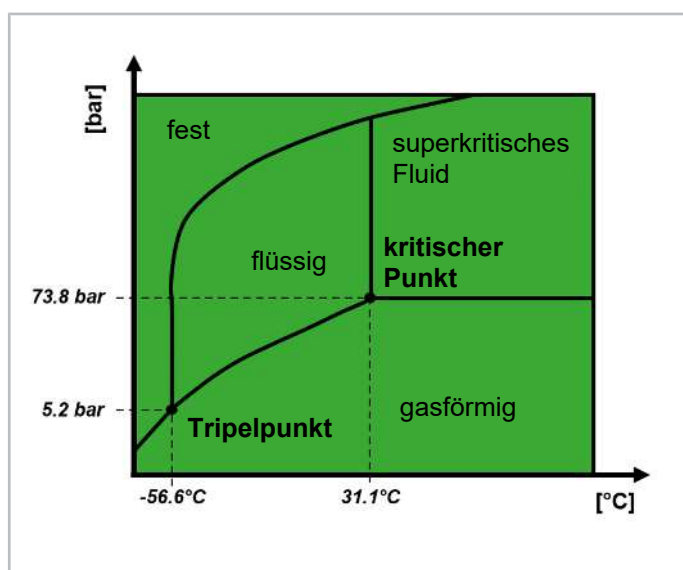
R744 ist ein geruchs- und farbloses Gas. Das CO₂-Molekül ist nicht polar. R744 ist nicht giftig und nicht brennbar.

Molare Masse	44,01 kg/kmol	Einheit
Kritischer Punkt	73,77 bar	bar
	+30,98°C	°C
Tripelpunkt	5,20	bar
	-56,60	°C
Sublimationspunkt	0,98	bar
	-78,90	°C

Sättigungs-temperatur	-10°C	0°C	20°C	Einheit
Sättigungsdruck	26,49	34,85	57,29	bar
Dichte Flüssigkeit	982,93	927,43	773,39	kg/ ₃ m ³
Dichte Sattdampf	71,18	97,65	194,20	kg/ ₃ m ³
Volumetrische Kälteleistung	18409,45	22546,12	29518,04	kg/ ₃ m ³
Isentropenexponent	1,26	1,26	1,30	
Spezifische Wärmekapazität Dampf c _p	1,51	1,86	4,56	kJ/kg K

Sättigungs- temperatur	-10°C	0°C	20°C	Ein- heit
Spezifische Wär- mekapazität Dampf c_v	0,81	0,87	1,07	kJ/ kg K
Wärmeleitfähig- keit, Siedelinie	0,12	0,11	0,09	W/m K
Wärmeleitfähig- keit, Taulinie	0,02	0,02	0,04	W/m K

Phasendiagramm und Phasenwechsel von R744:



fest -> flüssig	Schmelzen
flüssig -> fest	Gefrieren
flüssig -> gasförmig	Verdampfen
gasförmig -> flüssig	Verflüssigen
fest -> gasförmig	Sublimieren
gasförmig -> fest	Resublimieren

Sicherheitsrelevante Eigenschaften:

- Nach EN378-1 ist R744 ein Kältemittel der Sicherheitsklasse A1, d. h. Toxizitätsklasse A „nicht giftig“ und der Brennbarkeitsklasse 1 „nicht brennbar“.
- R744 wirkt in höheren Konzentrationen erstickend. Höhere R744-Konzentrationen in der Atemluft mindern die Absorption von Luftsauerstoff in der Lunge.
- Aufgrund der hohen Dichte verdrängt R744 den Luftsauerstoff in geschlossenen Räumen oder in Bodennähe.
- R744 ist geruch- und farblos, im Falle einer Emission nicht direkt wahrnehmbar.

Maximale Arbeitsplatzkonzentration (MAK):	5000 ppm / volumetrisch
Kurzzeitexpositionsgrenzwert:	10000 ppm / volumetrisch
Immediate Danger to Life or Health (IDLH):	50000 ppm / volumetrisch

Thermodynamische Eigenschaften:

- Das spezifische Volumen der Flüssigkeitsphase von R744 vergrößert sich mit steigender Temperatur, stärker als bei anderen üblichen Kältemitteln.
- In abgesperrten Berechen einer Anlage kann diese Eigenschaft zu einem sicherheitsrelevanten Anstieg des Drucks führen, sobald kein Platz/freies Volumen mehr für die Ausdehnung der Flüssigkeit zur Verfügung steht.

Die folgende Abbildung zeigt den Druckanstieg in einer R744-Kältemittelflaschen bei steigender Temperatur für zwei Füllverhältnisse. Bei einer Temperatur von 20°C entspricht der Sättigungsdruck 57 bar (an der grünen Siedelinie ablesbar). Bei 22,2°C ist die Flasche bei einem Füllverhältnis von 0,75 kg/l vollständig gefüllt. Ein weiterer Temperaturanstieg führt entlang der gelben Funktion (isochore Zustandsänderung) zu einem Druckanstieg. R744-Kältemittelflaschen sind für einen maximalen Druck von 180 bar ausgelegt. Dieser Druck wird bei einer Temperatur von 50°C erreicht!

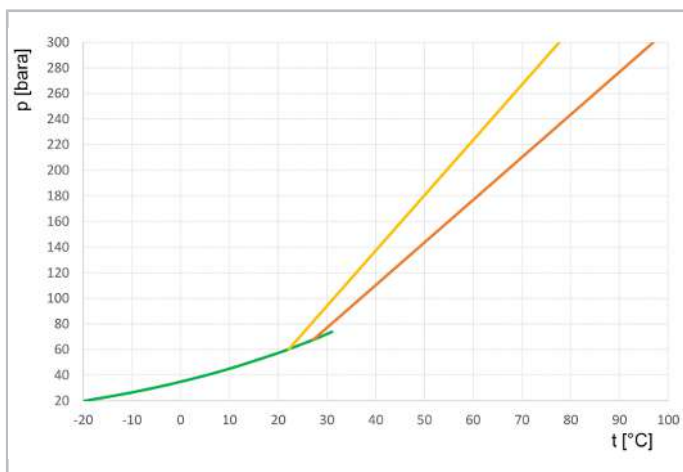


Abb. 1: Druck in R744-Kältemittelflaschen bei steigender Temperatur für zwei Füllverhältnisse

Grün	Gesättigte Flüssigkeit (Siedelinie)
Gelb	Füllverhältnis 0,75 kg/l: 100% bei 22,2°C = 59,3 bar
Rot	Füllverhältnis 0,67 kg/l: 100% bei 27°C = 65,5 bar

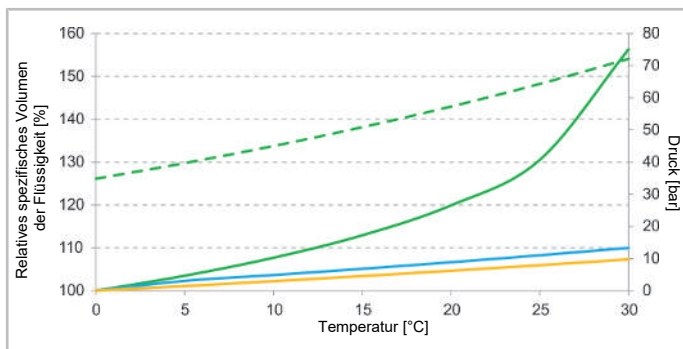


Abb. 2: Relatives Spezifisches Volumen der Flüssigkeit und Sättigungsdruck als Funktion der Temperatur

Grün	Spezifisches Volumen der Flüssigkeit R744	Grün gestrichelt	Sättigungsdruck von R744
Gelb	Spezifisches Volumen der Flüssigkeit R717	Blau	Spezifisches Volumen der Flüssigkeit R134a

Aufgrund der geringen kritischen Temperatur des Kältemittels R744, erfolgt die Wärmeabgabe bei hohen Wärmesenketemperaturen im superkritischen Bereich, d. h. oberhalb des kritischen Punktes. Die Wärmeaufnahme in den Verdampfern erfolgt dagegen weiterhin im subkritischen Bereich. Dadurch, dass die Prozessführung sowohl unterhalb, als auch oberhalb des kritischen Punktes erfolgt, wird der Prozess als transkritischer Prozess bezeichnet (siehe folgende Abbildung).

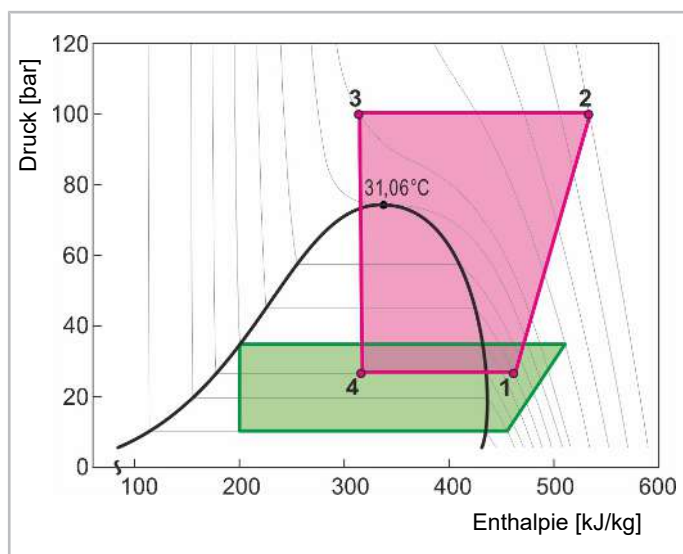


Abb. 3: Grundprozess: Einstufige Verdichtung und Expansion

Grün	Subkritischer Prozess
Rot	Transkritischer Prozess
2-3	Gaskühlung superkritisch, nur sensible Wärmeänderung
4-1	Subkritische Wärmeaufnahme im Verdampfer, latente und sensible Wärmeänderung

Weil Druck und Temperatur oberhalb des kritischen Punktes unabhängig voneinander sind (nur sensible Wärmeänderung), ist die Effizienz, bzw. der Coefficient of Performance (COP), für eine konstante Gaskühleraustrittstemperatur eine Funktion des Drucks (siehe folgende Abbildung).

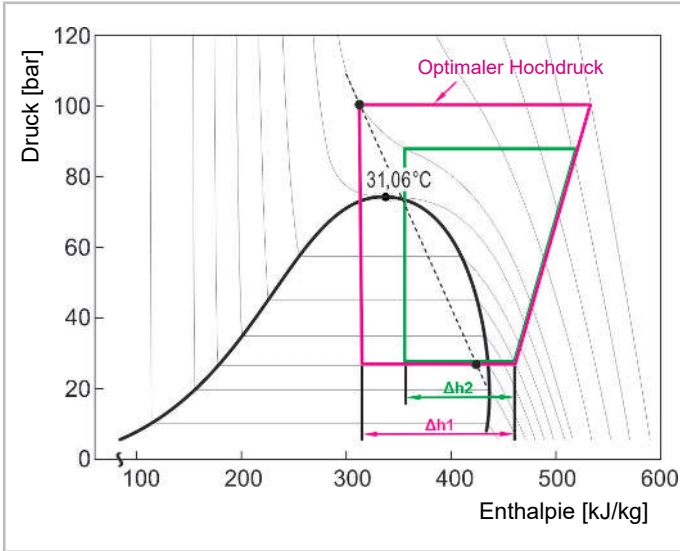


Abb. 4: Transkritischer Prozess: Optimaler Hochdruck

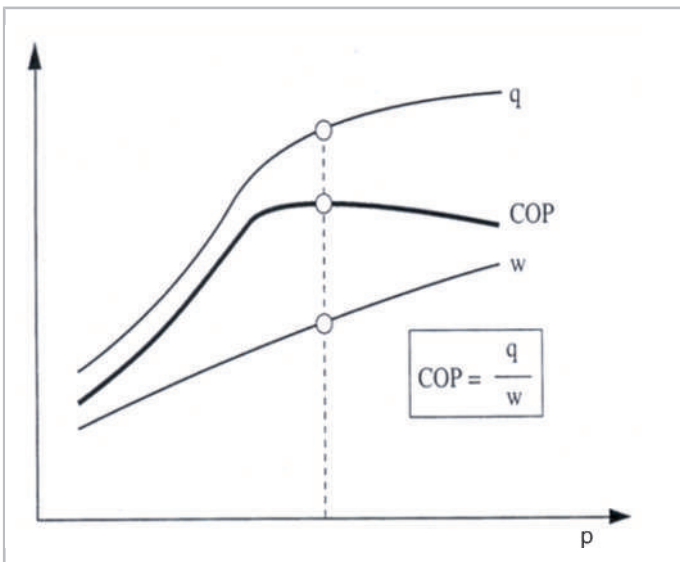


Abb. 5: Qualitativer Verlauf der spezifischen Kälteleistung q , der spezifischen Leistungsaufnahme w und Leistungszahl COP über dem Hochdruck für eine konstante Gaskühleraustrittstemperatur. Quelle.: Sintef-NTNU

3 Sicherheit

Autorisiertes Fachpersonal

Sämtliche Arbeiten an den Produkten und den Anlagen, in die sie eingebaut werden oder sind, dürfen nur von Fachpersonal ausgeführt werden, das in allen Arbeiten ausgebildet und unterwiesen wurde. Für die Qualifikation und Sachkunde des Fachpersonals gelten die jeweils landesüblichen Vorschriften und Richtlinien.

Restrisiken

Von den Produkten, dem elektronischen Zubehör und weiteren Bauteilen können unvermeidbare Restrisiken ausgehen. Jede Person, die daran arbeitet, muss deshalb dieses Dokument sorgfältig lesen! Es gelten zwingend

- die einschlägigen Sicherheitsvorschriften und Normen,
- die allgemein anerkannten Sicherheitsregeln,
- die EU-Richtlinien,
- nationale Vorschriften und Sicherheitsnormen.

Je nach Land kommen unterschiedliche Normen beim Einbau des Produkts zur Anwendung, beispielsweise: EN378, EN60204, EN60335, EN ISO14120, ISO5149, IEC60204, IEC60335, ASHRAE 15, NEC, UL-Normen.

Persönliche Schutzausrüstung

Bei allen Arbeiten an Anlagen und deren Bauteilen: Arbeitsschutzschuhe, Schutzkleidung und Schutzbrille tragen. Zusätzlich Kälteschutzhandschuhe tragen bei Arbeiten am offenen Kältekreislauf und an Bauteilen, die Kältemittel enthalten können.

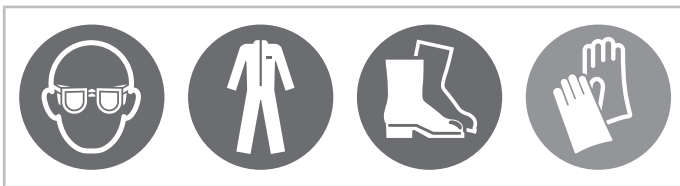


Abb. 6: Persönliche Schutzausrüstung tragen!

Sicherheitshinweise

Sicherheitshinweise sind Anweisungen, um Gefährdungen zu vermeiden. Sicherheitshinweise genauestens einhalten!



HINWEIS

Sicherheitshinweis um eine Situation zu vermeiden, die die Beschädigung eines Geräts oder dessen Ausrüstung zur Folge haben könnte.



VORSICHT

Sicherheitshinweis um eine potentiell gefährliche Situation zu vermeiden, die eine geringfügige oder mäßige Verletzung zur Folge haben könnte.



WARNUNG

Sicherheitshinweis um eine potentiell gefährliche Situation zu vermeiden, die den Tod oder eine schwere Verletzung zur Folge haben könnte.



GEFAHR

Sicherheitshinweis um eine unmittelbar gefährliche Situation zu vermeiden, die den Tod oder eine schwere Verletzung zur Folge hat.

Zusätzlich zu den in diesem Dokument aufgeführten Sicherheitshinweisen unbedingt auch die Hinweise und Restgefahren in den jeweiligen Betriebsanleitungen beachten!

3.1 Allgemeine Sicherheitshinweise



GEFAHR

R744 ist ein geruchs- und farbloses Gas und wird bei Emissionen nicht direkt wahrgenommen!
Bewusstlosigkeit und Erstickungsgefahr beim Einatmen zu hoher Konzentrationen!
Austritt von R744 und unkontrolliertes Abblasen, v. a. in geschlossenen Räumen vermeiden!
Geschlossene Maschinenräume belüften!
Sicherheitsbestimmungen gemäß nationaler Gesetzgebung und geltenden Normen, z. B. EN378 einhalten!



GEFAHR

Hohe Drucklagen des Kältemittels R744 beachten!
Bei Stillstand nimmt der Druck in der Anlage zu und es besteht Berstgefahr!
Am Verdichter und in jeweils beidseitig absperrbaren Anlagenabschnitten auf Saug- und Hochdruckseite Druckentlastungsventile installieren.
Anforderungen und Auslegung entsprechend EN378-2 und EN13136.

Kritische Temperatur 30,98°C entspricht 73,77 bar (siehe [siehe Kapitel Druck- und Sattedampftemperaturtabelle für R744, Seite 66](#)) oder BITZER RefRuler App.



GEFAHR

Gefahr von Kaltverbrennungen und Erfrierungen!
Flüssiges R744 verdampft rasch, kühlt sich dabei ab und bildet Trockeneis!



Unkontrolliertes Abblasen von R744 unbedingt vermeiden!
Beim Befüllen der Anlage mit R744 Handschuhe und Schutzbrille tragen!



HINWEIS

Bildung von Ölschaum und dadurch mangelnde Schmierung!
Starke Druckabsenkung im Kurbelgehäuse während Verdichteranlauf und im Betrieb vermeiden!



HINWEIS

Gefahr von unzureichender Schmierung durch hohe R744-Löslichkeit im Öl.
Betrieb bei kleinen Druckverhältnissen und geringer Sauggasüberhitzung führt zu niedriger Druckgas- und Öltemperatur.
Dauerbetrieb mit Frequenzen > 60 Hz verstärkt diesen Effekt und sollte daher vermieden werden.
Ggf. Rücksprache mit BITZER.

3.2 Maßnahmen bei unbeabsichtigter Emission von R744



GEFAHR

R744 ist ein geruchs- und farbloses Gas und wird bei Emissionen nicht direkt wahrgenommen!
Bewusstlosigkeit und Erstickungsgefahr beim Einatmen zu hoher Konzentrationen!
Austritt von R744 und unkontrolliertes Abblasen, v. a. in geschlossenen Räumen vermeiden!
Geschlossene Maschinenräume belüften!
Sicherheitsbestimmungen gemäß nationaler Gesetzgebung und geltenden Normen, z. B. EN378 einhalten!

Sollte es zu unkontrollierter Emission von R744 kommen, folgende Maßnahmen ergreifen:

- ▶ Raum sofort verlassen, Personen warnen, für ausreichende Lüftung sorgen.
- ▶ Betreten des Bereichs nur mit umluftunabhängigem Atemschutzgerät, wenn die Ungefährlichkeit der Atmosphäre nicht nachgewiesen ist.
- ▶ Im Freien auf windzugewandter Seite bleiben. Bereich absperren.

- ▶ Druckentlastungsventile der Verdichter nach Abblasen austauschen, da der Öffnungsdruck nach solch einem Vorgang reduziert/herabgesetzt sein kann.
- ▶ Sicherheitsventile der Anlage nach Abblasen auf Dichtheit prüfen und ggf. austauschen.

3.3 Druckentlastungsventile zur Atmosphäre am Verdichter

BITZER Verdichter für R744 sind je nach Verdichterserie mit Druckentlastungsventilen zur Atmosphäre auf der Nieder- und/oder auf der Hochdruckseite ausgestattet (siehe Tabelle unten).



Information

Die am Verdichter verbauten Druckentlastungsventile zur Atmosphäre ersetzen nicht die Sicherheitsventile der Anlage, die gemäß EN378 gefordert sind!

Sie schützen nur den Verdichter gegen unzulässig hohe Drücke, sobald dieser beidseitig abgesperrt ist. Jede Änderung am Verdichter obliegt der Verantwortung des Kunden/Anlagenbauers.

Verdichter:

- Sicherstellen, dass diese Druckentlastungsventile frei abblasen können.
- Bei den Verdichtern für subkritische Anwendungen (2NSL .. 4NSL) ist das Druckentlastungsventil am Saugabsperrventil montiert. Bei Betrieb des Verdichters, Saugabsperrventil vollständig öffnen (Druckentlastungsventil ist dann inaktiv).
- Keine Rohrleitungen am Austritt der Druckentlastungsventile anschließen.

Bei Arbeiten oder Messungen am Wartungsanschluss des Druckabsperrventils:



HINWEIS

Am Wartungsanschluss des Druckgasabsperrventils können Drücke bis zu 160 bar auftreten! Standardkomponenten (z. B. Manometerbrücken, Schläuche etc.) können beschädigt oder zerstört werden. Sorgfältig vorgehen und nur für diese hohen Drucklagen geeignete Komponenten verwenden!

Minimaler Öffnungsdruck der Druckentlastungsventile zur Atmosphäre

Verdichter	Niederdruckseite in bar	Hochdruckseite in bar
2MTE .. 6CTE(U)	90 (*)	148
8FTE .. 8CTE	80 (*)	140
2MME .. 6PME	-	-
2NSL .. 4NSL	30	-

(*) Das Druckentlastungsventil auf der Niederdruckseite gehört nicht zur Standardausführung des Verdichters, ist aber optional verfügbar.

3.4 Sicherheitseinrichtungen der Anlage nach EN378

Um die Anlage gegen Überdruck zu schützen, müssen baumustergeprüfte Druckentlastungseinrichtungen eingebaut werden. Welche Anlagenabschnitte davon betroffen sind, ergibt sich aus den Anforderungen der EN378-2 und der nationalen Gesetzgebung.

Generell gilt:

- Bereiche der Anlage, die von beiden Seiten abgesperrt werden können, müssen gegen Überdruck gesichert werden – z. B. wegen Gefahr von eingeschlossener Flüssigkeit!
- Absperrbare Bereiche der Anlage, die betriebsbedingt nicht abgesperrt werden können (nach EN378-2, z. B. gesicherte Absperrventile, Anschluss zur Druckmessung), müssen nicht gegen Überdruck geschützt werden.

- Grundsätzlich baumustergeprüfte Druckentlastungseinrichtungen / Druckentlastungsventile verwenden.
- Beim Abblasen dieser Druckentlastungseinrichtungen muss sichergestellt sein, dass weder Personen noch Eigentum durch das freigesetzte Kältemittel gefährdet werden.
- Wenn möglich, die Druckentlastungseinrichtungen an der Außenwand installieren.
- Druckentlastungseinrichtung und Abblaseleitungen nach EN13136 auslegen.
- Alle Abblaseleitungen / Druckentlastungseinrichtungen müssen frei abblasen können - unbedingt vor Blockierungen durch Verunreinigungen und (Trocken)Eis schützen! Außerdem muss eine separate Dichtheitsprüfung dieser Leitungen (z. B. als Zugang für die Feststellung einer Kältemittelleckage) möglich sein.

3.5 Maximal zulässiger Druck des Verdichtergehäuses

Siehe auch Typschild am Verdichter.

Verdichter	Niederdruckseite in bar	Hochdruckseite in bar
ab Seriennummer: 16805187392 2MTE .. 6CTE(U)	100	160
8FTE .. 8CTE	80	150
2MME .. 6PME	100	100
2NSL .. 4NSL	30	53

3.6 Verdichter mit Direktanlauf-Permanentmagnetmotor (LSPM)



WARNUNG

Starkes Magnetfeld!

Magnetische und magnetisierbare Objekte fern halten!



Personen mit Herzschrittmachern, implantierten Defibrillatoren oder Metallimplantaten: mindestens 30 cm Abstand halten!



HINWEIS

Der standardmäßig verbaute PTC-Temperaturfühler im Stator schützt den LSPM-Motor bei einem Temperaturanstieg (z. B. bei einem längeren Blockieren des Rotors) vor Motorüberlastung. Die Installation einer zusätzlichen, schnelleren Überlastschutzeinrichtung wird empfohlen, da ein mehrfaches Blockieren die Magnete schädigt.

4 Transkritische Anwendungen

Transkritische Anlagen mit R744 haben sich in der gewerblichen Kältetechnik als Stand der Technik etabliert. Die Anlagen entwickeln sich dabei immer mehr hin zu kompletten Verbundlösungen, mit Tief- und Normalkühlung, Klimatisierung und Beheizung mittels Wärmerückgewinnung. Außerdem werden zunehmend Maßnahmen ergriffen, um die Effizienz weiter zu verbessern und gleichzeitig die Kosten für die Anlagen zu senken. Das optimale Zusammenspiel bzw. die bestmögliche Steuerung der einzelnen Anlagenkomponenten bildet dabei die Grundlage für eine ganzjährige Anlageneffizienz, eine lange Lebensdauer der Verdichter und damit eine hohe Betriebssicherheit.

Ein Kältemittelverdichter kann auf lange Sicht nur dann störungsfrei betrieben werden, wenn:

- die Qualität, Konstruktion und Eignung, sowie die einwandfreie materielle Beschaffenheit und Funktion aller Bauteile des Verdichters garantiert sind.
- die zulässigen Betriebsbedingungen eingehalten werden.
- eine nicht zu dynamische Regelung des Kältemittelmassenstroms gewährleistet wird.
- die Ölversorgung/Schmierung sichergestellt ist (Hauptaugenmerk dabei auf Öltemperatur und Kältemittelkonzentration im Öl!). Dazu gehört auch eine stabile Ölrückführung aus der Anlage und ein funktionierendes Ölmanagement (*siehe Kapitel Ölmanagement, Seite 28*), insbesondere bei Verbundanlagen mit verzweigten Rohrnetzen.
- schädliche Fremdstoffe in der Anlage, wie Feuchtigkeit, Fremdgas, Schmutz, chemische Rückstände, Metalloxi-
de, Metallspäne, minimiert werden.

In den folgenden Kapiteln werden Hinweise und Handlungsanweisungen gegeben, um Anlageneigenschaften, wie die Qualität der Regelung (Regelgüte), die gewählte Abdeckung der Minimallast, die Art der Enthitzung des Saug-
gases und das Ölmanagement - auch bei gegensätzlichen Anforderungen - einordnen zu können und entsprechend zu handeln.

4.1 Anlagenausführungen

In den nachfolgenden Unterkapiteln werden gängige Anlagenausführungen aufgeführt und wichtige Aspekte beschrieben.

Folgende Anwendungen sind nicht näher aufgeführt, da sie unbedingt eine individuelle Abstimmung mit BITZER erfordern:

- Der Einsatz der Verdichter 2MTE .. 8CTE, 4PTEU .. 6CTEU in Anlagen mit Heißgasabtauung, Anlagen mit Wärmeabgabe an ein Kaltwassernetz und in Tiefkühlanwendungen.
- Der Einsatz der Verdichter mit Motorversion 2 als Parallelverdichter.

4.1.1 Gustav-Lorentzen-Prozess (einstufige Anlage)

- Einstufige Verdichtung für ein Nutzniveau und einstufige Expansion. für Normalkühlung. Ohne Tiefkühlverdichtersufe.
- Standard-Anlagenausführung bei Einsatz von R744 in Wärmepumpen.
- Keine Überhitzungsregelung am Austritt des Verdampfers, sondern Betrieb mit überflutetem Verdampfer.
- Es muss ein Niederdruckabscheider in der Saugleitung am Austritt des Verdampfers eingebaut werden.
- Die Ölrückführleitung muss am Boden dieses Abscheiders angeschlossen werden.
- Als Öl muss BSG68K von BITZER (ein Polyalkylen-Glykol-Öl) eingesetzt werden.
Bei Mischung dieses PAG-Öls mit flüssigem R744, sinkt das Öl bis zu einer Sättigungstemperatur von -32°C auf den Boden des Niederdruckabscheiders ab und kann dort entnommen werden. Bei Temperaturen unter -32°C schwimmt das Öl allerdings auf und erschwert die Ölrückführung, v. a. im Abtaubetrieb!
- Damit der im Öl enthaltene, minimale Anteil an flüssigem R744, der über die Ölrückführleitung in die Saugleitung gelangt nachverdampfen kann, muss ein innerer Wärmeübertrager installiert werden.

Diese Anlagenausführung empfiehlt sich für Anlagen mit einem Verdampfer. Sollen mehrere Verdampfer betrieben werden, eignen sich andere Anlagenausführungen besser (siehe dazu [siehe Kapitel Booster-Anlage für Normal- und Tiefkühlung mit Flash-Gas-Bypass, Seite 16](#)).

Das nachfolgende Anlagenschema ist eine vereinfachte Darstellung, ohne empfohlenes Absperrventil und weitere, oben empfohlene Kontrollmechanismen in der Ölrückführleitung am Niederdruckabscheider hinter dem Verdampfer.

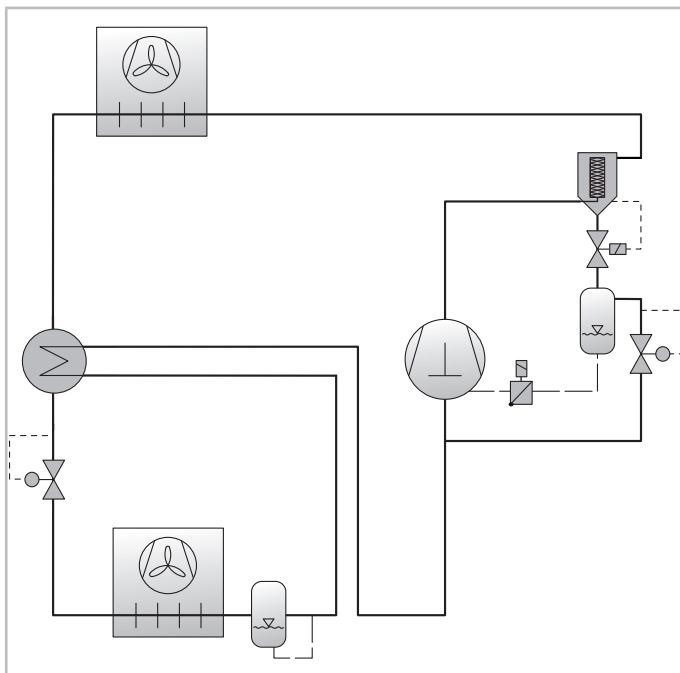


Abb. 7: Anlagenschema Gustav-Lorentzen-Prozess (vereinfachte Darstellung)

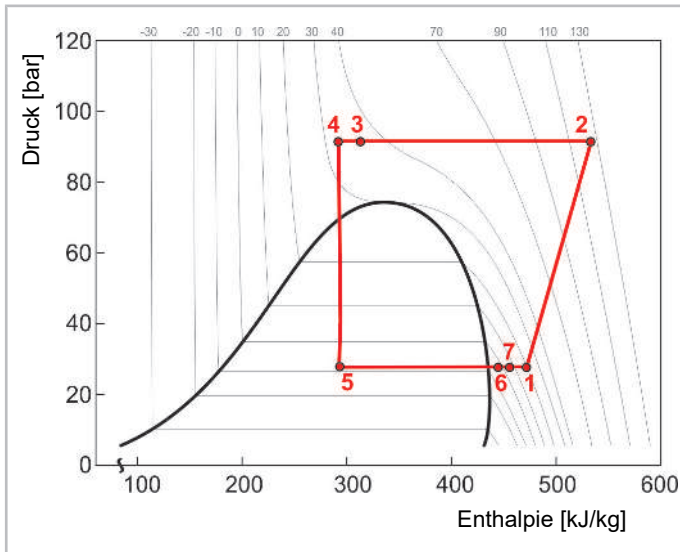


Abb. 8: Gustav-Lorentzen-Prozess im p, h-Diagramm

1	Verdichtung
2-3	Gaskühlung / Verflüssigung
3-4	Interner Wärmeübertrager / Unterkühlung
4-5	Expansion auf Verdampfungstemperatur
5-6	Verdampfung
6-7	Überhitzung in der Saugleitung
7-1	Innerer Wärmeübertrager

4.1.2 Booster-Anlage für Normal- und Tiefkühlung mit Flash-Gas-Bypass

Im Jahr 2008 wurden Anlagen mit "Flash-Gas-Bypass (FGB)" auch aufgrund ihres einfachen Aufbaus zu Standard-R744-Anlagenausführungen.

- Anlagen mit einstufiger Verdichtung, zweistufige Expansion und Flash-Gas-Bypass für ein Nutztemperaturniveau z. B. Normalkühlung.
 - Diese Anlagenausführung sieht einen Abscheider vor, in dem flüssiges und gasförmiges R744 voneinander getrennt werden. Er befindet sich auf Mitteldruck und wird im weiteren Verlauf der Beschreibung als Mitteldruckbehälter bezeichnet.
 - Der Druck im Inneren des Mitteldruckbehälters wird durch ein Flash-Gas-Bypass-Ventil geregelt. Das Druckniveau liegt dabei über dem erforderlichen Verdampfungsdruck/über dem Saugdruck der Normalkühl-Verdichter.
- Üblicherweise wird die Anlage aber als Booster-Anlage für zwei unterschiedliche Nutztemperaturniveaus, z. B. Normalkühlung und Tiefkühlung, aufgebaut und genutzt.

Sie setzt sich u. a zusammen, aus:

- zwei Verdichterstufen (Normalkühl- und Tiefkühl-Verdichterstufe)
- mit einem gemeinsamen Kältemittel- und Ölkreislauf
- mit zweistufiger Expansion für jedes Verdampfertemperaturniveau/Verdampferdruckniveau
- einem Mitteldruckbehälter und
- Flash-Gas-Bypass.
- Eine zweistufige Verdichtung wird dabei durch zwei in Reihe geschaltete einstufige Verdichter erzielt.
- Der Betrieb dieser Standard-Anlage kühlt mit Hilfe trockener Verdampfer ("Trockenexpansion").
- Die Tiefkühl-Verdichterstufe in einer Booster-Anlage ist eine subkritische Anwendung.

Weitere Merkmale einer Booster-Anlage mit Flash-Gas-Bypass

- Nach Durchströmen des Gaskühlers/Verflüssigers wird das Kältemittel mit Hilfe eines Hochdruckregelventils in den Mitteldruckbehälter auf Mitteldruck entspannt, Gas- und Flüssigkeitsphase werden voneinander getrennt:
 - der entstandene Drosseldampf wird über ein Flash-Gas-Bypass-Ventil den Verdichtern der Normalkühl-Verdichterstufe zugeführt,
 - die Flüssigkeit wird zu den Verdampfern der Tief- und Normalkühlung geleitet.
- Durch diesen Flash-Gas-Bypass kann der Mitteldruck auf einen definierten Sollwert abgesenkt werden (z. B. 35 .. 40 bar). Allerdings reduziert sich dann auch der Massenstrom vom Mitteldruckbehälter zu den Verdampfern. Durch die erhöhte verfügbare Enthalpiedifferenz bei der Verdampfung wird das aber wieder kompensiert.
- Anders als bei einem einfachen Kältemittelkreislauf oder einer Kaskadenanlage ist die Temperatur des flüssigen Kältemittels dabei höher als die Sättigungstemperatur auf der Hochdruckseite der Tiefkühl-Verdichter. Dadurch steht den Verdampfern weniger Verdampfungsenthalpie zur Verfügung, was bei der Auswahl der Verdichter durch einen höheren Massenstrom unbedingt berücksichtigt werden muss!
- Da die Tiefkühl-Verdichter das Kältemittel direkt in den Saugkollektor der Normalkühl-Verdichterstufe einspeisen, ist die spezifische Verdichtungsarbeit durch das niedrigere Druckverhältniss geringer als bei einer Kaskadenanlage.

Die Sauggastemperatur eines Verdichters der Normalkühl-Verdichterstufe ergibt sich aus den drei Massenströmen Tiefkühl-Massenstrom, Normalkühl-Massenstrom und Massenstrom des Drosseldampfs, die alle unterschiedliche Temperaturen haben.

Wichtige Punkte bei der Anlagenplanung und Anlagenauslegung

Entscheidend bei der Planung und Auslegung von R744-Booster-Anlagen ist neben der Betriebssicherheit und Effizienz, der Einfluss unterschiedlicher **Lastzustände** im Betrieb.

- Es müssen immer die extremsten Lastzustände ("worst case Bedingungen") berechnet und berücksichtigt werden, d. h.:
 - Sowohl die Vollastbedingungen bei maximalen Umgebungstemperaturen über mehrere Stunden (Simultanbetrieb / Gleichzeitigkeitsfaktor 0,8..0,85), als auch die
 - Betriebsbedingungen bei Minimallast bei niedrigen Umgebungstemperaturen und innerhalb/außerhalb der Laden-Öffnungszeiten ("shop open" und "shop closed").

Anhand dieser Berechnungen ist es möglich, folgende Fragen zu beantworten:

- Ist die Leistungsregelung der Verdichter optimal eingestellt? (*siehe Kapitel Leistungsregelung, Seite 39*).
 - Kann beispielsweise eine hohe Regelgüte (CF) (*siehe Seite 23*) mit minimalen Leistungsänderungen beim Zu- und Wegschalten von Folgeverdichtern erreicht werden?
 - Kann ein stabiler Betrieb ohne häufiges Anlaufen und Abschalten des Verdichters/der Verdichter bei minimalen Lastbedingungen gewährleistet werden?
- Liegen die Sauggas- und Druckgastemperaturen innerhalb der Einsatzgrenze(n) des Verdichters/der Verdichter?

Um die Betriebsbedingungen zu optimieren und kritische Betriebszustände zu vermeiden, müssen unter Umständen zusätzliche Komponenten wie innerer Wärmeübertrager, Druckgasenthitzer, eine erhöhte Anzahl an Verdichtern oder Zusatzsysteme wie Flüssigkeitseinspritzung in Betracht gezogen werden.

- Kritische Betriebszustände hervorgerufen durch ungünstige Lastzustände sind dabei:
 - Eine niedrige Last bei den Verdampfern der Normalkühl-Verdichterstufe und gleichzeitig eine hohe Last bei den Verdampfern der Tiefkühl-Verdichterstufe:
Dies führt zu hohen Sauggastemperaturen bei den Normalkühl-Verdichtern und beeinflusst damit die Motor Kühlung und Druckgastemperatur und
 - Der umgekehrte Fall, also eine hohe Last bei den Verdampfern der Normalkühl-Verdichterstufe und gleichzeitig eine niedrige Last bei den Verdampfern der Tiefkühl-Verdichterstufe:
Dies führt zu niedrigen Sauggastemperaturen mit niedrigen Ölsumpftemperaturen und möglichem Nassbetrieb durch zu viel Flüssiganteile im Drosseldampf.

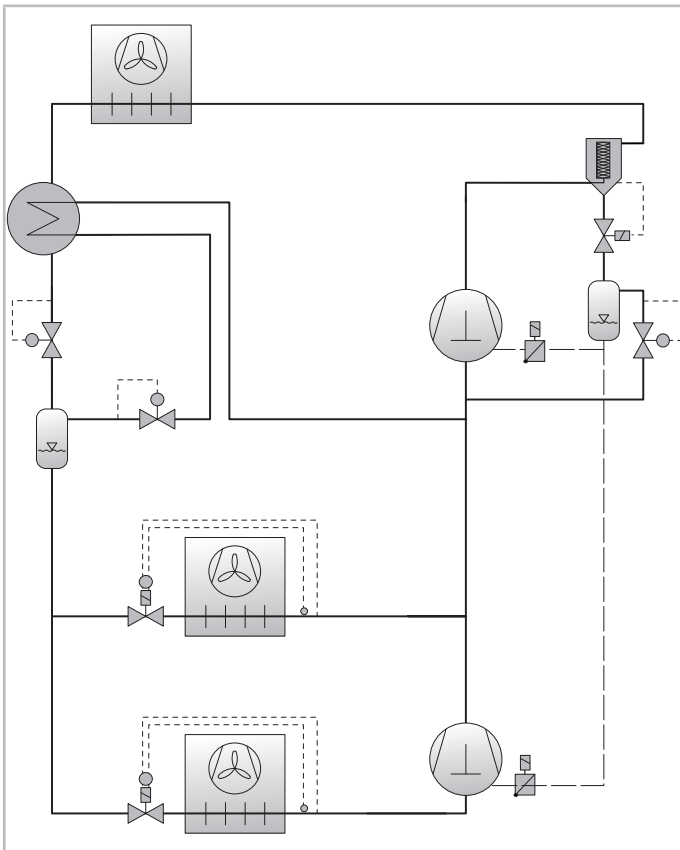


Abb. 9: Anlagenschema Booster-Anlage für Normal- und Tiefkühlung mit Flash-Gas-Bypass (vereinfachte Darstellung)

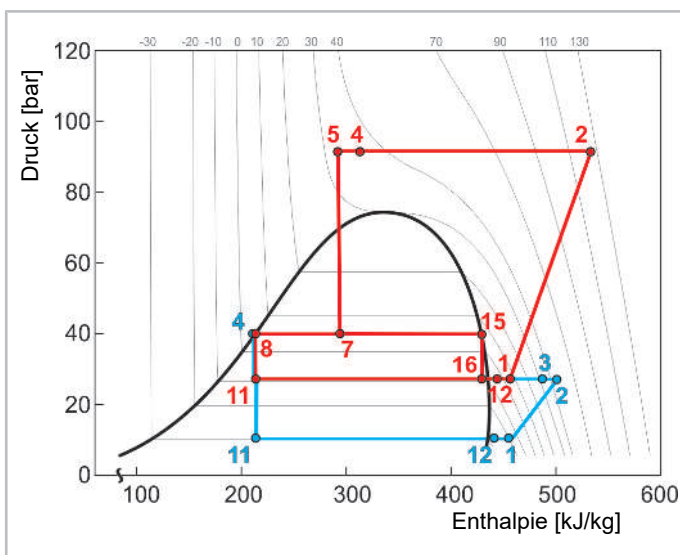


Abb. 10: Booster-Anlage für Normal- und Tiefkühlung mit Flash-Gas-Bypass im p, h-Diagramm

Tiefkühl-Verdichterstufe:

1-2	Verdichtung
2-3	Enthitzung
4-11	Expansion
11-12	Verdampfung

12-1	Überhitzung Sauggasleitung
------	----------------------------

Normalkühl-Verdichterstufe:

1-2	Verdichtung
2-4	Gaskühlung/Verflüssigung
4-5	Interner Wärmeübertrager / Unterkühlung
5-7	Entspannung auf Mitteldruck
7-8	Flüssigkeitsaustritt am Mitteldruckbehälter
8-11	Entspannung auf Verdampfungsdruck
11-12	Verdampfung
12-1	Gesamt-Überhitzung
7-15	Gasaustritt am Mitteldruckbehälter
15-16	Expansion auf Verdampfungsdruck

4.1.3 Booster-Anlage für Normal- und Tiefkühlung mit Parallelverdichtung

- Das Prinzip der Parallelverdichtung reduziert das erforderliche Druckverhältnis, um den Drosseldampf wieder auf Hochdruckniveau zu verdichten. Es verringert aber weder die Menge des Drosseldampfs auf Mitteldruckniveau, noch die Verluste bei der Drosselung.
- Der Drosseldampf wird also mit einem höheren Druckniveau von einem eigenen Parallel-Verdichter bzw. einer eigenen Parallel-Verdichterstufe angesaugt, der/die direkt mit dem Mitteldruckbehälter verbunden ist.
- Im Mitteldruckbehälter werden Gas- und Flüssigkeit getrennt. Die Flüssigkeit wird wie gewohnt den Verdampfern der Tiefkühl- und Normalkühl-Verdichterstufe zugeführt.
- Der Massenstrom der Verdampfer der Tiefkühl-Verdichterstufe wird nach Expansion und Wärmeaufnahme in den Verdampfern, von der Tiefkühl-Verdichterstufe aufgenommen und wieder auf Saugdruckniveau der Normalkühl-Verdichterstufe verdichtet.
- Der höhere Wirkungsgrad einer Booster-Anlage mit Parallelverdichtung beruht also auf einem kleineren Druckverhältnis bei der Verdichtung des Drosseldampfs und einer höheren Dichte des zu verdichtenden Dampfes. Dadurch ist für die Verdichtung des aus dem Mitteldruckbehälter angesaugten Dampfes ein geringerer geometrischer Fördervolumenstrom erforderlich.
- Transkritische R744-Booster-Anlagen mit Parallelverdichtung haben typischerweise vier verschiedene Druckniveaus und setzen sich zusammen aus:

- dem Tiefkühl-Saugdruck
- dem Normalkühl-Saugdruck
- dem Mitteldruck
- dem Gaskühler-Hochdruck

Dies alles in den jeweiligen Verdichterstufen:

- Tiefkühl-Verdichterstufe:
aus Tiefkühl-Saugdruck und Normalkühl-Saugdruck. Der Normalkühl-Saugdruck entspricht dabei dem Verdichtungsdruck der Tiefkühl-Stufe.
- Normalkühl-Verdichterstufe:
aus Normalkühl-Saugdruck und Gaskühler-Hochdruck
- Parallel-Verdichterstufe:
aus Mitteldruck und Gaskühler-Hochdruck
- Alle Verdichterstufen haben einen gemeinsamen Kältemittel- und Ölkreislauf.
- Zur Sicherheit und Regelung brauchen Anlagen mit Parallelverdichtung ein Flash-Gas-Bypass-Ventil.

- Um eine ausreichend hohe Sauggasüberhitzung (3 .. 5 K bei Vollast im Sommer) des vom Parallelverdichter angesaugten Drosseldampfs zu erreichen, sollte ein innerer Wärmeübertrager zwischen Gaskühleraustrittsleitung und Saugleitung der Parallelverdichter installiert werden.
- Dadurch erhöht sich die Ölsumpftemperatur während sich die Menge an im Öl gelösten Kältemittel im Kurbelgehäuse des Verdichters verringert. Dies ist v. a. bei Betrieb von Anlage bei niedrigen Temperaturen vorteilhaft.

Wichtige Punkte bei der Anlagenplanung und Anlagenauslegung

- Folgende Kriterien können den Betrieb einer Booster-Anlage mit Parallelverdichtung einschränken:
 - die Einsatzgrenze des/der Parallelverdichter(s) bei höherem Saugdruck.
 - die minimal mögliche Frequenz des/der Parallelverdichter(s) mit Leistungsregelung (*siehe Kapitel Leistungsregelung mit Frequenzumrichter, Seite 39*).
- Der Wirkungsgrad der Anlage wird durch einen optimierten Mitteldruck – in Abhängigkeit vom Hochdruck, der Gaskühleraustrittstemperatur oder Umgebungstemperatur – weiter verbessert. Ein optimierter Mitteldruck bedeutet, dass der Sollwert für den Mitteldruck variabel geregelt wird. Idealerweise wird er immer so hoch wie möglich eingestellt. Dadurch können der oder die Parallelverdichter länger betrieben werden, ohne dabei in eine der beiden oben erwähnten Begrenzungskriterien zu geraten. Gleichzeitig verbessert sich die Effizienz/der COP der Anlage.
- Abhängig von verschiedenen Lastzuständen, muss der Übergangsbereich von Flash-Gas-Betrieb zu Parallelverdichtung bestimmt werden. Bei Betrieb mit Wärmerückgewinnung (WRG) sollten alle zu erwartenden Betriebsszenarien bzw. Lastzustände in Betracht gezogen werden ("shop open", "shop closed", mit Wärmerückgewinnung (WRG), ohne Wärmerückgewinnung (WRG) etc.).
- Wenn keine Parallelverdichtung möglich ist, z. B. bei mittleren Umgebungstemperaturen, müssen die Normalkühl-Verdichter trotzdem in der Lage sein die benötigte Kälteleistung zu liefern!

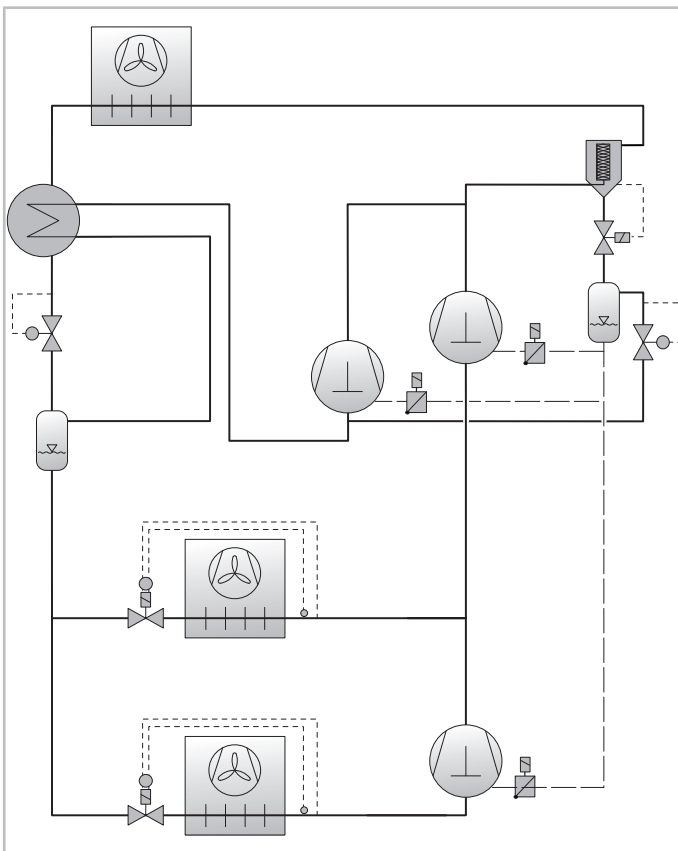


Abb. 11: Anlagenschema Booster-Anlage für Normal- und Tiefkühlung mit Parallelverdichtung (vereinfachte Darstellung)

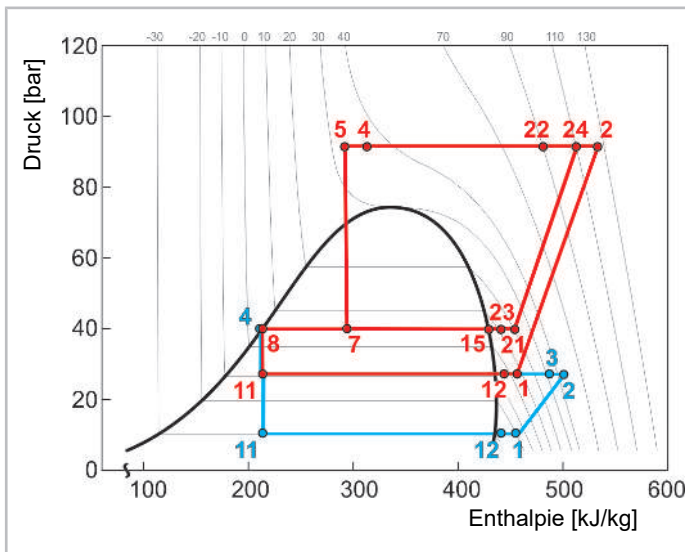


Abb. 12: Booster-Anlage für Normal- und Tiefkühlung mit Parallelverdichtung im p, h-Diagramm

Tiefkühl-Verdichterstufe:

1-2	Verdichtung
2-3	Enthitzung
4-11	Expansion
11-12	Verdampfung
12-1	Überhitzung Sauggasleitung

Normalkühl-Verdichterstufe:

1-2	Verdichtung
2-4	Gaskühlung/Verflüssigung
4-5	Interner Wärmeübertrager / Unterkühlung
5-7	Entspannung auf Mitteldruck
7-8	Flüssigkeitsaustritt am Mitteldruckbehälter
8-11	Entspannung auf Verdampfungsdruck
11-12	Verdampfung
12-1	Gesamt-Überhitzung
7-15	Gasaustritt am Mitteldruckbehälter

Paralell-Verdichterstufe:

21-22	Verdichtung
23-21	Interner Wärmeübertrager / Überhitzung
24	Eintrittstemperatur in den Gaskühler

4.1.4 Anlagenkomponenten

Filtertrockner



HINWEIS

Gefahr von blockierten und verstopften Regelventilen durch Trockeneis!

Die Löslichkeit von Wasser in gasförmigem R744 ist wesentlich geringer als bei anderen Kältemitteln. Deshalb kann insbesondere bei Tiefkühlanwendungen schon ein relativ geringer Feuchtigkeitsanteil aus dem Kältemittel ausfrieren.

Reichlich dimensionierten Filtertrockner und ein Schauglas mit Feuchtigkeitsindikator für R744 installieren!

- Reine Molekularsieb-Einsätze verwenden. Ein zusätzlicher Filter mit Maschengröße $\leq 25 \mu\text{m}$ ist vorteilhaft.
- R744 mit niedrigem Wassergehalt ($< 5 \text{ ppm}$) und Schaugläser mit Feuchtigkeitsindikator verwenden (*siehe Kapitel Anforderungen an das Kältemittel und Füllvorgang, Seite 31*).
- Hinweise zum Evakuieren unbedingt beachten (*siehe Kapitel Checkliste für die Inbetriebnahme, Punkt 4., Seite 32*)!
- Außerdem: maximale Betriebsdrücke des Filtertrockners beachten und Eignung für den Einsatz mit additivierten Ölen zum Verschleißschutz beim Hersteller erfragen!

Hydratbildung

- Die Löslichkeit von Wasser ist in gasförmigem R744 geringer als bei anderen Kältemitteln und von Temperatur und Druck abhängig. Es gilt:
 - Gasförmiges R744: Wasserlöslichkeit sinkt bei steigendem Druck und konstanter Temperatur.
 - Flüssiges R744: Wasserlöslichkeit steigt bei steigendem Druck und konstanter Temperatur.
 - Gasförmiges und flüssiges R744: Wasserlöslichkeit sinkt mit sinkender Temperatur.
- Die Phasen-Charakteristik des Gemischs Wasser und R744 zeigt im p, t-Diagramm einen großen Bereich, in dem sich Hydrat bilden kann (siehe Abbildung unten, blaue Fläche). Hydrat ist korrosiv, kann Metalle lösen und kann von den Molekularsieben der Filtertrockner nicht adsorbiert werden. **Daher sollten die Filtertrockner nicht in Anlagenbereichen installiert werden, in denen Hydrat vorhanden sein könnte.**
- Um nicht nur die Entstehung von Hydrat zu vermeiden, sondern auch die Bildung von Säure (Hydrolyse), Eis und Korrosion zu verhindern, sollten ausschließlich reichlich dimensionierte und geeignete Filtertrockner und Filtertrocknereinsätze verwendet werden (siehe auch Sicherheitsheft oben).

Fazit:

Einsatz und Wirksamkeit von Filtertrocknern in der Anlage beschränken sich auf die Saugseite der Normalkühl- und Tiefkühl-Verdichterstufe.

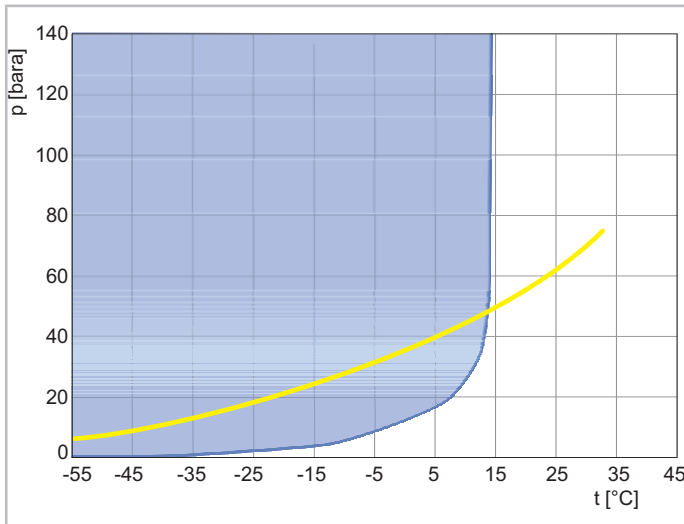


Abb. 13: Bildung von Hydrat in R744-Anlagen
 Blau: Hydrat
 Gelb: R744-Siedelinie

4.2 Parameter und Empfehlungen für eine optimale Anlageneffizienz und Betriebssicherheit

Voraussetzungen für eine optimale Anlageneffizienz und Betriebssicherheit sind:

- **Optimierung der Regelgüte** durch Leistungsregelung der Verdichter in den Verdichterstufen (*siehe Seite 23*).
- Leistungsregelung der Verdichter in den Verdichterstufen bei **Teillast-, bzw. Minimallastbedingungen, ohne häufiges Anlaufen und Abschalten des Verdichters/der Verdichter** (*siehe Seite 24*).
- Stabile Regelung des **Kältemittelmassenstroms** (*siehe Seite 25*).
- Einhaltung der zulässigen **Betriebsbedingungen** (*siehe Seite 25*).
- Sicherstellung der **Ölzirkulation und Schmierung** (*siehe Seite 26*).

Zusätzlich: Schädliche Fremdstoffe in der Anlage wie Feuchtigkeit, Fremdgas, Schmutz, chemische Rückstände, Metalloxide, Metallspäne vermeiden!

Optimierung der Regelgüte (CF)

Ein großer Regelbereich der Leistungsregelung sorgt für einen stabilen Betrieb, auch bei Last- oder Leistungsänderungen. Dies ist aber nur dann möglich, wenn der Regelbereich des Führungsverdichters die Leistungslücken abdecken kann, die von anderen Verdichtern beim Ein- und Ausschalten hervorgerufen werden. Die Regelgüte (CF) errechnet sich dabei aus der Differenz der Leistung des Führungsverdichters bei maximaler und minimaler Frequenz, geteilt durch die Leistung des nachfolgenden Verdichters, multipliziert mit 100%.

Die Leistungsregelung der Verdichter in den Verdichterstufen sollte idealerweise Werte $\geq 100\%$ erreichen. Werte $< 80\%$ sind nicht gut und können instabile Betriebszustände verursachen.

Siehe dazu auch Technische Information *KT-600*.

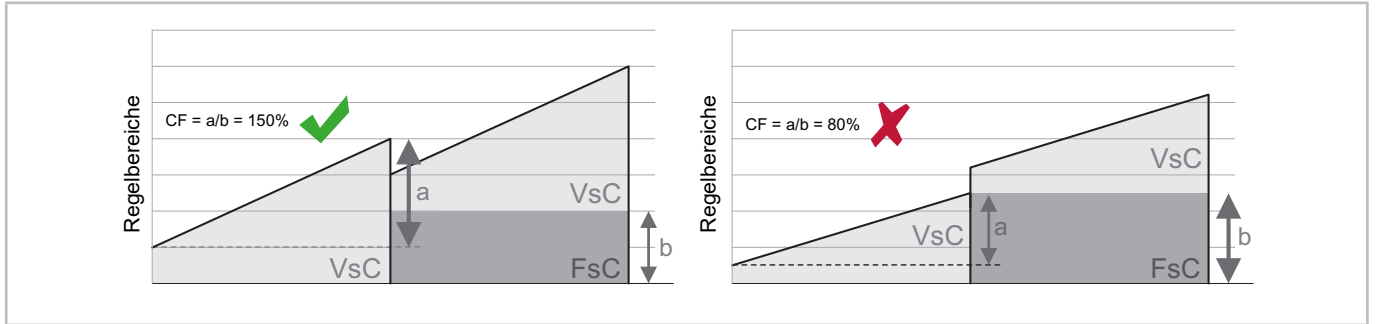


Abb. 14: Beispiele für die Regelgüte eines Parallelverbunds mit 2 Verdichtern (Quelle: ASERCOM)

VsC: Verdichter mit variabler Drehzahl

FsC: Verdichter mit fester Drehzahl

CF: Regelgüte in %

Teillast / Minimallast abdecken

Das Abdecken von Teillastzuständen bis hin zur Minimallast, z. B. durch den Führungsverdichter, garantiert einen kontinuierlichen Massenstrom, stabile Saug- und Hochdrücke und stabile Sauggasttemperaturen. Ein schlechter Wirkungsgrad der Anlage, evtl. Nassbetrieb, verminderter Ölrücklauf, schwankende Regelkreise und ungünstige Betriebsbedingungen für die Verdichter werden dadurch verhindert.

Häufiges Anlaufen und Abschalten (Schalthäufigkeit) der Verdichter vermeiden

Hohe Schalthäufigkeiten führen zu verstärkter mechanischer Belastung des Triebwerks und thermomechanischer Belastung des Verdichtermotors. Bei Betrieb mit niedriger Verdichterfrequenz oder immer wiederkehrendem Abschalten, besteht die Gefahr von Mangelschmierung!

Bei Verdichtern ohne Frequenzumrichter:

- Max. sechs Anläufe pro Stunde und mind. 10 Minuten zwischen zwei Anläufen.

Bei Verdichtern mit Frequenzumrichter:

- Betrieb der Verdichter in der Anlaufphase mit einer Frequenz von ≥ 40 Hz für ≥ 10 s
Damit wird eine ausreichende Ölversorgung des Triebwerks gewährleistet, bevor die Regelung freigegeben wird.
- Dabei beachten, dass häufiges Anlaufen und Abschalten meist in der Nacht bzw. außerhalb der Öffnungszeiten vorkommt!
 - Schalthäufigkeiten > 120 pro Tag sind kritisch. Regelverhalten der Anlage überprüfen!
 - Schalthäufigkeiten > 160 pro Tag reduzieren die Lebensdauer des Verdichters!

Wenn Kühlmöbel nachträglich mit Glastüren ausgestattet werden, folgende Punkte beachten:

- Die meisten Anlagen werden mit einer großen Leistungsreserve bestellt und ausgeliefert. Eine nachträgliche Installation von Glastüren reduziert die erforderliche Kälteleistung je nach Temperaturklasse und Verdampfungstemperatur um weitere 40 .. 50%. Die Abweichung zwischen installierter und benötigter Kälteleistung steigt damit erheblich, mit großen Auswirkungen auf das Teillastverhalten der Anlage. Schalthäufigkeiten werden beispielsweise stark ansteigen.
- Bei Anlagen mit häufigem Anlaufen und Abschalten des Führungsverdichters prüfen, ob die zusätzliche Installation von Glastüren mit einem Umbau der Anlage kombiniert werden kann.
Geeignete Maßnahmen wären:
 - Führungsverdichter eine Fördervolumenstufe kleiner wählen und
 - Folgeverdichter mit gestufter Leistungsregelung ausführen.
 - Außerdem: Hinweise im Kapitel zur Optimierung der Regelgüte beachten! (*siehe Seite 23*)

Kältemittelmassenstrom stabil und mit Bedacht regeln

Eine an die Gegebenheiten der Anlage angepasste, zurückhaltende Regelung aller Anlagenkomponenten, führt zu einem stabilen Kältemittelmassenstrom ohne aufschwingende Regelkreise.

- Betrieb mit Frequenzumrichter:
Im Regelbetrieb anzustrebende Drehzahlrampen ansteigend 1 Hz/s und absteigend 2,5 Hz/s, involvierte Zeitglieder beachten (Verbundsteuerung, Frequenzumrichter), ggf. ein Zeitglied auf Null setzen.
- Instabile Betriebszustände vermeiden:
 - wie z. B. den "Gas Loop" / "Umspülbetrieb"– keine Sollwerte für die Hochdruckregelung im Bereich des kritischen Punkts festlegen, um schwankende Mengen an Drosseldampf im Mitteldruckbehälter, verursacht durch Druck- und Temperaturzustände zwischen Siedelinie und Taulinie am Gaskühler zu vermeiden!
 - z. B. durch sich gegenseitig beeinflussende Anlagenkomponenten (z. B. Gaskühlerventilator und Hochdruckregelventil) auf wesentliche Prozessregelgrößen (z. B. den optimalen Hochdruck).



Information

Hinweise zur Regeldynamik beziehen sich nicht auf die Phase der Inbetriebnahme, hier sind kurze Reaktionszeiten der Regelung oft erforderlich!

Weitere Empfehlungen:

- Startöffnungsgrad der elektronischen Expansionsventile bei Verdampfern mit hoher Kälteleistung reduzieren – passend zur Gesamt-Kälteleistung der Anlage.
- Wärmerückgewinnungssysteme mit Druckanhebung mit Puffer-Speicher auf der Warmwasser-Seite ausführen. Dies verhindert einen ständigen Wechsel der Betriebsmodi.

Zulässigen Betriebsbedingungen einhalten

- Maximale Druckgastemperatur 160°C, gemessen im Inneren der Zylinderköpfe oder 140°C an der Oberfläche der Druckgasleitung (siehe *Betriebsanleitung KB-130*).
- Bei Dauerbetrieb darf die minimale Druckgastemperatur nicht unter 50°C und die minimale Öltemperatur nicht unter 30°C sinken.
- Eine minimale Überhitzung des Sauggases von 10 K darf bei Anlagen mit Kühlung durch direkte Verdampfung nicht unterschritten werden!
- Die maximalen Betriebsströme der Verdichter beachten!

Eine Standard-Verbundsteuerung überwacht die Variablen Hochdruck, Druckgastemperatur, Sauggasüberhitzung, Ölstand und Motortemperatur nur unabhängig voneinander und bietet nur eine Standard-Sicherheitsabschaltung. Die zulässige Druckgastemperatur ist jedoch abhängig vom Druckverhältnis, der Sauggasüberhitzung, der Verdichterfrequenz, der Betriebszeit und der Dynamik des Betriebs.

Eine niedrige Verdichterfrequenz und eine höhere Sauggasüberhitzung haben Einfluss auf die thermische Belastung des Verdichters und reduzieren dessen Einsatzgrenze. In der Abbildung unten kennzeichnet die gestrichelte Linie ③ beispielsweise die maximal zulässige Druckgastemperatur ($t_{max.}$) für eine Verdichterfrequenz von 25 Hz mit einer Sauggasüberhitzung von 30 K und damit die Einschränkung der Einsatzgrenze.

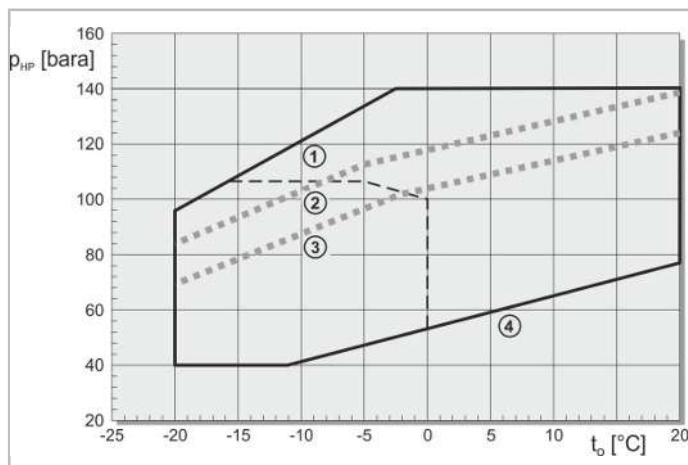


Abb. 15: Vereinfachte Darstellung der thermischen Einsatzgrenzen eines Verdichters für transkritische Anwendungen

①	t_{\max} , 10 K, 50 Hz	②	t_{\max} , 10 K, 25 Hz
③	t_{\max} , 30 K, 25 Hz	④	$t_{\text{oil min}}$, 10 K, 50 Hz

Ölzirkulation und Schmierung sicherstellen

Durch eine sorgfältige Planung des Rohrleitungsnetzes den Ölrücklauf aus der Anlage sicherstellen! Ölverlagerung und Ablagerungen in den Wärmeübertragern lassen sich dadurch vermeiden.

- Minimale Strömungsgeschwindigkeiten beachten, in Steigleitungen beispielsweise gem. Jacobsschen Formel berechnen.
- Vertikale Steigleitungen mit Ölsammel- und Ölabreißbögen planen.

Eine hohe Gaslöslichkeit des Kältemittels im Öl kann zu starken Entgasungseffekten führen, die die Viskosität und Tribologie negativ beeinflussen.

Ein kontinuierlicher Betrieb der Verdichter ohne häufiges Anlaufen und Abschalten begünstigt eine gute Ölrückführung aus der Anlage. Dadurch wird auch vermieden, dass z. B. nach Abtauphasen oder bei hoher Kälteleistung, kaltes mit Kältemittel angereichertes Öl schlagartig von den Kühlstellen zu den Verdichtern zurückgeführt wird.

Stabile Betriebsbedingungen ermöglichen darüber hinaus auch, dass die Ölvorlage in den Ölniveaureglern beruhigt ist und der Stand dem Niveau im Triebwerk angeglichen ist.

Zusätzlich: Schädliche Fremdstoffe in der Anlage wie Feuchtigkeit, Fremdgas, Schmutz, chemische Rückstände, Metalloxide, Metallspäne vermeiden!

Weitere Informationen:

- *Technische Information KT-600: Parallelverbund von BITZER Hubkolbenverdichtern*
- *Technische Information KT-420: Einsatz von externen Frequenzumrichtern bei BITZER Hubkolbenverdichtern*

4.3 Empfehlungen für bestehende Anlagen

Grundsätzlich ungünstige Einflüsse und Betriebszustände auf den Führungsverdichter vermeiden, wie z .B:

- Tagbetrieb mit häufigem Anlaufen und Abschalten der Folgeverdichter und instabilen (schwankenden) Betriebszuständen, die durch eine schlechte Regelung (*siehe Seite 23*) hervorgerufen werden,
- andauernder Betrieb mit niedriger Verdichterfrequenz, bei gleichzeitig hohem Druckverhältnis und hohen Sauggastemperaturen,
- Nachtbetrieb mit niedriger Verdichterfrequenz und regelmäßigen Pump-Down Zyklen, mit hohem Druckverhältnis und hohen Sauggastemperaturen.

Empfehlungen:

- **Erhöhung der Regelgüte (Regelfaktor CF) in der Normalkühlstufe**
 - Einsatz eines Führungsverdichters mit Drehzahlregelung. Hierbei muss zunächst geprüft werden, ob die thermische Belastung für den Führungsverdichter bei den auftretenden Sauggasüberhitzungen und Betriebspunkten noch zulässig ist.
Bei Stern-Schaltung des frequenzgeregelten Motors muss zudem eine ausreichende Motorstromreserve vorhanden sein.
 - Nachrüstung eines Folgeverdichters mit mechanischer Leistungsregelung (CR 100% oder CR 50%) (*siehe Kapitel Mechanische Leistungsregelung CRII für transkritische Verdichter, Seite 39*). Der Verbundregler muss dazu einen weiteren drehzahlgeregelten Verdichter ansteuern können!
- **Sauggasüberhitzung der Normalkühlstufe**
 - Einen externen Enthitzer in die Tiefkühl-Verdichterstufe einbauen. Dies reduziert die Sauggasüberhitzung in der Normalkühl-Verdichterstufe im Teillastbetrieb.
 - Auch der Einsatz einer Flüssigkeits-Nacheinspritzung kann wirksam sein. Davor prüfen, ob die Leistungsregelung der Anlage die Minimallast-Bedingungen ohne häufige Pump-Down- und Ein-Aus-Zyklen abdecken kann. Falls dies nicht der Fall ist, sicherstellen, dass die Flüssigkeits-Nacheinspritzung nicht unmittelbar vor Erreichen des Pump-Down-Sollwertes erfolgt.
- **Nicht zu dynamische Regelung der Anlagenkomponenten** (*siehe [Seite 25](#)*).
- **Verringerung des maximal zulässigen Hochdrucks im Wärmerückgewinnungsmodus**, Richtwert 80 bar.
- **Anlage sauber und trocken halten.**
- **Ursachen für häufige Ölalarme beseitigen.**
- **Wartungshinweise beachten** (*siehe [Betriebsanleitung KB-130](#)*)

Weitere Informationen:

- Technische Information [KT-600: Parallelverbund von BITZER Hubkolbenverdichtern](#)
- Technische Information [KT-420: Einsatz von externen Frequenzumrichtern bei BITZER Hubkolbenverdichtern](#)

4.3.1 Fehlerbehebung - Troubleshooting

Fehler	Mögliche Ursache	Abhilfe
Stark schwankende Betriebsbedingungen	Hohe Verdampferleistung im Verhältnis zur Verdichterleistung + hoher Startöffnungsgrad der elektronischen Expansionsventile.	Startöffnungsgrad reduzieren.
	Regelung des optimalen Hochdrucks.	Steuerung der Gaskühlerventilatoren: Im Betrieb bis zu einer minimalen Temperatur, Temperaturfühler nicht nah genug am Austritt (PT1 Totzeitglied), oder falsche Position (korrekt 5 oder 7 Uhr).
	Parameter für die Regelung des Saugdrucks.	Neutralzone und Zeitverzögerung bewerten, tatsächliche und geforderte Last bewerten, kleine Änderungen nur schrittweise durchführen und erneut bewerten.
	Große Änderung der Leistung pro Stufe der Leistungsregelung.	Im Feld: Parametereinstellungen für einen stabileren Betrieb prüfen, z. B. höherer min. Druck im Gaskühler. Während der Planung: Anzahl der Verdichter erhöhen, Fördervolumen des Führungsverdichters ändern.

Fehler	Mögliche Ursache	Abhilfe
Einsatzgrenze wird nicht eingehalten	Betrieb zu nah an der Einsatzgrenze und Überschwingen der Regelung.	PID-Regelung (Proportional-Integral-Derivative Regler) der entsprechenden Komponenten und weitere Parameter der Steuerung anpassen.
	Einfluss des Frequenzumrichterbetriebs auf die Einsatzgrenzen wurde vernachlässigt.	Minimalen Hochdruck oder minimale Frequenz ändern.
	Einfluss des Teillastbetriebs auf die Sauggastemperatur bei Booster-Anlagen.	Optionen für eine schrittweise Änderung der Parameter bewerten, Flüssigkeitsnacheinspritzung anwenden, Ent heater einbauen.
Flüssigkeits-schläge	Verdichter ist mit flüssigem Kältemittel geflutet.	Ausfallsichere elektronische Expansionsventile verwenden, Rohrleitungsinstallation prüfen, Größe des Sammlers und Kältemittelfüllmenge prüfen.
	Verdichter mit Öl geflutet.	Fehlerhaftes Ölmanagement (<i>siehe Kapitel Ölmanagement, Seite 28</i>), zu viel Öl in der Anlage, Rohrleitungsinstallation prüfen.
	Abtaubetrieb.	Anzahl der parallel im Abtaubetrieb befindlichen Verdampfer reduzieren.
Feuchtigkeit in der Anlage	Unzureichendes Evakuieren.	Vakuumpumpe und Anschluss des Vakuummeters prüfen. Jeden Anlagenbereich öffnen und prüfen.
	Leckageprüfung unter Vakuum durchgeführt.	Leckageprüfung unter Druck durchführen.
Verschmutzungen	Fehlerhaftes Ablängen von Rohren.	Rohrschneider verwenden.
	Fehlerhaftes Löten.	Inertgas verwenden.

4.4 Ölmanagement



HINWEIS

Gefahr von unzureichender Schmierung durch hohe R744-Löslichkeit im Öl. Betrieb bei kleinen Druckverhältnissen und geringer Sauggasüberhitzung führt zu niedriger Druckgas- und Öltemperatur. Dauerbetrieb mit Frequenzen > 60 Hz verstärkt diesen Effekt und sollte daher vermieden werden. Ggf. Rücksprache mit BITZER.



HINWEIS

Bildung von Ölschaum und dadurch mangelnde Schmierung! Starke Druckabsenkung im Kurbelgehäuse während Verdichteranlauf und im Betrieb vermeiden!

Öl- und Druckgastemperatur

- Während Stillstandsphasen, Ölheizung einsetzen.
- Öltemperatur: 30°C (20°C = absoluter Minimalwert!).
- Empfohlene Sauggasüberhitzung 20 K – ggf. Wärmeübertrager vorsehen, um die Kältemittelkonzentration im Öl zu minimieren.
Eine geringere Sauggasüberhitzung ist möglich, sofern minimale Öl- und Druckgastemperaturen eingehalten werden. Bei Kühlung durch direkte Verdampfung, Werte < 10 K vermeiden!
- Minimale Druckgastemperatur = Verflüssigungstemperatur (t_c) + 40 K.
- Die Druckgastemperatur im Betrieb muss in Abhängigkeit der Spitzendrücke bestimmt werden. Bei Dauerbetrieb sollte eine Druckgastemperatur von 50°C nicht unterschritten werden!
Abhängig von Hoch- und Niederdruck können auch bei Betrieb mit gesättigtem Sauggas sehr hohe Druckgastemperaturen auftreten!

- Maximale Druckgastemperatur 140°C, gemessen an der Druckgasleitung mit 10 cm Abstand vom Druckgasanschluss des Verdichters.
- Der Einfluss verschiedener Lastzustände (*siehe Seite 24*) und der Einsatz verschiedener Anlagenkonzepte (z. B. Flash-Gas Bypass) auf die Betriebsbedingungen der Verdichter muss beachtet und in die Berechnungen mit einbezogen werden. Ggf. empfiehlt sich Rücksprache mit BITZER.

Ölabscheider und Ölrückführung

- Ölabscheider mit Koaleszenz-Filtereinsätzen verwenden.
- Nur Ölabscheider ohne Schwimmerventil einsetzen. Die (elektronische/optische) Ölniveauüberwachung im Ölabscheider öffnet bei Bedarf ein Magnetventil in der Leitung zum Ölreservoir.
- Ausschließlich elektronische Ölniveauregler verwenden, die für die hohen maximalen Öffnungs-Druckdifferenzen (MOPD= Maximum Operating Pressure Difference) geeignet sind. Die zulässigen Druckwerte von mechanischen Reglern reichen für R744-Anlagen, speziell Booster-Anlagen nicht aus.
- Die Ölmenge im Ölreservoir sollte mindestens so groß sein wie die Ölmenge in allen Verdichtern. Das Ölreservoir selbst darf dabei aber nur bis max. zur Hälfte mit Öl gefüllt werden.
- Nicht empfohlen wird, eine zeitlich gesteuerte intermittierende Ölrückführung, die unabhängig von der Ölmenge im Ölabscheider Öl in das Reservoir (Niederdruck-Ölreservoir) oder die Verdichter (Hochdruck-Ölreservoir) einspeist.
- Um eine Ölrückführung in die Verdichter sicherzustellen, muss der Druck im Ölreservoir höher sein als der höchste Saugdruck in der Anlage. Die Entgasung erfolgt in die entsprechende Saugleitung. Bei Anlagen mit Parallelverdichtung erfolgt die Entgasung immer auf das Niveau des Mitteldrucks und beispielsweise nicht auf das Saugdruckniveau der Verdichter in der Normalkühl-Verdichterstufe.
- In der Entgasungsleitung sollten Differenzdruckventile verwendet werden. Die benötigte Druckdifferenz ist von den Randbedingungen abhängig. In der Regel werden Druckdifferenzen zwischen 2,5 und 4,5 bar eingesetzt.

Zusätzlich folgende Parameter und Größen beachten bzw. aufeinander abstimmen:

- Düsenquerschnitt der eingesetzten Ölniveauregler in der jeweiligen Verdichterstufe.
- Öffnungszeit der eingesetzten Ölniveauregler beim Nachfüllen von Öl.
- Vorgehaltene Ölmenge im Ölreservoir.
- Nominelle maximale Druckdifferenz im Ölreservoir.
- Länge und Querschnitt der Ölleitungen vom Ölreservoir zu den Ölniveaureglern.



Information

Empfohlen wird außerdem bei allen Verdichtern, die Überwachung des Ölniveaus durch einen Ölniveauregler, im Betrieb und bei Stillstand der Anlage.

Bei Ölüberfüllung muss ein Alarm/eine Warnmeldung erfolgen und die Ursache behoben werden (zu hohe Schalthäufigkeiten, Probleme bei der Abdeckung von Minimallastzuständen etc.).

Eine verriegelte Abschaltung des Geräts ist nicht zwingend.



Information

Vorgaben und Hinweise zu Ölfüllungen bei BITZER R744-Verdichtern, siehe *siehe Kapitel Ölfüllung bei BITZER Verdichtern, Seite 30*. Im Zweifel empfiehlt sich Rücksprache mit BITZER.

4.4.1 Ölfüllung bei BITZER Verdichtern

	BSE60K POE	BSE85K POE	BSG68K PAG
2NSL .. 4NSL	Standard	Option	Option
2MME .. 6PME	Standard	Option	Option
2MTE .. 8CTE	-	Standard	Option



HINWEIS

BSE85K verwenden: Bei Boosteranlagen mit POE-Ölen und den Verdichtern 2NSL .. 4NSL und 2MME .. 6PME.



HINWEIS

Ausschließlich BSG68K für Anwendungen mit Saugdruck > 40 bar und/oder Hochdruck > 120 bar (z. B. Wärmepumpen) verwenden.



Information

BSE60K ist das Standard-Öl der Verdichterbaureihen SL und ME und ausschließlich für subkritische Anwendungen, z. B. Kaskadensysteme, geeignet.

Diese Anlagenausführung ist charakterisiert durch unabhängige Kältemittel- und Ölkreisläufe und einen Austausch der Wärmeenergie durch einen oder mehrere Kaskaden-Wärmeübertrager.

Bei der Verwendung von PAG-ÖI (BSG68K) beachten:

- PAG-ÖI ist mit der Flüssigkeitsphase von R744 nur teilweise mischbar.
- Bei Mischung von PAG-ÖI mit flüssigem R744 in Behältern sinkt die ölleiche Phase bis zu einer Sättigungstemperatur von -32°C zum Behälterboden. Bei Anwendungen mit Niederdruckabscheidern kann das Öl also im unteren Teil des Abscheiders entnommen werden. Bei niedrigeren Temperaturen als -32°C schwimmt das Öl jedoch auf!
- Um den Anteil der Flüssigkeit in der Ölrückföhrleitung möglichst gering zu halten, internen Wärmeübertrager, z. B. zwischen Gasköhlerausstritt und Ölrückföhrung, einbauen.
- Generell die Strömungsgeschwindigkeiten am Ausgang der Verdampfer beachten. Sind die Geschwindigkeiten zu gering, droht eine Ölverlagerung zurück in die Wärmeübertrager.

4.5 In Betrieb nehmen



Information

Bevor die Anlage in Betrieb genommen wird, alle Sicherheits- und Überwachungseinrichtungen, sowie Regelkomponenten der Anlage und im Maschinenraum auf korrekte Funktion überprüfen! Sensoren und Druckaufnehmer kalibrieren, Signaltests und analoge/digitale Ein- und Ausgänge prüfen.



Information

Unbedingt die Sicherheitshinweise und Informationen in den Kapiteln *siehe Kapitel "Sicherheit", Seite 9* und *siehe Kapitel "Ölmanagement", Seite 28* beachten!

Die Inbetriebnahme von Verdichtern für Anwendungen mit R744 erfordert eine besonders sorgfältige Vorgehensweise:

- Es besteht die Gefahr von Überlastung durch hohe Drucklagen und ggf. starken Druckschwankungen nach dem Anlauf sowie Ölmenge durch hohe Kältemittellöslichkeit im Öl!
- Betriebsbedingungen sorgfältig beobachten und Kühlstellen bei ungünstigen Betriebsbedingungen vorübergehend abschalten. Ursachen/Fehler beheben (*siehe Tabelle, Seite 27*). Bei abnormalen Bedingungen, Verdichter und Kühlstellen abschalten.

- Anlage während der gesamten Inbetriebnahme beaufsichtigen!

Außerdem müssen folgende Informationen vorliegen:

- Auslegungsdaten
 - z. B. max. zulässige Drücke der Verdichter und Komponenten, im Stillstand und Betrieb
 - Temperaturdifferenzen in Wärmeübertragern, etc.
- Rohrleitungs- und Instrumenten-Diagramm
- Elektrisches Prinzipschaltbild
- RI-Fließbild

4.5.1 Anforderungen an das Kältemittel und Füllvorgang



GEFAHR

Gefahr von Kaltverbrennungen und Erfrierungen!
 Flüssiges R744 verdampft rasch, kühlt sich dabei ab und bildet Trockeneis!
 Unkontrolliertes Abblasen von R744 unbedingt vermeiden!
 Beim Befüllen der Anlage mit R744 Handschuhe und Schutzbrille tragen!

- Bei R744-Entnahme aus Flaschen ohne Steigrohr, Druckminderer verwenden! Generell, auch nach Wartungsarbeiten, Vakuum immer mit gasförmigem R744 brechen.
- Bei R744-Flaschen mit Steigrohr, nur Hochdruck-Flüssigentnahme! Keinen Druckminderer verwenden! Membranen der Druckminderer sind nicht vollständig gegen Flüssigkeit abgedichtet.

Nach Einfüllen von Flüssigkeit in die Anlage, Füllleitung bzw. Füllschlauch entfernen und sicherstellen, dass darin keine Flüssigkeit eingeschlossen ist!

Zulässiges Kältemittel

R744 oder CO₂ der Reinheitsklasse N4.5 oder vergleichbar, bzw. H₂O < 5 ppm.

Die CO₂-Reinheitsklasse kann einen höheren H₂O Anteil enthalten, wenn ein großzügig dimensionierter Filtertrockner eingesetzt und die Anlage durch diesen befüllt wird. Es empfiehlt sich, den Filtertrockner nach der Inbetriebnahme mehrfach zu wechseln (*siehe Kapitel Kapitel Filtertrockner, Seite 22*).

Wegen der hohen Anforderungen an die Restfeuchte, muss CO₂ der Reinheitsklasse N3.0 immer über einen Filtertrockner eingefüllt werden!

Füllvorgang

- ▶ Verdichter nicht einschalten.
- ▶ Ölheizung einschalten.
- ▶ Füllvorgang erst bei folgender Öltemperatur beginnen: $\min. t_{oi} = t_{amb} + 20 \text{ K}$. Idealerweise bei 35°C .. 40°C.
- ▶ Ventile der Füllanschlüsse öffnen und Vakuum mit R744 aus der Gasphase des Füllzylinders brechen bis zu einem Überdruck von ca. 10 bar. Bei starker Abkühlung der Kältemittelflasche, Beheizung im Wasserbad (Wasser max. 40°C)!



Information

Ab ca. 10 bar Anlagendruck sicherstellen, dass das Saug- und Druckabsperrentil des (der) Verdichter(s) geschlossen sind.
 Bei Boosteranlagen: Betrifft die Verdichter der Normkühl- und Tiefkühl-Verdichterstufe.

Das weitere Befüllen und die Inbetriebnahme sind abhängig vom konkreten Anlagenaufbau, siehe dazu Informationen in den Kapiteln:

- siehe Kapitel Booster-Anlagen für Normal- und Tiefkühlung in Betrieb nehmen, Seite 32
- siehe Kapitel Hinweise zur Inbetriebnahme bei anderen Anlagen Ausführungen, Seite 35

4.5.2 Boosteranlagen für Normal- und Tiefkühlung in Betrieb nehmen

Folgende Dinge unbedingt beachten:

- Die Normalkühl-Verdichterstufe immer vor der Tiefkühl-Verdichterstufe in Betrieb nehmen.
- Aus Sicht der Inbetriebnahme ist die Parallel-Verdichterstufe nur eine Erweiterung der Normalkühl-Verdichterstufe. Abhängig von den Umgebungstemperaturen, der Anzahl und Leistung der Verdichter, sollte die Parallel-Verdichterstufe betriebsbereit sein, bevor Last zugeschaltet wird.
- Läuft die Parallel-Verdichterstufe, sollten stabile Betriebsbedingungen in der Normalkühl-Verdichterstufe erreicht werden.
- Wenn nur die Normalkühl-Verdichtersufe in Betrieb ist: den Flash-Gas-Bypass-Einfluss mit in Betracht ziehen!
- Anlagenkonfiguration beachten und den Ablauf der Inbetriebnahme ggf. anpassen.



GEFAHR

Gefahr von Kaltverbrennungen und Erfrierungen!

Flüssiges R744 verdampft rasch, kühlt sich dabei ab und bildet Trockeneis!



Unkontrolliertes Abblasen von R744 unbedingt vermeiden!

Beim Befüllen der Anlage mit R744 Handschuhe und Schutzbrille tragen!



HINWEIS

Bildung von Ölschaum und dadurch mangelnde Schmierung!

Starke Druckabsenkung im Kurbelgehäuse während Verdichteranlauf und im Betrieb vermeiden!

Checkliste für die Inbetriebnahme von R744-Boosteranlagen

1. Druckfestigkeit und Dichtheit prüfen, Sicherheitsventile montieren:

- Druck- und Dichtheitsprüfung nur mit getrocknetem Stickstoff, nicht mit Luft oder Sauerstoff!
- Verdichter:
 - wurden bereits im Werk einer Prüfung auf Druckfestigkeit unterzogen. Eine Dichtheitsprüfung ist deshalb ausreichend.
 - Prüfdrücke dürfen die maximalen Werte auf dem Typenschild des Verdichters nicht überschreiten! Dabei Hoch- und Niederdruckseite unterscheiden!
- Rohrleitungen:
 - Druckfestigkeit nach EN 378-2: MOP x 1,43 bzw. min. 1,1 (≥ Kategorie II) // subsequent EN12799 (Hartlötverbindungen), EN12517 (Schweißverbindungen).
- Einzelne Abschnitte der Anlage isolieren, Druck und Temperatur aufzeichnen (messen).
- Sicherheitsventile montieren:
 - HP, MOP _____ Seriennummer(n): _____
 - MP, MOP _____ Seriennummer(n): _____
 - NK LP, MOP _____ Seriennummer(n): _____
 - TK LP, MOP _____ Seriennummer(n): _____

2. Öl in Ölabscheider und Ölreservoir einfüllen:

Checkliste für die Inbetriebnahme von R744-Boosteranlagen

- Öl BSE85K (POE) oder BSG68K (PAG) verwenden, POE- und PAG-Öl nicht mischen!
- Öl BSE60K für Verdichter der Tiefkühl-Verdichterstufe in Booster-Anlagen nicht zulässig!
- Öltyp und Menge der Ölfüllung dokumentieren.

3. Filtertrocknereinsätze installieren:

- Typ 48-DM

4. Evakuieren:

Allein durch Evakuieren lassen sich Anlagen nur schwer trocknen. Verdampfen von Wasser durch Evakuieren ist zeitintensiv.

Daher:

- Das Vakuum von 20 mbar im Verlauf des Evakuierungsprozesses 2-3x mit getrocknetem Stickstoff brechen.
- Eisbildung in der Anlage vermeiden (Tripelpunkt) – keine Temperaturen unter 0°C!
- **Empfehlung für "stehendes" Vakuum: ca. 0,7 mbar (500 microns).**

5. Ölheizung(en) einschalten: (Verdichter nicht einschalten!)

- Ölsumpftemperatur(en) sollten bei 35 .. 40°C liegen, mindestens aber 20 K über der Umgebungstemperatur.
- Ölstand im Verdichter prüfen.

6. Vakuum mit gasförmigem R744 brechen:

- R744-Kältemittelflasche mit Druckminderer und geeigneten Füllleitungen an die Anlage anschließen.
- Füllleitungen evakuieren oder mit gasförmigem R744 spülen.
- Füllanschluss öffnen und Vakuum mit gasförmigen R744 bis auf ca. 10 bar brechen (-40 °C).
- Bei Entnahme von gasförmigem R744 aus Flaschen, Druckminderer verwenden (keine Entnahme über Steigrohr!)
- Bei starker Abkühlung der Kältemittelflasche, die Flasche im Wasserbad bei max. 40°C erwärmen!
- Druck- und Saugabsperrventile der Verdichter in der Normalkühl- und Tiefkühl-Verdichterstufe schließen.

7. Sicherheits- und Regelkomponenten überprüfen:

- Laptop mit Verbundregler verbinden (FRIGO DATA, Plant Visor, Service Tool etc.).
- Verbundregelung digital auf „on“ schalten. Laststromkreise der Verdichter bleiben ausgeschaltet (Sicherungen entfernt).
- Druckaufnehmer und Temperaturfühler kalibrieren.
- Signaltests der analogen und digitalen Ein- und Ausgänge.
- Zuordnung Temperaturfühler prüfen (Kältespray).
- Bei Bedarf Verdrahtung und elektrische Anschlüsse kontrollieren.
- Korrekte Montage des Temperaturfühlers am Gaskühler überprüfen.
- Korrekte Montage der Druckaufnehmer und Temperaturfühler an den Verdampfern überprüfen.
- Drehrichtung des Gaskühlerventilators überprüfen.
- Drehrichtung des Verdampferventilators überprüfen.
- Parameter der Überhitzungsregelung an den Kühlstellen überprüfen.
 - Schutzfunktion "Schließen der Expansionsventile bei MOP und minimale Überhitzung" aktivieren.
 - Parameter für MOP einstellen/prüfen.

Checkliste für die Inbetriebnahme von R744-Boosteranlagen

- Parameter für minimale Überhitzung einstellen/prüfen.
- Parameter der Saugdruckregelung am Verbundregler überprüfen.
- Kurze Zeitverzögerungen für die Verdichter in der Phase der Erst-Inbetriebnahme einplanen.

8. Weiteres Befüllen mit Kältemittel (kleine bis mittelgroße Anlagen)

→ Nicht bei Anlagen mit großen Leistungen und langen Rohrleitungsstrecken zwischen Verdampfern und Verdichtern.

- Kühlstellen digital auf „off“ stellen.
- Absperrventile am Ausgang des Mitteldruckbehälters schließen.
- Weiteres Befüllen der Anlage mit flüssigem R744 in den Mitteldruckbehälter. Bei R744-Entnahme aus Flaschen über Steigrohr, keinen Druckminderer verwenden! Ev. Stillstandskühlung einschalten.
- Bevor der erste Verdampfer in Betrieb geht, muss das minimale Flüssigkeitsniveau im Mitteldruckbehälter erreicht sein.
- Füllvorgang in den Mitteldruckbehälter bei 30 bar stoppen (abhängig vom Design (MOP) der Anlage in dieser Druckstufe) und sicherstellen, dass der Druck unterhalb des Sollwertes für das Flash-Gas-Bypass-Ventil bleibt.

9. In Betrieb nehmen

- Druck-, Saug- und Ölabsperrventile der Verdichter öffnen, Laststromkreis der Verdichter einschalten.
 - Verdichter in "Automatik-Mode" betriebsbereit schalten.
 - Absperrventil der Flüssigkeitsleitung vom Mitteldruckbehälter langsam öffnen.
 - Kühlstellen der Normalkühlung nacheinander im "Automatik-Mode" in Betrieb nehmen.
 - Leistung Kühlstelle(n) zu Leistung Verdichter beachten! Zuschalten der Last in 3 bis 5 Schritten anteilig zur nominellen Verdampferleistung.
 - Nach Inbetriebnahme einer Kühlstelle abwarten, wie sich die Regelparameter verändern und einstellen.
Folgende Kenngrößen beobachten:
Hochdruck
Mitteldruck
Saugdruck Normalkühl-Verdichterstufe
Saugdruck Tiefkühl-Verdichterstufe
Sauggastemperatur Normalkühl-Verdichterstufe
Druckgastemperatur Normalkühl-Verdichterstufe
Öffnungsgrad Hochdruckregelventil
Öffnungsgrad Flash-Gas-Bypass-Ventil
Überhitzung und Öffnungsgrad an den Kühlstellen
 - Absenkung der Raum-/Kühlmöbeltemperatur auf ca. 10° bis 8°C, bevor die nächste Gruppe von Verdampfern zugeschaltet wird.
 - Kühlstellen der Tiefkühlung nacheinander in Betrieb nehmen. Analog zum zuvor beschriebenen Vorgang.
 - Absenkung der Raum-/Kühlmöbeltemperatur auf ca. -5°C bis -10°C, bevor die nächste Gruppe von Verdampfern zugeschaltet wird.
- Kältemittelfüllung je nach Bedarf anpassen/ergänzen.

10. Nach erfolgreicher Inbetriebnahme der Anlage, Betriebsdaten überprüfen, Datenprotokoll erstellen:

- Betriebstemperaturen.
- Verdampfungs- und Verflüssigungstemperaturen.

Checkliste für die Inbetriebnahme von R744-Boosteranlagen

- Sauggastemperatur.
- Druckgastemperatur > 50°C (40°C).
- Öltemperatur > 30°C (20°C).
- Schalthäufigkeit
- Normalkühl-Verdichterstufe: min. Zeit für 1x Anlaufen und Abschalten: 10 min.
- Tiefkühl-Verdichterstufe: min. Betriebszeit: 2 min.
- Maximale Anzahl der Verdichter-Anläufe pro Stunde:
 - Normalkühl-Verdichterstufe: 6.
 - Tiefkühl-Verdichterstufe: 8.
- Spannung und Betriebsstrom in allen drei Phasen.
- Filterwechsel:
 - Saugfilter und Filtertrockner nach max. 200 h.
 - Ölabscheider nach 24..48 h.

11. Folgende Hinweise nach der Inbetriebnahme unbedingt beachten, um starke Verschmutzungen in den Anlagen zu vermeiden:

- Koaleszenz-Filterelemente von Ölabscheidern sind fein abscheidend. Ausgewechselte Elemente sollten auf Verschmutzung geprüft werden.
Dazu Endkappen der Elemente auf einer Seite abschneiden und Patrone mittig durchtrennen, um Rückstände in den einzelnen Filterschichten bewerten zu können.
- Bei starker Verschmutzung der Koaleszenz-Filterelemente den Vorgang nach 24..48 h wiederholen.
- Der Verschmutzungsgrad der eingesetzten Sauggasfilter, bzw. Filtertrockner-Einsätze auf der Saugseite der Anlage sollte nicht anhand einer abgesenkten Verdampfungstemperatur bewertet werden, da die Drucklagen bei R744 hoch sind und die Maschenweiten der Drahtgeflechte gewöhnlich zwischen 250 und 100 µm liegen.
- Der Einsatz von neuentwickelten Saugfiltereinsätzen mit geringer Maschenweite ist hilfreich, um den Verschmutzungsgrad in den Anlagen zu reduzieren.
- Besonders bei großen, weitverzweigten Rohrleitungsnetzen werden Rückstände aus der Anlage erst nach den ersten Phasen unter Vollast über die Saugseite zurückgeführt.
- Für alle eingesetzten Filterelemente gilt, dass ein hoher Verschmutzungsgrad zu starkem Druckabfall und zur Zerstörung des Filtereinsatzes führen kann!
- In der ISO 4406 werden alle Partikel, die gleich oder größer als 4 µm sind, kumuliert und pro 100 ml gezählt. Die definierte Klassifikation aller Partikel erfolgt anhand der Partikelgrößen $\geq 4 \mu\text{m}$, $\geq 6 \mu\text{m}$, $\geq 14 \mu\text{m}$. Die Kategorie „Turbinenöl“ wird in der Regel für Verdichter in der Kältetechnik verwendet.
- Der Schlüssel der zuvor genannten Kategorie lautet 20 / 17 / 14 und ergibt gem. ISO 4406:
 - max. 500.000..1.000.000 $\geq 4 \mu\text{m}$
 - max. 64.000..130.000 $\geq 6 \mu\text{m}$
 - max. 8.000..160.000 $\geq 14 \mu\text{m}$

[Checkliste als PDF zum Download](#)

4.5.3 Hinweise zur Inbetriebnahme bei anderen Anlagenausführungen

In den folgenden Kapiteln wird auf Unterschiede – im Vergleich zu Boosteranlagen für Normal- und Tiefkühlung – bei der Inbetriebnahme weiterer Anlagenausführungen hingewiesen.

Einstufige Anlagen ohne Mitteldruckbehälter (Gustav-Lorentzen-Prozess)

Diese Anlagen haben einen Niederdruckabscheider auf der Saugseite, der überschüssige Flüssigkeit am Ausgang des Verdampfers aufnimmt, um den Verdichter vor Flüssigkeitsschlägen zu schützen. Die Überhitzung wird dabei nicht vom Hochdruck-Expansionsventil geregelt.

Folgende Punkte erleichtern einen stabilen Betrieb des Verdichters während der Inbetriebnahme:

- Brechen des Vakuums mit gasförmigen R744 in der gesamten Anlage bis ca. 40 bar.
- Bei wassergekühlten Gaskühlern:
 - Wasserzirkulation sicherstellen.
 - Vorlauftemperatur prüfen.
 - konstanten Hochdruck-Sollwert auf der Gaskühlerseite einstellen, z. B. 80 bar.
- Bei Wasser als Wärmequelle auf der Verdampferseite:
 - Wasserzirkulation sicherstellen.
 - Vorlauftemperatur prüfen.
- Verdichter im „Automatik-Mode“ betriebsbereit schalten und beachten, dass die Regelgröße für die Leistungsregelung der Verdichter, je nach Art der Anwendung, temperaturgesteuert erfolgt (Warmwassertemperatur).
- Weiteres Befüllen der Anlage, gasförmig über die Saugseite.

Anlagen mit großen Dimensionen und hoher Verdampferleistung

Inbetriebnahmen von großen Kühlhäusern oder Verteilungszentren sind oft gekennzeichnet durch besondere Anforderungen, wie z. B. Teil-Inbetriebnahmen einzelner Bauabschnitte und Einhaltung von Temperatur-Absenkkurven für Estriche und Böden.

- Lange Rohrleitungsstrecken auf der Saugseite können nach Inbetriebnahme erster Verdampfer zu geringen Saugdrücken und im ungünstigsten Fall, zu einem Betrieb mit hoher Sauggasüberhitzung und niedrigen Verdichtersfrequenzen führen. Die Überwachung der thermischen Grenzen der Verdichter ist daher zwingend. Dabei die Position der Druckgastemperaturfühler und die thermische Trägheit der Messstellen beachten!
- Große Kühlräume mit Umgebungstemperatur beinhalten das Risiko von Überlast-Zuständen für Verdichter. Besonders dann, wenn bei Inbetriebnahme erster Verdampfer viel flüssiges Kältemittel in die Verdampfer eingespritzt wird. Die Parameter für die Kühlstellenregler und Saugdruckregelung entsprechend sorgfältig wählen, einstellen und überprüfen!

Empfehlungen:

- Die Anlage auf der Saugseite mit mehr gasförmigen R744 befüllen (>10 bar), um zu hohe Sauggas- und Druckgastemperaturen zu vermeiden.
- Druck- und Saugabsperrventil des Verdichters öffnen, das Saugabsperrventil zunächst aber in Drosselstellung halten. Nach Einschalten der Verdichter im "Automatik-Mode" und Inbetriebnahme der ersten Verdampfer, Saugdruck beobachten und ggf. Verdampfer wieder außer Betrieb nehmen falls der Saugdruck zu rasch ansteigt. Nach Absenkung des Saugdrucks, eine kleinere Verdampferleistung für den Anlauf wählen.

4.6 Anlagenauslegung in der BITZER SOFTWARE

The screenshot displays a grid of product categories in the BITZER SOFTWARE interface. The categories are:

- Halbhermetische Kolben
- Halbhem. Kolben 2-stufig
- Offene Kolben
- Fahrzeug-Verdichter
- Verflüssigungssätze
- CO2 Systeme** (highlighted with a red border and a mouse cursor)
- Dokumentation Quick Links
- BITZER SOFTWARE** (with a **NEW** banner)
- Verflüssigungssätze 2-stufig
- Halbhermetische Schrauben
- CS // CSV Kompaktschrauben
- Offene Schrauben
- Scroll-Verdichter
- Wassergekühlte Verflüssiger

5 Leistungsregelung

5.1 Mechanische Leistungsregelung CR11 für transkritische Verdichter

Die mechanische Leistungsregelung für die Verdichter 4PTEU .. 8CTEU ist speziell für die hohen Drücke und Druckdifferenzen in transkritischen R744-Anwendungen ausgelegt. Sie ermöglicht eine quasi stufenlose Leistungsregelung entsprechend der Leistungsanforderung eines übergeordneten Anlagenreglers mit einfacher und effektiver Ansteuerung durch das Verdichtermodule CM-RC-01. Dieses CR11-System zur Leistungsregelung basiert auf dem Prinzip der Zylinderabschaltung. Dabei wird der saugseitige Gasfluss zu einzelnen Zylinderbänken durch einen Steuerkolben unterbunden. Die Betriebsdaten und Steuerparameter können über die BEST SOFTWARE überwacht und ausgelesen werden.

Der Verdichter wird bei konstanter Drehzahl betrieben, die Drehzahl des Motors korreliert direkt mit der Netzfrequenz. Daraus resultieren für 4-polige Asynchronmotoren Nenndrehzahlen von

- 1450 min⁻¹ bei 50 Hz bzw.
- 1750 min⁻¹ bei 60 Hz.



Information

Detaillierte Informationen zum Betrieb mit mechanischer Leistungsregelung CR11, siehe [Technische Information KT-102](#).



HINWEIS

Gefahr von Verdichterschaden und Motorausfall!

Betrieb mit Frequenzumrichter nicht mit mechanischer Leistungsregelung des Verdichters kombinieren! Aufgrund des stark verringerten Kältemittel-Massenstroms wäre speziell bei niedrigen Drehzahlen eine ausreichende Motorkühlung nicht sichergestellt. Ausnahmen bei Schraubenverdichtern ggf. in Abstimmung mit BITZER möglich.

5.2 Leistungsregelung mit Frequenzumrichter



HINWEIS

Gefahr von unzureichender Schmierung durch hohe R744-Löslichkeit im Öl.

Betrieb bei kleinen Druckverhältnissen und geringer Sauggasüberhitzung führt zu niedriger Druckgas- und Öltemperatur.

Dauerbetrieb mit Frequenzen > 60 Hz verstärkt diesen Effekt und sollte daher vermieden werden.

Ggf. Rücksprache mit BITZER.



Information

Detaillierte Informationen zum Betrieb mit Frequenzumrichter, siehe [Technische Information KT-420](#).

Das durchschnittliche Drehmoment an der Verdichterwelle hängt v.a. von den Betriebsbedingungen und dem Kältemittel ab und bleibt daher über einen breiten Drehzahl-/Frequenzbereich annähernd konstant. Kälteleistung und Leistungsaufnahme variieren deshalb annähernd proportional zur Drehzahl (siehe Abb. unten), die Kälteleistung kann mithilfe der Drehzahl stufenlos angepasst werden. Die zulässigen Drehzahlen für BITZER Verdichter sind unten dokumentiert.

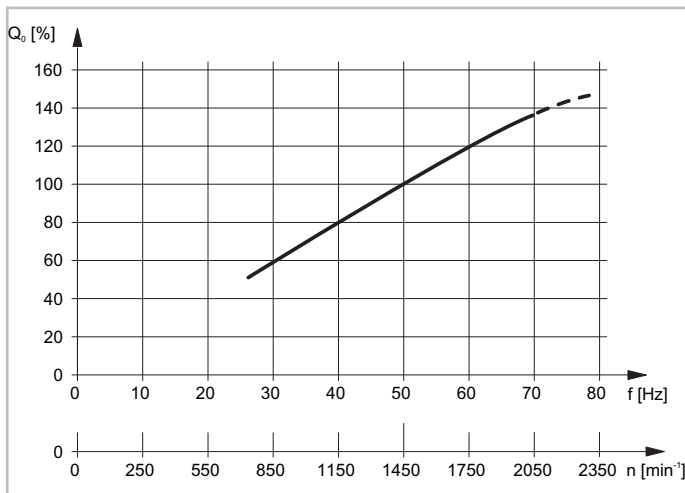


Abb. 16: Typischer Verlauf der Kälteleistung Q_0 in Abhängigkeit von Drehzahl und Frequenz bei Hubkolbenverdichtern

Für einen sicheren Betrieb des Verdichters mit Frequenzumrichter unbedingt folgende Begrenzungsfaktoren berücksichtigen:

- minimale und maximale Frequenz (s. unten)
- maximale Druckgastemperatur
- maximalen und minimalen Hochdruck
- maximalen Betriebsstrom des Verdichters
- maximale Verdampfungstemperatur

Diese Begrenzungsfaktoren definieren die Einsatzgrenzen für einen sicheren Betrieb. Sie können jedoch in Abhängigkeit von Frequenzbereichen und Betriebsbedingungen variieren. Siehe dazu auch Kapitel *siehe Kapitel Parameter und Empfehlungen für eine optimale Anlageneffizienz und Betriebssicherheit, Seite 23*.

Drehzahl- und Frequenzbereiche

Verdichter	Frequenzbereich (Hz)	Drehzahlbereich (min^{-1})	Standardmotor
2NSL .. 2FSL	30 .. 75	900 .. 2200	40S
2ESL .. 2CSL	30 .. 75	900 .. 2200	40S
4FSL .. 4CSL	25 .. 70	750 .. 2050	40S
4VSL .. 4NSL	25 .. 70	750 .. 2050	40P
ECOLINE ME R744 subkritisch			
2MME .. 2FME	30 .. 75	900 .. 2200	40S
2EME .. 2DME	30 .. 75	900 .. 2200	40S
6TME .. 6PME	25 .. 70	750 .. 2050	40P
ECOLINE R744 transkritisch			
2MTE .. 2KTE	30 .. 75	900 .. 2200	40S
4PTE .. 4KTE	25 .. 70	750 .. 2050	40S
4JTE .. 4CTE	25 .. 70	750 .. 2050	40P
6FTE .. 6CTE	25 .. 70	750 .. 2050	40P
8FTE .. 8CTE	30 .. 60	900 .. 1750	40D
ECOLINE+ R744 transkritisch (LSPM)			
4PTEU .. 4KTEU	25 .. 70	750 .. 2100	40S
4JTEU .. 4CTEU	25 .. 70	750 .. 2100	40S

Verdichter	Frequenzbereich (Hz)	Drehzahlbereich (min ⁻¹)	Standardmotor
6FTEU .. 6CTEU	25 .. 70	750 .. 2100	40S

Tab. 1: Zulässige Drehzahl- und Frequenzbereiche von BITZER Hubkolbenverdichtern mit externen Frequenzumrichtern und Standardmotoren (zusätzlich die Einsatzgrenzen und maximale Stromaufnahme des Motors beachten)

Auslegung bei anderen Anschlussspannungen und Netzfrequenzen

Weicht die Netzversorgung von den zuvor definierten Standardbedingungen (400 V/3/50 Hz) ab, sind ggf. Sonderstrommotoren und eine angepasste Auslegung des Frequenzumrichters erforderlich (*Verdichtermotoren*). Weitere Informationen auf Anfrage.

Einsatzgrenzen

Die folgende Abbildung zeigt beispielhaft Einsatzgrenzen eines Hubkolbenverdichters für unterschiedliche Frequenzen und wie sie sich mit der Verdampfungs- und Verflüssigungstemperatur verändern. Konkrete Einsatzgrenzen für die jeweiligen Verdichter, Motoren und Kältemittel sind in der BITZER SOFTWARE aufgeführt.

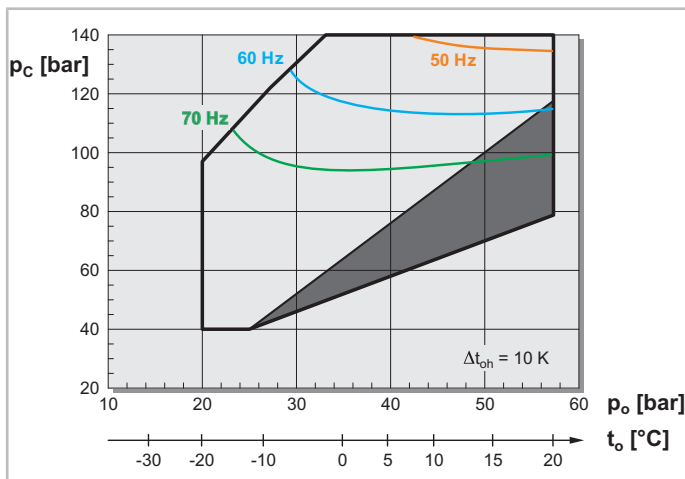


Abb. 17: Beispiel für Einsatzgrenzen von Hubkolbenverdichter 4MTE-10 mit Kältemittel R744 (CO₂) und Frequenzumrichter bei 50, 60 und 70 Hz (Beschränkungen durch die Motortemperatur oder maximale Stromstärke). Der Verdichter darf nur im Bereich **unterhalb** der Frequenzlinien betrieben werden (ggf. größeren Frequenzumrichter wählen).

t_o : Verdampfungs-temperatur, t_c : Verflüssigungs-temperatur, Δt_{oh} : Sauggasüberhitzung
Dunkelgraue Fläche: Betriebsparameter beachten.



HINWEIS

Gefahr von Verdichterschaden und Motorausfall!

Betrieb mit Frequenzumrichter nicht mit mechanischer Leistungsregelung des Verdichters kombinieren! Aufgrund des stark verringerten Kältemittel-Massenstroms wäre speziell bei niedrigen Drehzahlen eine ausreichende Motorkühlung nicht sichergestellt. Ausnahmen bei Schraubenverdichtern ggf. in Abstimmung mit BITZER möglich.

6 BITZER Kältemittellejektoren

6.1 Sicherheit

Autorisiertes Fachpersonal

Sämtliche Arbeiten an den Produkten und den Anlagen, in die sie eingebaut werden oder sind, dürfen nur von Fachpersonal ausgeführt werden, das in allen Arbeiten ausgebildet und unterwiesen wurde. Für die Qualifikation und Sachkunde des Fachpersonals gelten die jeweils landesüblichen Vorschriften und Richtlinien.

Restrisiken

Von den Produkten, dem elektronischen Zubehör und weiteren Bauteilen können unvermeidbare Restrisiken ausgehen. Jede Person, die daran arbeitet, muss deshalb dieses Dokument sorgfältig lesen! Es gelten zwingend

- die einschlägigen Sicherheitsvorschriften und Normen,
- die allgemein anerkannten Sicherheitsregeln,
- die EU-Richtlinien,
- nationale Vorschriften und Sicherheitsnormen.

Je nach Land kommen unterschiedliche Normen beim Einbau des Produkts zur Anwendung, beispielsweise: EN378, EN60204, EN60335, EN ISO14120, ISO5149, IEC60204, IEC60335, ASHRAE 15, NEC, UL-Normen.

Persönliche Schutzausrüstung

Bei allen Arbeiten an Anlagen und deren Bauteilen: Arbeitsschutzschuhe, Schutzkleidung und Schutzbrille tragen. Zusätzlich Kälteschutzhandschuhe tragen bei Arbeiten am offenen Kältekreislauf und an Bauteilen, die Kältemittel enthalten können.

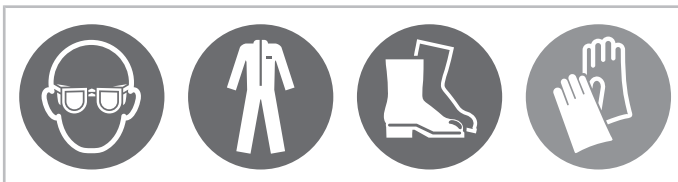


Abb. 18: Persönliche Schutzausrüstung tragen!

Sicherheitshinweise

Sicherheitshinweise sind Anweisungen, um Gefährdungen zu vermeiden. Sicherheitshinweise genauestens einhalten!



HINWEIS

Sicherheitshinweis um eine Situation zu vermeiden, die die Beschädigung eines Geräts oder dessen Ausrüstung zur Folge haben könnte.



VORSICHT

Sicherheitshinweis um eine potentiell gefährliche Situation zu vermeiden, die eine geringfügige oder mäßige Verletzung zur Folge haben könnte.



WARNUNG

Sicherheitshinweis um eine potentiell gefährliche Situation zu vermeiden, die den Tod oder eine schwere Verletzung zur Folge haben könnte.

**GEFAHR**

Sicherheitshinweis um eine unmittelbar gefährliche Situation zu vermeiden, die den Tod oder eine schwere Verletzung zur Folge hat.

Zusätzlich zu den in diesem Dokument aufgeführten Sicherheitshinweisen unbedingt auch die Hinweise und Restgefahren in den jeweiligen Betriebsanleitungen beachten!

6.1.1 Allgemeine Sicherheitshinweise

**GEFAHR**

Hohe Drucklagen des Kältemittels R744 beachten!

Bei Stillstand nimmt der Druck in der Anlage zu und es besteht Berstgefahr!

Am Verdichter und in jeweils beidseitig absperzbaren Anlagenabschnitten auf Saug- und Hochdruckseite Druckentlastungsventile installieren.

Anforderungen und Auslegung entsprechend EN 378-2 und EN 13136.

Kritische Temperatur 31,06°C entspricht 73,84 bar.

**GEFAHR**

Gefahr von Kaltverbrennungen und Erfrierungen!

Flüssiges R744 verdampft rasch, kühlt sich dabei ab und bildet Trockeneis!



Unkontrolliertes Abblasen von R744 unbedingt vermeiden!

Beim Befüllen der Anlage mit R744 Handschuhe und Schutzbrille tragen!

**Information**

Alle transkritischen BITZER R744-Verdichter sind optional mit einem Druckentlastungsventil zur Atmosphäre auf der Hochdruckseite und auch auf der Niederdruckseite lieferbar.

Sie ersetzen jedoch nicht die Sicherheitssventile der Anlage (EN 12693)!

Sicherstellen, dass diese Druckentlastungsventile frei abblasen können.

Keine Rohre am Austritt der Druckentlastungsventile befestigen!

**GEFAHR**

Berstgefahr von Bauteilen und Rohren durch Flüssigkeitsüberdruck.

Behälter und Rohre platzen, kleine Bauteile schießen heraus. Die Druckwelle kann tödlich sein.

Abgesperrte Bauteile und Rohre niemals vollständig mit Flüssigkeit füllen oder gefüllt lassen. Über Flüssigkeiten ausreichend Volumen lassen.

Montage

**GEFAHR**

Berstgefahr des Druckgeräts durch mechanische Spannungen.

Schwere Verletzungen möglich.

Rohre last- und spannungsfrei an das Druckgerät montieren!

**GEFAHR**

Berstgefahr von Bauteilen und Rohren durch Flüssigkeitsüberdruck.

Schwere Verletzungen möglich.

Maximal zulässige Drücke nicht überschreiten!

Bei Arbeiten am Druckgerät, nachdem die Anlage in Betrieb genommen wurde



VORSICHT

Oberflächentemperaturen von über 60°C bzw. unter 0°C.
Verbrennungen und Erfrierungen möglich.



Zugängliche Stellen absperren und kennzeichnen.

Vor Arbeiten am Druckgerät: Anlage ausschalten und abkühlen bzw. erwärmen lassen.

Bei Arbeiten am Kältemittelkreislauf



WARNUNG

Druckgerät steht unter Druck!
Schwere Verletzungen möglich!



Druckgerät auf drucklosen Zustand bringen!

Schutzbrille tragen!



VORSICHT

Kältemittel kann sehr kalt sein.
Schwere Erfrierungen möglich.



Nicht in Kontakt mit Kältemittel kommen. Kälteschutzhandschuhe tragen.

6.1.2 Bei dem Kältemittel R744 beachten



GEFAHR

R744 ist ein geruchs- und farbloses Gas und wird bei Emissionen nicht direkt wahrgenommen!
Bewusstlosigkeit und Erstickungsgefahr beim Einatmen zu hoher Konzentrationen!

Austritt von R744 und unkontrolliertes Abblasen, v. a. in geschlossenen Räumen vermeiden!

Geschlossene Maschinenräume belüften!

Sicherheitsbestimmungen gemäß nationaler Gesetzgebung und geltenden Normen, z. B. EN378 einhalten!

6.1.3 Zusätzlich folgende technischen Dokumente beachten

CB-300: Betriebsanleitung Kältemittellejektoren

6.2 Einleitung

Ejektoren können in R744-Anlagen Verdichter entlasten bzw. das benötigte Fördervolumen reduzieren.

Ohne elektrische Antriebsenergie bewirken sie, angetrieben von der potentiellen und kinetischen Energie des Treibmassenstroms, einen Druckhub für einen Teilmassen- oder Saugmassenstrom.

Im Folgenden werden Kennwerte, mögliche Anlagenausführungen und Auslegungskriterien für BITZER Hochdruck-Ejektoren vorgestellt.

6.3 Funktionsweise

Ejektoren basieren auf dem Funktionsprinzip einer Strahlpumpe und können in unterschiedlichen Anordnungen in einer Anlage verwendet werden. Sie erzeugen dabei einen Unterdruck nach dem Venturi-Prinzip (siehe folgende Abbildung). Ein Ejektor hat eine Kennlinie ähnlich der einer Pumpe, mit steigendem Druckhub fällt der geförderte Massenstrom stark ab.

- Am Eintritt der Düse wird ein unter hohem Druck (hoher potentieller Energie) stehender Kältemittel-Massenstrom – auch Treibmassenstrom genannt - beschleunigt.

- Durch Umwandlung der potentiellen Energie in kinetische Energie sinkt der Druck des Treibmassenstroms, während die Geschwindigkeit zunimmt zu (siehe Abbildung unten).
- Die Druckabsenkung / Beschleunigung geht soweit, bis der Druck am Austritt der Düse so weit gesunken ist, dass an einem dort angebrachten Einlass ein Sog/Unterdruck entsteht.
- Ein sekundärer Kältemittel-Massenstrom – auch Saugmassenstrom genannt – wird dadurch angesaugt und mitgerissen.
- Die Massenströme vermischen sich und die kinetische Energie des Treibmassenstroms wird in potentielle Energie des addierten Massenstroms – auch Austrittsmassenstrom genannt – umgewandelt. Dies bewirkt eine Druckerhöhung über den Druck des Saugmassenstroms.

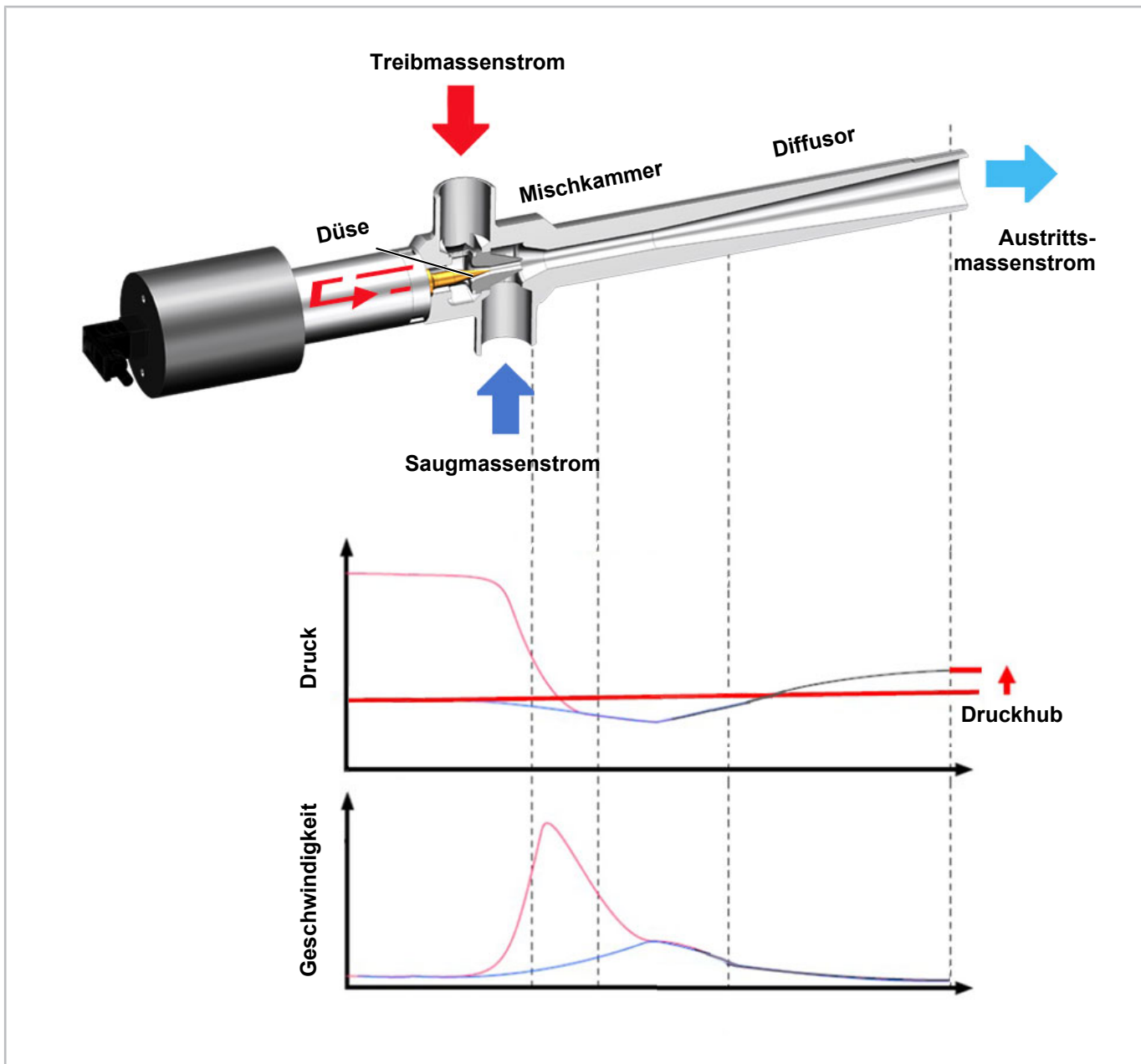


Abb. 19: Schematische Darstellung eines regelbaren Hochdruck-Ejektors mit Druck- und Geschwindigkeitsverlauf der Massenströme

Angewendet auf transkritische Anwendungen mit R744 heißt das, der Ejektor nutzt die im Kältemittel am Gaskühleraustritt vorhandene potenzielle und kinetische Energie, um einen anderen Teilmassenstrom anzusaugen und auf ein höheres Druckniveau zu fördern (siehe folgende Abbildung).

- Das auf Hochdruckniveau aus dem Verdichter austretende R744 [2] wird nach Gaskühlung / Wärmeabgabe im Gaskühler [2], in der Düse des Ejektors beschleunigt [3].
- Als Folge dessen sinkt der statische Druck und der Druck der aus der Düse austretende Strömung ist niedriger als der Sauggasdruck der Normalkühl-Verdichterstufe [4].
- Dadurch kann wahlweise Gas und/oder Flüssigkeit von einem niedrigen Druckniveau abgezogen werden [5].
- Beide Teilströme vermischen sich in der Mischkammer vor dem Diffusor [6] .
- Im Diffusor wird die Strömung wieder entschleunigt, wodurch sich der Druck auf Mitteldruckniveau erhöht [6].
- Nach dem Diffusor wird das Gemisch in den Mitteldruckbehälter geführt, die Gasphase abgeschieden [1] und auf Hochdruckniveau verdichtet [2].

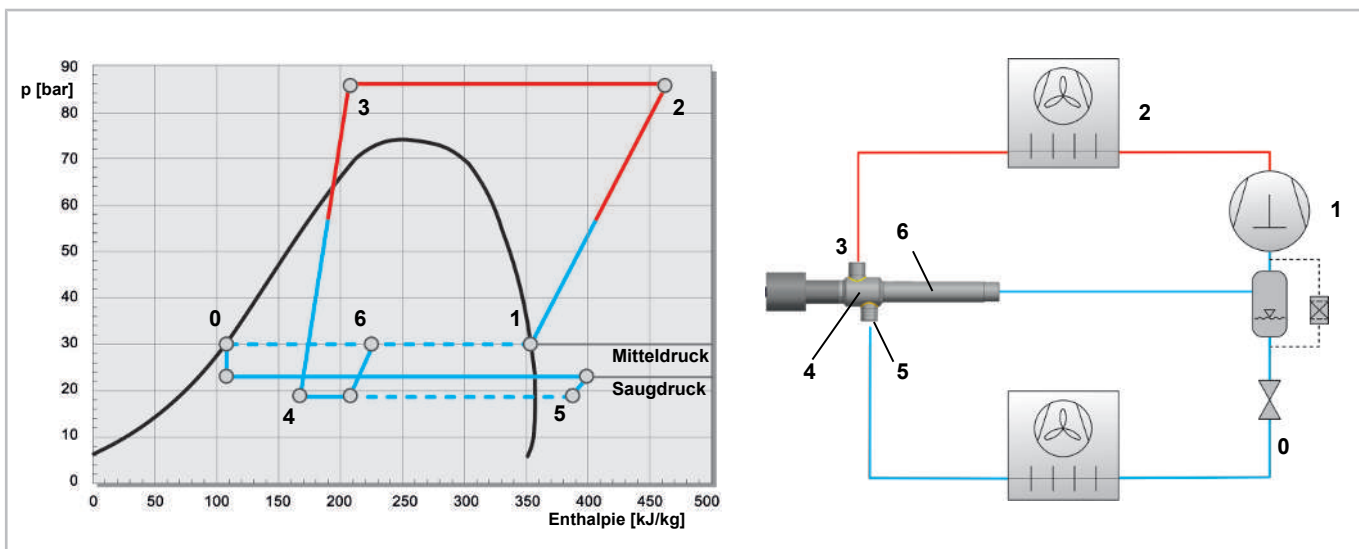


Abb. 20: Vereinfachter, schematischer Ejektorkreislauf, links im Druck-Enthalpie-Diagramm

0	Drosselung von Mitteldruck auf Verdampferdruck	4	Entspannung unter Saugdruck
1	Austritt Verdichter / Verdichtung	5	Ansaugen des Saugmassenstroms
2	Gaskühlung / Verflüssigung	6	Mischung und Druckerhöhung des Treibmassen- / Saugmassenstroms
3	Austritt Verflüssiger/Gaskühler bzw. Eintritt in den Ejektor		

6.3.1 Ejektor in Low-Lift-Anwendungen

Ejektoren in Low-Lift-Anwendungen sollen einen möglichst hohen Massenstrom fördern. Sie werden in der Regel eingesetzt, um den gesamten Massenstrom, der in der Anlage verdampft wird, abzusaugen und zurück zum Mitteldruckbehälter zu fördern. Der limitierende Faktor ist hier der Massenstrom, der vorgibt, wie weit der Ejektor den Druck anheben kann, bzw. wie hoch der Mitteldruck sein darf, damit das Kältemittel zurückgeführt werden kann.

Flüssigkeits- und Gasphase werden im Mitteldruckbehälter getrennt. Die Gasphase wird durch den Verdichter abgesaugt und stellt den Treibmassenstrom dar. Die Flüssigkeitsphase steht weiter zur Versorgung des Verdampfers zur Verfügung und entspricht dem Saugmassenstrom.

Ejektoren in Low-Lift-Anwendungen werden als robuste „Kältemittelpumpen“ eingesetzt, da sie auch ein Gas-Flüssigkeitsgemisch fördern können. Dadurch besteht die Möglichkeit des Betriebs mit überflutetem Verdampfer. Die Verdampferfläche kann ohne Überhitzungsstrecke genutzt und die Verdampfungstemperatur angehoben werden, ohne den Verdichter zu gefährden.

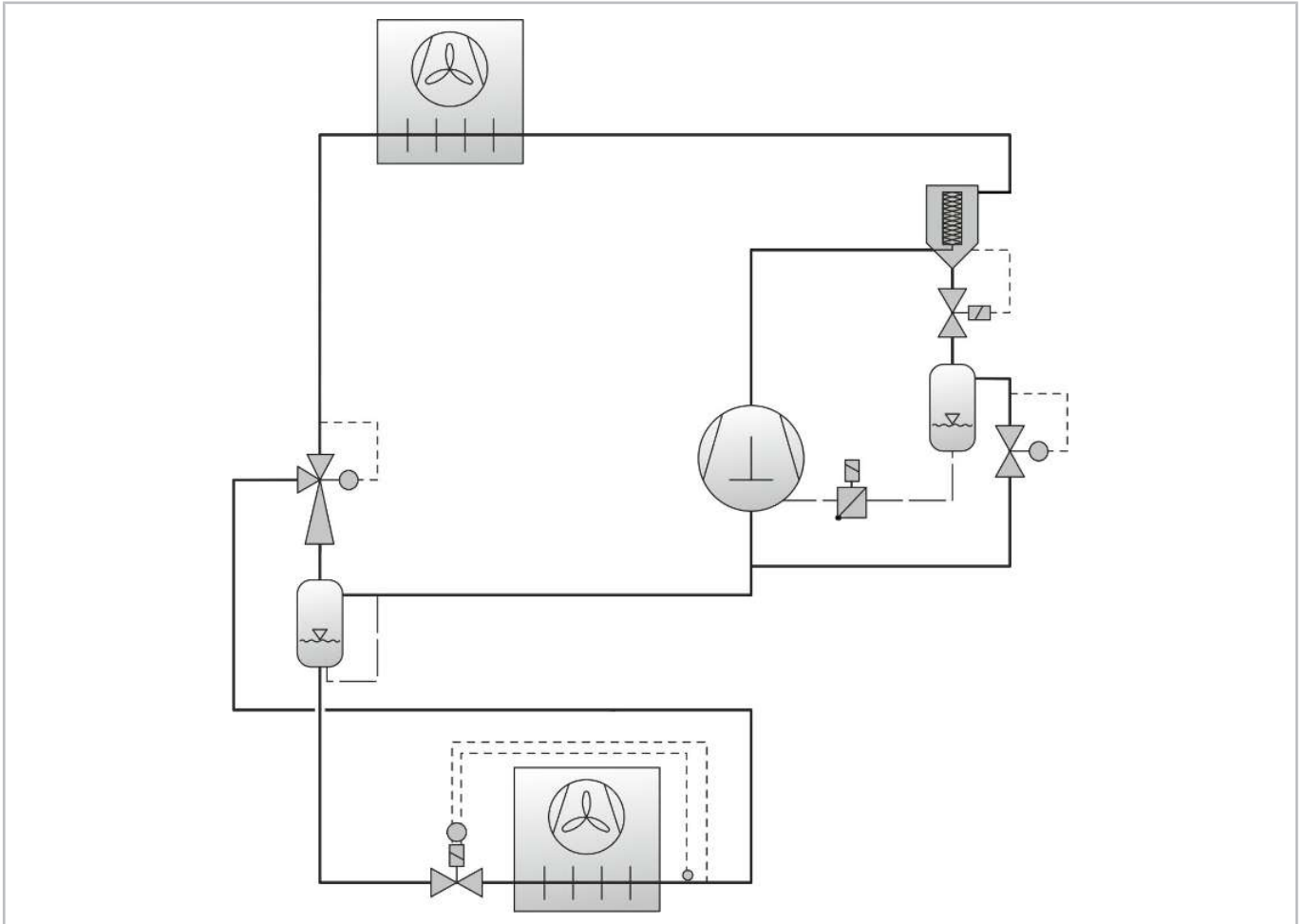


Abb. 21: Anlagenschema: Ejektor in Low-Lift-Anwendung (vereinfachte Darstellung)

Auslegungsbeispiel eines Low-Lift-Ejektors mit Hilfe der BITZER SOFTWARE *siehe Kapitel siehe hier, Seite 57.*

6.3.2 Ejektor in High-Lift-Anwendungen

Ejektoren in High-Lift-Anwendungen werden eingesetzt um einen möglichst hohen Druckhub bei niedrigerer Förderleistung zu erreichen. Hierbei sind der Druckhub sowie der zu fördernde Saugmassenstrom die limitierenden Faktoren und müssen in der Anlage so ausbalanciert werden, dass eine möglichst hohe Effizienz erreicht wird.

Ejektoren in High-Lift-Anwendungen werden in der Regel zur Förderung von überhitztem Gas eingesetzt, da sie nicht den gesamten Massenstrom aus dem Verdampfer fördern und ein Teilmassenstrom weiterhin von den Normkühl-Verdichtern gefördert werden muss. Der vom Ejektor geförderte Teilmassenstrom wird in den Mitteldruckbehälter der Anlage zurückgeführt, der hier auf einem höheren Druckniveau als bei einer Low-Lift-Variante gehalten wird. Das Gas wird dort von den Parallel-Verdichtern abgesaugt.

Der Vorteil liegt hier in der Vorverdichtung eines Teils des verdampften Kältemittels und der damit verbundenen Lastverschiebung auf die Parallel-Verdichter, die bei niedrigerem Druckverhältnis und damit effizienter arbeiten.

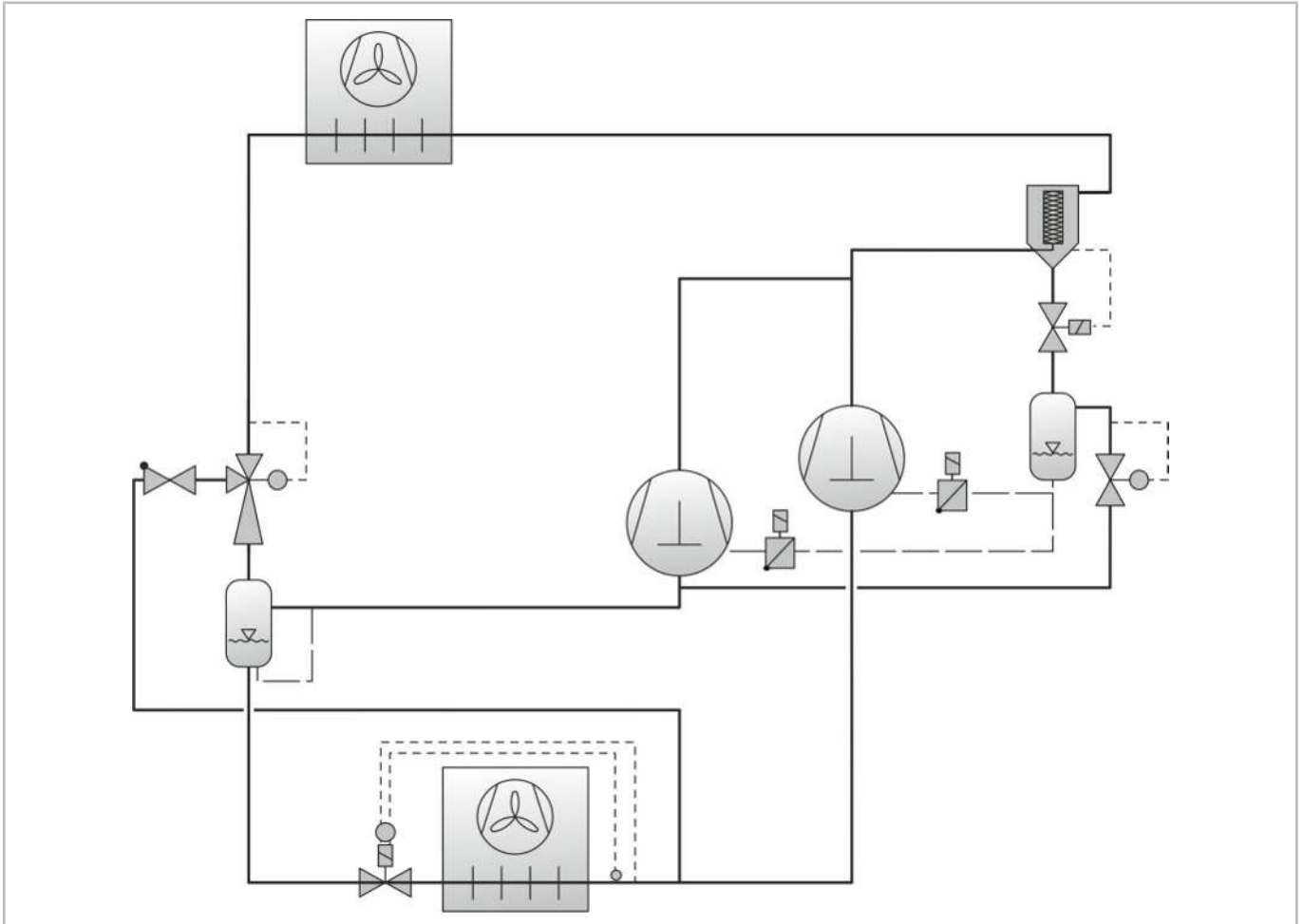


Abb. 22: Anlagenschema: Ejektor in High-Lift-Anwendung (vereinfachte Darstellung)

Auslegungsbeispiel eines High-Lift-Ejektors mit Hilfe der BITZER SOFTWARE [siehe Kapitel siehe hier, Seite 59.](#)

6.4 Kennwerte

Mit den folgenden Kennwerten kann das Verhalten eines Ejektors beschrieben und eine Anlagenauslegung durchgeführt werden:

Druckverhältnis

Das Druckverhältnis gibt an, in welchem Verhältnis der Druck am Austritt des Ejektors zum Saugdruck steht.

$$\Pi = p_{\text{Diffusor, aus}} / p_{\text{Saugdruck}}$$

Druckhub

Der Druckhub gibt an, wie stark der Druck des Saugmassenstroms auf das Austrittsniveau angehoben wurde (siehe [siehe Abbildung 19, Seite 45](#) und Abbildung unten).

$$\Delta p = p_{\text{Diffusor, aus}} - p_{\text{Saugmassenstrom, ein}}$$

Massenstromverhältnis

Das Massenstromverhältnis ist der Quotient aus Saug- zu Treibmassenstrom.

$$\varnothing = \dot{m}_{\text{Saug}} / \dot{m}_{\text{Treib}}$$

Ejektor-Effizienz

Die Ejektor-Effizienz ist das Verhältnis der Energie, die durch die Expansion des Treibmassenstroms des Ejektors gewonnen werden kann und der Arbeit, die durch den Druckhub des Treibmassen- und Saugmassenstroms am Ejektor-Austritt verrichtet wurde. Vereinfacht wird die Ejektor-Effizienz wie folgt definiert:

Annahme: Isentrope Expansion und Isentrope Verdichtung, überhitzt / trocken gesättigt

$$\eta_{Ejektor} = \frac{\dot{m}_{Saug}}{\dot{m}_{Treib}} \times \frac{\Delta h_{Verdichtung}}{\Delta h_{Expansion}}$$

Elbel, S., 2011. Historical and present developments of ejector refrigeration systems with emphasis on transcritical carbon dioxide air-conditioning applications. International Journal of Refrigeration 34 (2011) 1545 - 1561

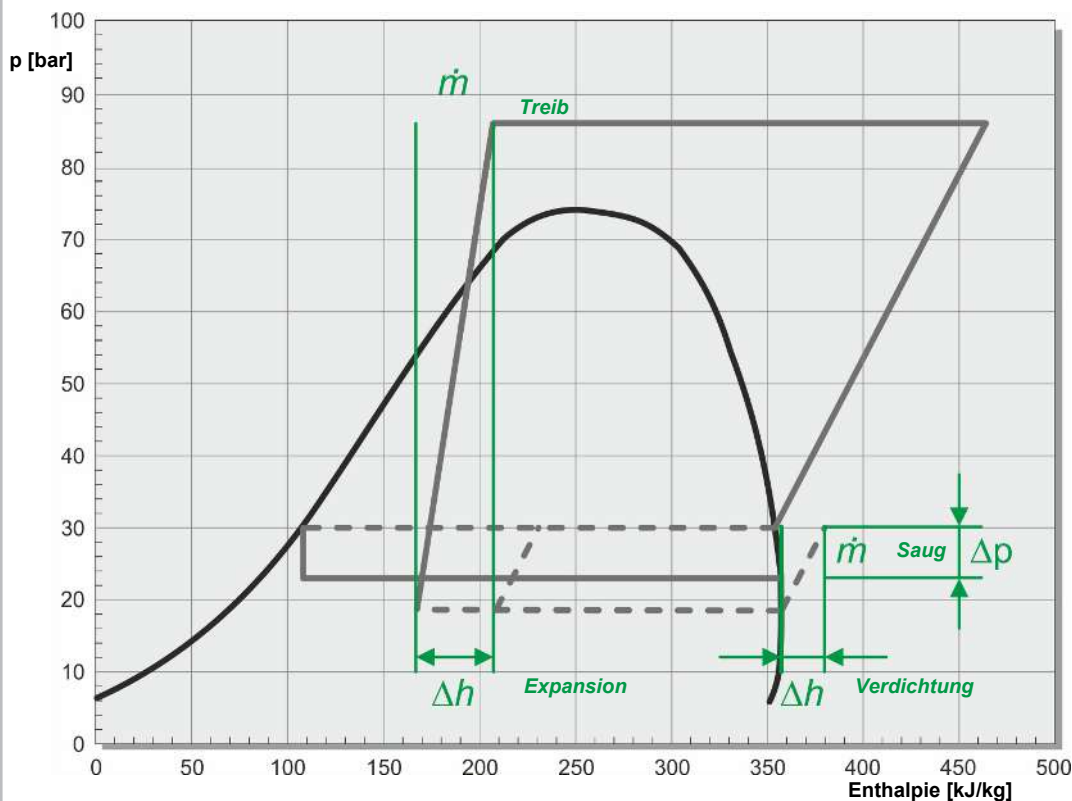


Abb. 23: Darstellung und Definition der Ejektor-Effizienz

Auslegungsbeispiel eines Low-Lift-Ejektors mit Hilfe der BITZER SOFTWARE [siehe Kapitel siehe hier, Seite 57.](#)

Auslegungsbeispiel eines High-Lift-Ejektors mit Hilfe der BITZER SOFTWARE [siehe Kapitel siehe hier, Seite 59.](#)

6.5 Einbau in die Anlage

- Ejektor(en) bevorzugt über den Verdichtern und von außen zugänglich einbauen.
- Einbau: liegend (a), oder stehend (Austritt nach unten, b).

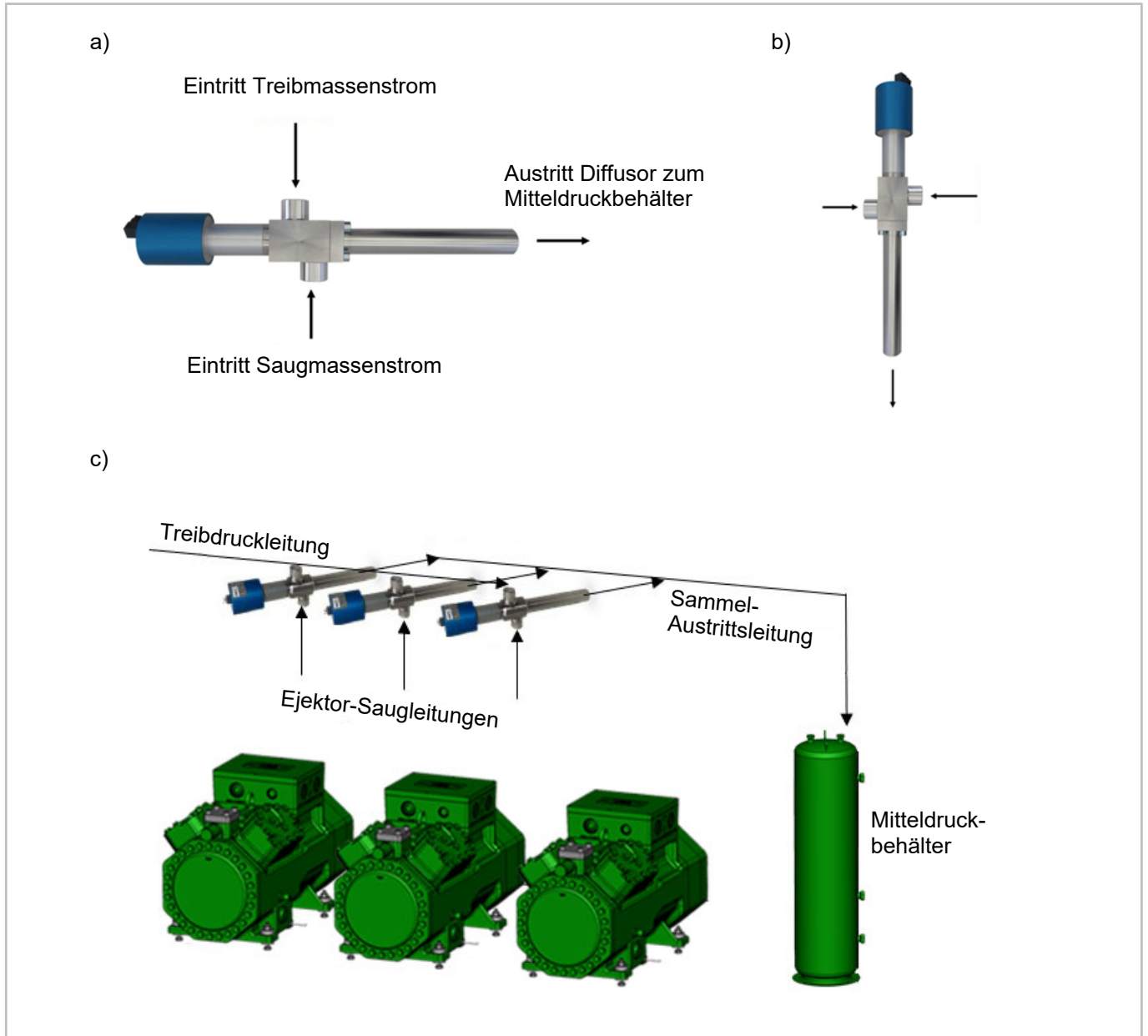


Abb. 24: Einbaupositionen eines Ejektors in die Anlage

- a) liegend
 b) stehend mit Austritt nach unten
 c) Anlage mit parallel geschalteten Ejektoren (Vereinfachte Darstellung)

- Parallel zum Ejektor kann ein mechanisches Hochdruckregelventil für den Notbetrieb installiert werden (*siehe Kapitel Anlagenausführung B Mit Ejektor, Parallelverdichtung und mechanischem Hochdruckregelventil für den Notbetrieb, Seite 54*).
- Schmutzfilter in der Treibdruckleitung, vor dem Eintritt in den Ejektor und dem parallelgeschalteten Hochdruckregelventil einbauen.
- Nur Rohrleitungen mit gebogenen Rohrleitungsstücken verwenden. Dies reduziert Turbulenzen und vermeidet Druckverluste. Keine Rohrbögen mit 90° (z. B. T-Stücke)!

- Absperrventile für Wartungszwecke in den Leitungen zum und vom Ejektor einbauen.
- In der Saugleitung des Ejektors zusätzlich ein Rückschlagventil installieren, um eine mögliche Rückexpansion des Saugmassenstroms aus dem Mitteldruckbehälter zu vermeiden. Dies kann passieren, wenn die Sogwirkung durch den Treibmassenstrom zu gering ist, um den Saugmassenstrom einzusaugen.
- Alternativ zum Rückschlagventil kann ein motorgesteuertes Ventil in die Saugleitung eingebaut werden, um eine mögliche Rückexpansion zu vermeiden. Die Steuerung erfolgt in Abhängigkeit einer minimalen Druckdifferenz zwischen Sauganschluss des Ejektors und dem Sauggasdruck (in Strömungsrichtung vor dem motorgesteuerten Ventil). Sobald eine minimale Druckdifferenz unterschritten wird, schließt das Ventil.
- Auf der Austrittsseite muss eine zum Diffusor fluchtende Beruhigungsstrecke eingebaut werden. Diese muss mindestens $1,5 \times$ so lang sein, wie der Ejektor ($l_{\text{Beruhigung}} = 1,5 \times l_{\text{Ejektor}}$).
- Die Sammel-Austrittsleitung am Diffusor darf zum Mitteldruckbehälter hin nicht ansteigen! Nur so wird ein ungehinderter Eintritt in den Behälter, ohne Überwindung des hydrostatischen Drucks gewährleistet.
- Der Strömungsquerschnitt der Sammel-Austrittsleitung entspricht vereinfacht der Summe der Querschnitte der Treibdruck- und Saugleitung.

Zusätzliche Einbauhinweise bei Anlagen mit parallel geschalteten Ejektoren

- Abgänge von den Sammelleitungen zu den Anschlüssen der Ejektoren auf der Treibdruck- und Saugseite ohne T-Stücke ausführen, dies reduziert Turbulenzen und vermeidet Druckverluste.
- Die Verbindungen von den Sammelleitungen zu den Einzelleitungen bevorzugt in einem Winkel von 45° ausführen.
- Die Zusammenführung der einzelnen Austrittsleitungen in den Kollektor ohne T-Stücke und bevorzugt mit einem Eintrittswinkel von 45° ausführen.
- Strömungsquerschnitt der Austrittsleitung so bemessen, dass eine Strömungsgeschwindigkeit von $0,3..1,0$ m/s bei Vollast im definierten Auslegungspunkt nicht überschritten wird.

6.6 Anlagenausführungen

Anlagenausführung	A <i>siehe Kapitel Anlagenausführung A Standard-Ejektor-Anlage, Seite 52</i>	B <i>siehe Kapitel Anlagenausführung B Mit Ejektor, Parallelverdichtung und me- chanischem Hochdruckregelventil für den Notbetrieb, Seite 54</i>
Ejektor statisch	anwendbar	nicht anwendbar
Ejektor regelbar ①	anwendbar	anwendbar
Ejektor Treibmas- senstrom	Hochdruck-Kältemittel-Massenstrom	Hochdruck-Kältemittel-Massenstrom
Ejektor Saugmas- senstrom	Flüssigkeit	Flüssigkeit/Gas
Ejektor Saugdruck	p_{oNK}	p_{oNK}
Druckniveau Austrittsmassen- strom	Mitteldruck (MP)	Mitteldruck (MP)
Ejektor-Druckhub	gering	hoch
Anlage mit Mittel- druckbehälter	Ja	Ja
Betrieb Verdampfer	überflutet oder trocken	überflutet oder trocken
Anlage mit Abschei- der	Nein	Ja

Anlagenausführung	A	B
	<i><u>siehe Kapitel Anlagenausführung A Standard-Ejektor-Anlage, Seite 52</u></i>	<i><u>siehe Kapitel Anlagenausführung B Mit Ejektor, Parallelverdichtung und mechanischem Hochdruckregelventil für den Notbetrieb, Seite 54</u></i>
Anlage mit Parallelverdichtungsstufe	Nein	Ja

Tab. 2: Übersicht: Anlagenausführungen A und B für Ejektor-Betrieb

① regelbar entweder durch Modulation von parallelgeschalteten, statischen Ejektoren oder durch Veränderung des Öffnungsgrades der Ejektor-Düse bzw. durch Parallelschaltung von Ejektoren mit regelbaren Öffnungsgraden der Ejektor-Düsen.

6.6.1 Anlagenausführung A Standard-Ejektor-Anlage

Standard-Anlagenausführung bei Einsatz von R744 in Wärmepumpen- und Kälteanlagen mit einstufiger Verdichtung und Expansion. Typischerweise mit nur einem Verdampfer.

Weitere Merkmale dieser Anlagenausführung:

- Der Abscheider befindet sich auf Mitteldruck und wird im weiteren Verlauf der Beschreibung als Mitteldruckbehälter bezeichnet, siehe Abbildung unten.
- Im Ejektor geschieht eine polytrope Expansion des Treibmassenstroms *siehe Seite 53* auf ein Druckniveau unterhalb des Verdampfungsdrucks in der Düse.
- Der Saugmassenstrom wird über den Ejektor angesaugt und in der Mischkammer mit dem Treibmassenstrom zusammengeführt (*siehe Kapitel Funktionsweise, Seite 44*).
- Im Diffusor findet die Druckerhöhung auf Mitteldruck statt (*siehe Kapitel Funktionsweise, Seite 44*).
- Der Austrittsmassenstrom strömt anschließend in den Mitteldruckbehälter. Flüssigkeit und Gas werden voneinander getrennt.
- Der Flüssigkeitsmassenstrom expandiert vor dem Verdampfer auf Verdampfungsdruck und entspricht dem Saugmassenstrom des Ejektors.
- Je nach Anlagenausführung kann dabei eine Überhitzungsregelung eingesetzt oder ein Betrieb mit überflutetem Verdampfer erfolgen.
- Der Flash-Gas-Massenstrom, der dem Treibmassenstrom des Ejektors entspricht, wird als Sattedampf vom Verdichter angesaugt und auf Hochdruckniveau verdichtet.
- Um den Anteil an Kältemittelflüssigkeit in der Ölrückföhrleitung möglichst gering zu halten, muss eine Ölrückföhrleitung am Mitteldruckbehälter angeschlossen und das Polyalkylen-Glykol-Öl BSG68K von BITZER verwendet werden.
Außerdem: Wärmeübertrager in die Ölrückföhrleitung einbauen!
- Je nach Anlagenausführung kann ein geregelter, oder ungeregelter Ejektor eingesetzt werden. Der geregelte Ejektor kann auch zur Optimierung des Hochdrucks genutzt werden.

i

Information

① Die zur Verfügung stehende Druckdifferenz ist bei luftgekühlten Anlagen von der Gaskühleraustritts-temperatur und dem Druck im Mitteldruckbehälter abhängig.

Die Gaskühleraustrittstemperatur hängt dabei wiederum von der Umgebungstemperatur und gaskühlerspezifischen Kriterien wie Wärmeabgabeleistung, Fläche und Luftvolumenstrom ab. Bei hohen Gaskühleraustrittstemperaturen ist die für den Ejektor verfügbare potentielle und kinetische Energie höher, als bei niedrigeren Temperaturen. Die untere Einsatzgrenze des Ejektors / der Ejektoren wird von einer minimalen Temperatur am Austritt des Gaskühlers definiert. Unterhalb dieser Temperatur bzw. der entsprechenden Druckdifferenz arbeitet der Ejektor nicht mehr zufriedenstellend, da die an der Düse zur Verfügung stehende Energie des Triebmassenstroms nicht mehr ausreicht, um eine Druckerhöhung des Saugmassenstroms zu ermöglichen.

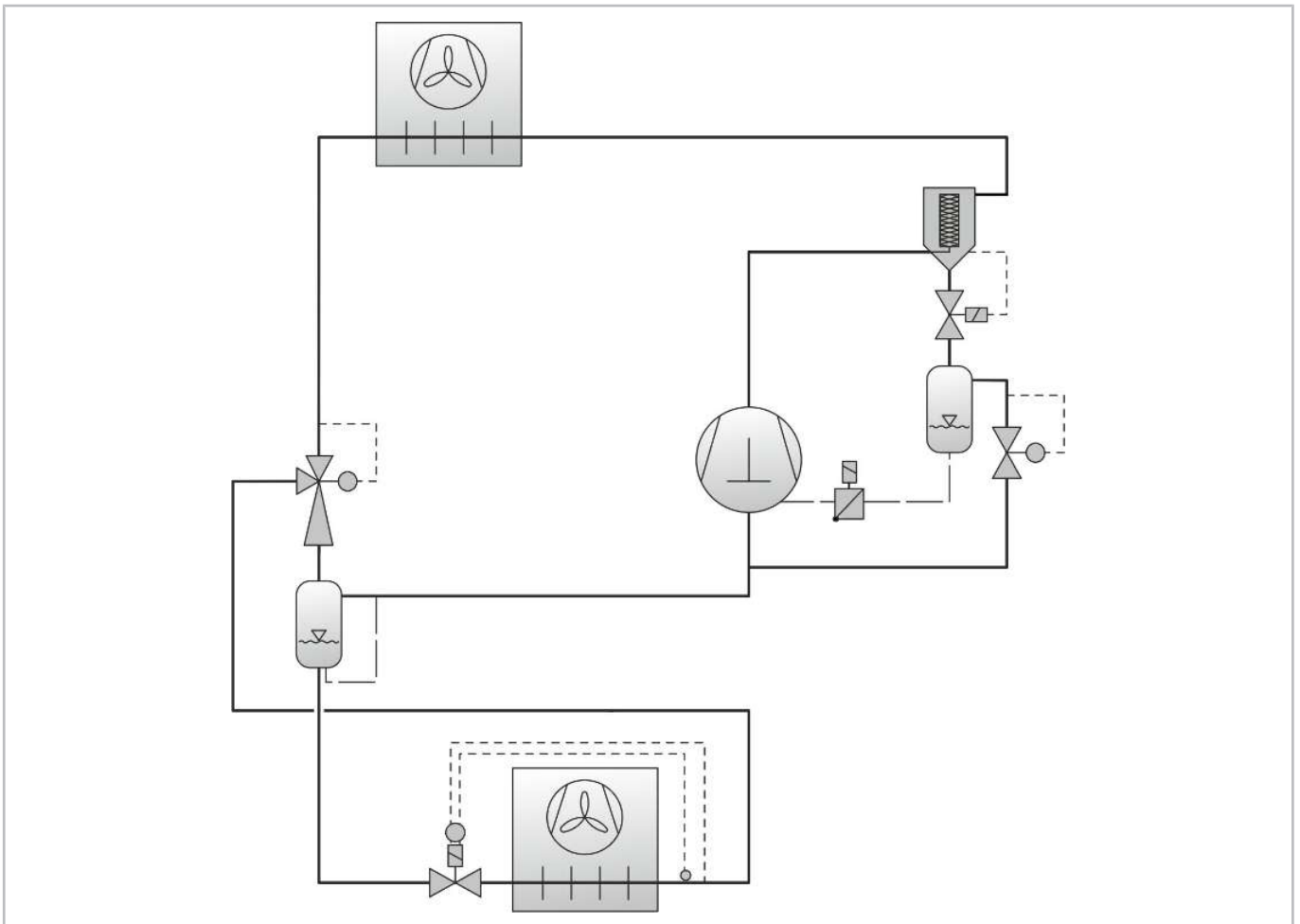


Abb. 25: Anlagenausführung A: Standard-Ejektor-Anlage (vereinfachte Darstellung)

6.6.2 Anlagenausführung B

Mit Ejektor, Parallelverdichtung und mechanischem Hochdruckregelventil für den Notbetrieb

- Das Konzept der Parallelverdichtung reduziert das erforderliche Druckverhältnis, um das Flash-Gas wieder auf Hochdruckniveau zu verdichten.
- Das Flash-Gas wird mit einem höheren Druckniveau von einem eigenen Verdichter bzw. einer Verdichterstufe angesaugt, die direkt mit dem Mitteldruckbehälter verbunden ist.
- Transkritische R744-Boosteranlagen mit Parallelverdichtung haben typischerweise vier verschiedene Druckniveaus und setzen sich zusammen aus:
 - einer Tiefkühl-Verdichterstufe
 - einer Normalkühl-Verdichterstufe
 - einer Parallel-Verdichterstufe
- Der oder die Hochdruck-Ejektoren werden ausgangs des Gaskühlers vor dem Mitteldruckbehälter installiert und nutzen den Verdichtermassenstrom mit der in der Anlage größtmöglichen Druckdifferenz.
- Parallel zum Ejektor kann optional ein mechanisches Hochdruckregelventil für den Notbetrieb installiert werden.
- Im Mitteldruckbehälter werden Gas- und Flüssigkeitsphase getrennt *siehe Seite 53*. Die Flüssigkeit aus dem Mitteldruckbehälter wird wie gewohnt den Verdampfern der Tiefkühl- und Normalkühl-Verdichterstufe zugeführt. Der Massenstrom der Verdampfer der Tiefkühl-Verdichterstufe wird nach Expansion und Wärmeaufnahme in den Verdampfern, von der Tiefkühl-Verdichterstufe aufgenommen und wieder auf Saugdruckniveau der Normalkühl-Verdichterstufe verdichtet.
- Auf der Saugseite der Normalkühl-Verdichterstufe kann entweder:
 - eine Überhitzungsregelung eingesetzt und der Saugmassenstrom des Ejektors direkt gasförmig angesaugt werden oder
 - ein Abscheider eingesetzt werden, für den Betrieb mit teilüberflutetem Verdampfer, der den Betrieb der Normalkühl-Kühlstellen mit geringer Überhitzung ermöglicht.
In diesem Fall ist der Ejektor ein Flüssigkeitsejektor, der den Anteil an überschüssiger Flüssigkeit aus dem Verdampfern der Normalkühl-Verdichterstufe zurück in den Mitteldruckbehälter fördert. Es muss eine Ölrückführung am Abscheider angeschlossen sein!

Im Betrieb außerdem beachten, dass:

- der Ejektor den optimalen Hochdruck auch im Teillastbetrieb mit sehr niedriger Last und bei niedrigen Außentemperaturen über einer Regelkennlinie regelt.
- durch diese Regelung des Hochdrucks, das Massenstromverhältnis (Entrainment) beeinflusst wird. Dies kann dazu führen, dass im Teillastbetrieb kein Saugmassenstrom vom Ejektor gefördert wird!

Es sind zwei verschiedenen Schaltungen der Anlage möglich:

1. **Betrieb mit Hochdruck-Ejektor(en) bei hohen Lastanforderungen und Gaskühleraustrittstemperaturen > 25°C:**
 - Der Massenstrom des Verdampfers der Normalkühl-Verdichterstufe wird nach Expansion und Wärmeaufnahme in den Verdampfern, von dem Ejektor / den Ejektoren aufgenommen und bildet den Saugmassenstrom. Dieser wird anschließend von Normalkühl-Saugdruck auf Mitteldruck verdichtet.
 - Das Flash-Gas-Bypass-Ventil, zwischen dem Mitteldruckbehälter und der Normalkühl-Saugseite, ist geschlossen, wodurch die Normalkühl-Verdichterstufe entlastet wird.
 - Durch den erzeugten Druckhub der Ejektor-Verdichtungsstufe reduziert sich das Druckverhältnis für die Verdichtung des Massenstroms (thermodynamisch wird von einem "Temperaturhub" gesprochen). Gleichzeitig erhöht sich die Sauggasdichte, wodurch der energetische Vorteil der Parallelverdichtung seine Wirkung entfaltet. Der Druck im Mitteldruckbehälter wird dabei von der Parallel-Verdichterstufe geregelt.

- Bei Anlagen mit teilüberfluteten Verdampfern und einem Abscheider, muss der Ejektor lediglich den Flüssigkeitsüberschuss zurück zum Mitteldruckbehälter fördern. Der energetische Vorteil liegt hierbei hauptsächlich in der erhöhten Verdampfungstemperatur durch die volle Ausnutzung der Wärmeübertragefläche. Eine Überhitzungsregelung ist in diesem Fall nicht nötig.

2. Standardbetrieb ohne Hochdruck-Ejektor(en) bei geringen Lastanforderungen und Gaskühleraustrittstemperaturen < 25°C:

- Beim Standardbetrieb mit Flash-Gas-Bypass-Betrieb ist das Regelventil (z. B. Magnetventil, oder Motorventil) vor dem Sauganschluss des Ejektors geschlossen.
- Die Parallel-Verdichterstufe ist außer Betrieb und das Flash-Gas-Bypass-Ventil regelt den Druck im Mitteldruckbehälter durch Expansion des Flash-Gases auf Normalkühl-Saugdruck.
- Der Massenstrom des Normalkühl-Verdampfers und der Flash-Gas-Massenstrom werden von der Normalkühl-Verdichterstufe aufgenommen und verdichtet.
- Damit die Normalkühl-Verdichterstufe bei geringen Lasten und geringen Umgebungstemperaturen mit niedrigeren Hochdrücken betrieben werden kann, kann es vorteilhaft sein, parallel zu, Ejektor / zu den Ejektoren ein Hochdruckregelventil zu installieren (siehe folgendes, vereinfachtes Schema).

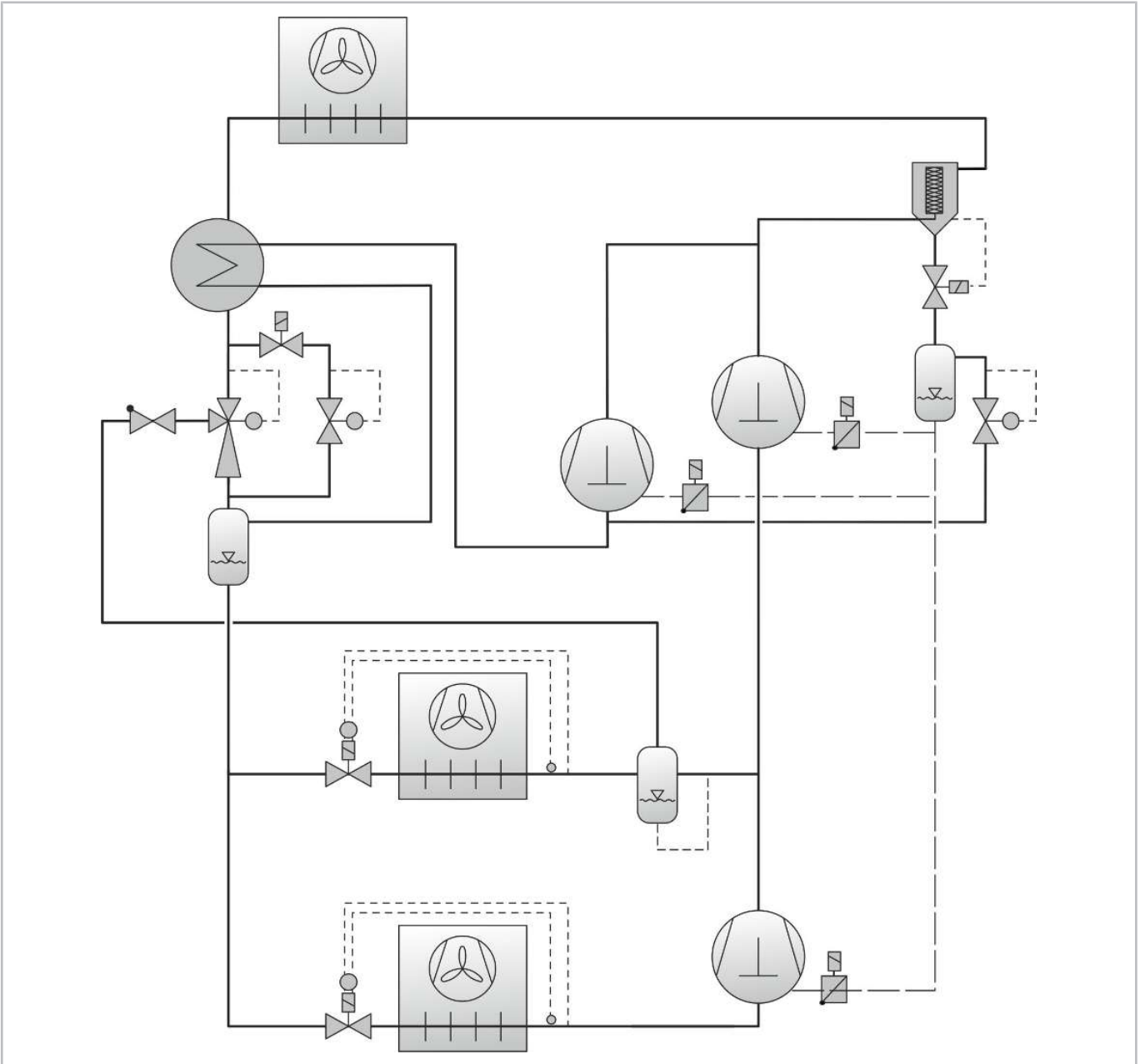


Abb. 26: Anlagenausführung B: mit Ejektor, Parallelverdichtung und mechanischem Hochdruckregelventil für den Notbetrieb (vereinfachte Darstellung)

6.7 Auslegungskriterien und Auswahl

6.7.1 Auslegungsbeispiel eines Ejektors in einer Low-Lift-Anwendung

In einer Low-Lift-Anwendung ist das Massenstromverhältnis das wesentliche Auswahlkriterium. Die Ejektoren wälzen hierbei das Kältemittel ähnlich einer Kältemittelpumpe um. Eine Druckerhöhung wird nur soweit angestrebt, wie es das Massenstromverhältnis des Pumpbetriebs zulässt.

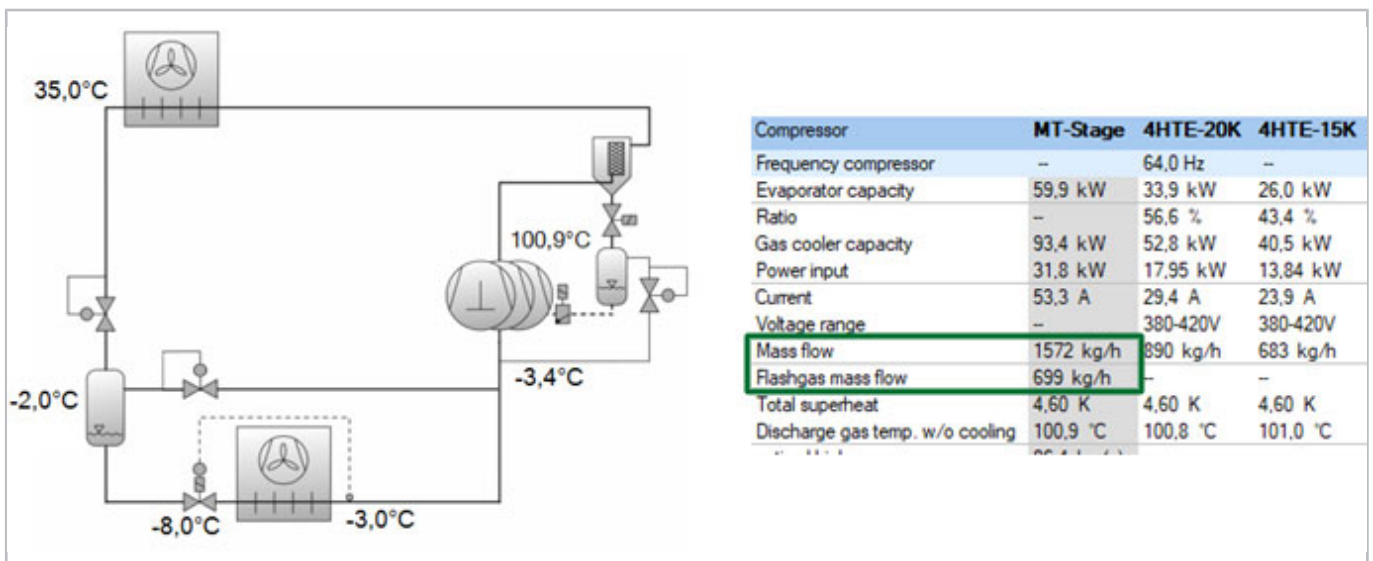
Aus der Kennlinie des gewählten Ejektors ergibt sich der Saugmassenstrom aus gegebenem Hochdruck, der Treibmassenstrom und der Mitteldruck. Der Mitteldruck wird hierbei von der Saugdruckregelung des Verdichters bestimmt.

Im folgenden Beispiel soll eine einstufige Anlage mit einem Ejektor berechnet werden:

Randbedingungen:

- Gaskühleraustrittstemperatur (t_{gc}) im Auslegungspunkt: 35°C
- Hochdruck, absolut (p_{HF}): 89 bar
- Verdampfungstemperatur in der Normalkühl-Verdichterstufe ($t_{o,NK}$): -8°C
- Kälteleistung der Normalkühl-Verdichterstufe ($Q_{o,NK}$): 60 kW
- Mitteldruck, absolut (geschätzt): 33 bar

Zunächst wird in der BITZER SOFTWARE unter "R744-Booster-Auswahl", eine Anlage ohne Ejektor, mit einer Standard-Überhitzungsregelung berechnet (siehe folgende Abbildung). Der Mitteldruck wird ca. 5 bar über dem Verdampfungsdruck gewählt. Dies entspricht nach einer ersten Schätzung dem Druckhub der Anlage mit Ejektor.



Mit diesen Annahmen wird im ersten Schritt der zu fördernde Massenstrom des Ejektors berechnet um die Kälteleistung von 60 kW zu erreichen. Durch die Abscheidung im Mitteldruckbehälter ist der **Netto-Massenstrom**, der durch den Verdampfer strömt und wieder vom Ejektor angesaugt wird, der Gesamtmassenstrom abzüglich des Flash-Gas-Massenstroms und liegt in diesem Beispiel bei 1572 kg/h - 699 kg/h = **873 kg/h**

Auf Basis des Massenstroms, der für das Erreichen der 60 kW Kälteleistung durch den Verdampfer strömen muss, kann über das Massenstromverhältnis des Ejektors die nötige Förderleistung der Verdichter ermittelt werden. Der im BITZER Berechnungstool vorausgewählte Ejektor HDV-E23 hat bei einem Hochdruck von 89 bar und bei einem Treibmassenstrom von 1572 kg/h ein **Massenstromverhältnis von 0,56** und einen **Druckhub von 4 bar**.

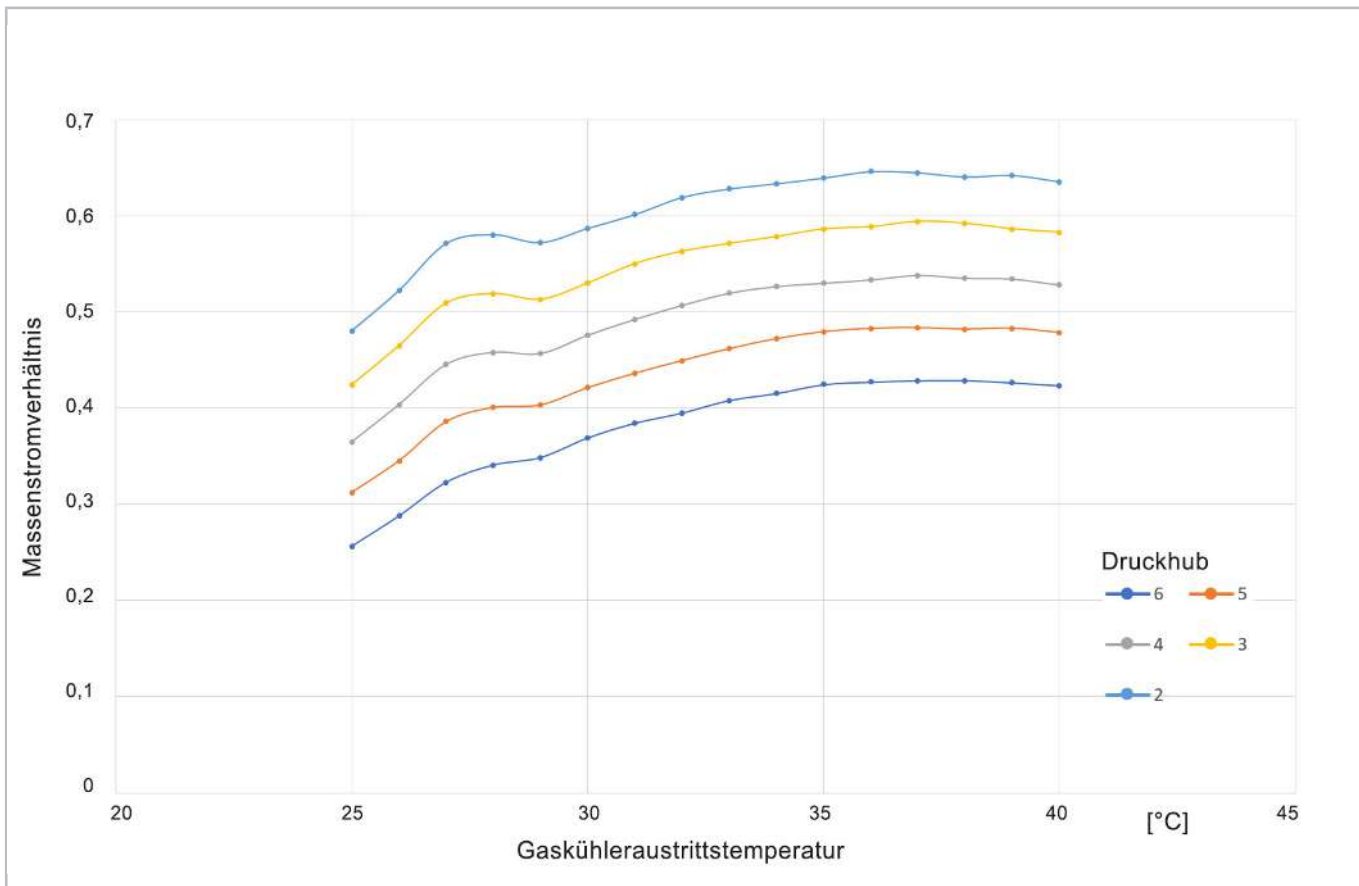



Abb. 27: Mitreißrate Ejektor HDV-E23 als Funktion der Gaskühleraustrittstemperatur für ausgewählte Druckhübe

Der empfohlene Ejektor HDV-E23 kann also 873 kg/h einsaugen und auf einen um 4 bar höheren Mitteldruck fördern.

Preliminary Ejector selection 

Input:

Gascooler outlet temperature: 35 °C

High pressure (Ejector HP inlet): 89 bar(a)

Suction pressure (Ejector LP inlet): 28 bar(a)

Motive mass flow: 1572 kg/h

Output:

Recommended Ejector type: HDV-E23

Utilization: 95 %

Mass entrainment ratio: 0,56

Suction mass flow: 873 kg/h

Interpressure (Ejector outlet): 32 bar(a)

Die Verdichter können durch den erhöhten Ansaugdruck nun kleiner ausgewählt werden. Die gezeigte Kälteleistung in der neuen Auswahl spielt dabei keine Rolle. Die Berechnung dient lediglich der neuen Verdichterkonfiguration anhand des Treibmassenstroms für den Ejektor, bei der höheren Drucklage und der Bestimmung der Leistungsaufnahme. Die Verdichter müssten nun bei 32 bar Saugdruck (-3°C) einen Massenstrom von 1572 kg/h aus dem Mitteldruckbehälter fördern (siehe Abbildung unten). Die dazugehörige Leistungsaufnahme ist die neue Verdichterleistungsaufnahme der Anlage mit Ejektor.

Evaporating SST: -3 °C

Evaporator superheat: 2 K

Suction line superheat: 0 K

High pressure: Auto

Gas cooler outlet: 35 °C

Intermed. pressure: 36 bar(a) 1,20 °C

Additional Configuration

IHX Flashg. - Gas c.: 10 K

Power supply

Power frequency: 50Hz

Power voltage: 400V

MT-Stage: Tentative Data.
MT-Stage: Power consumption at compressor inlet.
MT-Stage: Total superheat smaller than 10K / 18°F.

COP/EER Evaporator: 2.28

Compressor	MT-Stage	4JTE-15K	4JTE-10K
Frequency compressor	--	68,0 Hz	--
Evaporator capacity	59,3 kW	34,7 kW	24,6 kW
Ratio	--	58,5 %	41,5 %
Gas cooler capacity	85,2 kW	49,9 kW	35,3 kW
Power input	26,0 kW	15,14 kW	10,84 kW
Current	43,1 A	24,6 A	18,49 A
Voltage range	--	380-420V	380-420V
Mass flow	1571 kg/h	920 kg/h	651 kg/h
Flashgas mass flow	655 kg/h	--	--
Total superheat	5,10 K	5,10 K	5,10 K
Discharge gas temp. w/o cooling	89,9 °C	89,7 °C	90,1 °C
optimal high pressure	86,4 bar(a)	--	--

COP

Der **COP der Flash-Gas-Bypass-Anlage** liegt bei $Q_o / P_e = 59,9 \text{ kW} / 31,8 \text{ kW} = 1,9$

Der **COP der Anlage mit Ejektor** liegt bei $Q_o / P_e = 59,9 \text{ kW} / 26 \text{ kW} = 2,3$

Dabei muss beachten werden, dass der Vorteil der um ca. 3 K höheren Verdampfungstemperatur durch den Betrieb mit überflutetem Verdampfer noch nicht berücksichtigt ist.

6.7.2 Auslegungsbeispiel eines Ejektors in einer High-Lift-Anwendung

Maßgebend für die Auslegung eines Ejektors in einer High-Lift-Anwendung ist das Massenstromverhältnis in Abhängigkeit des Hochdrucks und des Druckhubs. Der Druckhub selbst ist dabei eine Variable, die in gewissen Grenzen frei gewählt werden kann und einen großen Einfluss auf die Auswahl der Verdichter in den einzelnen Verdichterstufen hat.

Bei der Auswahl des Ejektors muss zunächst die Regelstrategie festgelegt werden.

Entweder:

- wird der Mitteldruck in Abhängigkeit des Hochdrucks variiert, so dass Parallel-Verdichter und Ejektoren im optimalen Bereich betrieben werden.
Dies verspricht zwar die höchste Effizienz der Anlage, bedeutet aber auch einen erhöhten Regelungs- und Steuerungsaufwand.

Oder:

- der Mitteldruck wird konstant gehalten. Dies ist einfacher zu implementieren.

Im folgenden Beispiel soll ein Ejektor für eine Tiefkühl-/Normalkühl-Booster-Anlage mit Parallelverdichtung ausgewählt werden:

Randbedingungen:

- Gaskühleraustrittstemperatur (t_{gc}) im Auslegungspunkt: 35°C
- Verdampfungstemperatur in der Normalkühl-Verdichterstufe ($t_{o,NK}$): -8°C

- Verdampfungstemperatur in Tiefkühl-Verdichterstufe ($t_{o,TK}$): -28°C
- Kälteleistung der Normalkühl-Verdichterstufe ($Q_{o,NK}$): 60 kW
- Kälteleistung der Tiefkühl-Verdichterstufe ($Q_{o,TK}$): 15 kW
- Mitteldruck, absolut (p_{MP}): 37 bar

Zunächst wird in der BITZER SOFTWARE unter R744-Booster eine Anlage ohne Ejektor mit einer Standard-Überhitzung berechnet, siehe folgende Abbildung:

3 4MTE-7K

Operating point

Evaporating SST: °C °C

Evaporator superheat: K K

Suction line superheat: K K K

High pressure

Gas cooler outlet: °C

Intermed. pressure: bar(a) °C

Additional Configuration

Air Conditioning kW

IHX Flashg. - Gas c. K

Desuperheater °C

IHX Low temperature stage K

Power supply

Power frequency: Hz

Power voltage: V

Heat recovery

Heat exchanger: 1 2 3

Fluid inlet	<input type="text" value="20.00"/>	<input type="text" value="40.0"/>	<input type="text" value="60.0"/>	°C
Fluid outlet	<input type="text" value="40.0"/>	<input type="text" value="60.0"/>	<input type="text" value="80.0"/>	°C
Heating capacity	<input type="text" value="10.00"/>	<input type="text" value="10.00"/>	<input type="text" value="10.00"/>	kW
Spec. heat cap.	<input type="text" value="4.186"/>	<input type="text" value="4.186"/>	<input type="text" value="4.186"/>	kJ/(kg·K)
Min. pinch point	<input type="text" value="2.00"/>	<input type="text" value="2.00"/>	<input type="text" value="2.00"/>	K

COP/EER Evaporator: 1.84

Compressor	LT-Stage	2KSL-1K	2JSL-2K
Frequency compressor	--	70.0 Hz	--
Evaporator capacity	15.07 kW	7.94 kW	7.13 kW
Ratio	--	52.7 %	47.3 %
Power input	2.93 kW	1.56 kW	1.37 kW
Current	6.16 A	2.86 A	3.30 A
Voltage range	--	380-420V	380-420V
Mass flow	219 kg/h	115.4 kg/h	103.6 kg/h
Total superheat	19.90 K	19.90 K	19.90 K
Discharge gas temp. w/o cooling	52.5 °C	52.9 °C	52.0 °C

Compressor	M T-Stage	4M TE-10K	4M TE-7K	4M TE-7K
Frequency compressor	--	70.0 Hz	--	--
Evaporator capacity	60.0 kW	25.2 kW	17.40 kW	17.40 kW
Ratio	--	42.0 %	29.0 %	29.0 %
Gas cooler capacity	118.7 kW	30.6 kW	21.2 kW	21.2 kW
Power input	25.8 kW	10.92 kW	7.42 kW	7.42 kW
Current	44.3 A	18.65 A	12.82 A	12.82 A
Voltage range	--	380-420V	380-420V	380-420V
Mass flow	1132 kg/h	475 kg/h	329 kg/h	329 kg/h
Total superheat	14.90 K	14.90 K	14.90 K	14.90 K
Discharge gas temp. w/o cooling	116.7 °C	117.3 °C	116.2 °C	116.2 °C
optimal high pressure	86.4 bar(a)	--	--	--

Compressor	Parallel-Stage	4KTE-12K
Frequency compressor	--	55.0 Hz
Ratio	--	100.0 %
Power input	12.16 kW	12.16 kW
Current	20.4 A	20.4 A
Voltage range	--	380-420V
Mass flow	811 kg/h	811 kg/h
Total superheat	15.00 K	15.00 K
Discharge gas temp. w/o cooling	95.2 °C	95.2 °C

Am Gaskühleraustritt liegt ein **Treibmassenstrom** von 1132 kg/h (NK) + 811 kg/h (Parallel) = **1943** vor. Der Druckhub, den der Ejektor von Normalkühl- auf Mitteldruckniveau leisten muss beträgt 9 bar (siehe Abbildung unten). Auf Basis des Treibmassenstroms (Massenstrom der Normalkühl- und Parallel-Verdichter) von 1943 kg/h, des Hochdrucks und des Druckhubs können ein Ejektor oder mehrere Ejektoren ausgewählt werden.

Es sind **zwei HDV-E16 Ejektoren** für diesen Auslegungsfall geeignet um den Treibmassenstrom vollständig zu nutzen. Hierbei arbeiten beide Ejektoren bei 100% Öffnungsgrad. Die Ejektoren sollten so ausgelegt und geregelt werden, dass der Betriebspunkt möglichst nahe an 100% Öffnungsgrad liegt. Einzelne Ejektoren können deaktiviert werden um die noch aktivierten Ejektoren in Teillast stärker auszulasten. Dies muss spätestens dann geschehen, wenn deren Öffnungsgrad unter 30% fällt, da darunter kein nennenswerter Massenstrom mehr angesaugt und verdichtet werden kann. Der Ejektor würde dann nur noch als reines Expansionsorgan mit isenthalper Drosselung arbeiten.

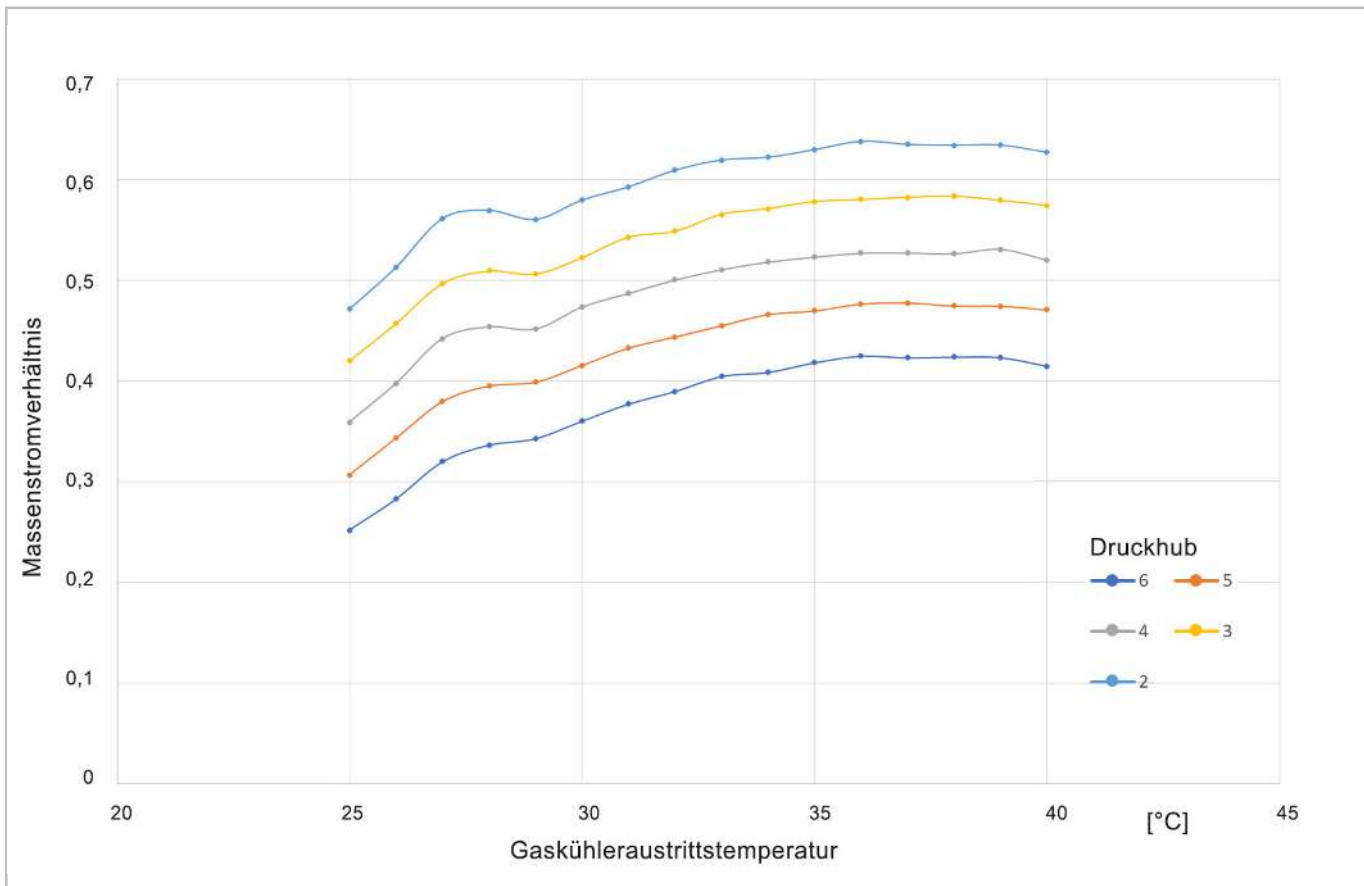



Abb. 28: Mitreißrate Ejektor HDV-E16 als Funktion der Gaskühleraustrittstemperatur für ausgewählte Druckhübe

Die beiden Ejektoren, die vom BITZER Berechnungstool vorgeschlagen werden, haben bei einem **Hochdruck von 86,4 bar** und bei einem **Druckhub von 9 bar** ein **Massenstromverhältnis von 0,29**. Der insgesamt angesaugte und auf **Mitteldruck** geförderte Massenstrom beträgt **560 kg/h (2x 280 kg/h)**.

Preliminary Ejector selection 

Input:

Gascooler outlet temperature:	35 °C
High pressure (Ejector HP inlet):	86,4 bar(a)
Suction pressure (Ejector LP inlet):	28 bar(a)
Interpressure (Ejector outlet):	37 bar(a)
Motive mass flow:	976 kg/h

Output:

Recommended Ejector type:	HDV-E16
Utilization:	100 %
Mass entrainment ratio:	0,29
Suction mass flow	280 kg/h

Diese Ergebnisse fließen nun in die weiteren Schritte der Auslegung mit ein. Die **Normalkühl-Verdichter werden um den Betrag 560 kg/h entlastet** und die Parallel-Verdichter entsprechend belastet. Da die

BITZER SOFTWARE die Parallel-Verdichter immer ideal auf die Massenströme der NK- und TK-Verdichter anpasst, muss die von dem Ejektor zusätzlich eingebrachte Lastverschiebung als "Klimalast" angegeben werden (in diesem Fall ca. 37 kW). Dadurch erhöht sich der geförderte Massenstrom der Parallel-Verdichter um 560 kg/h.

Die neuen Bedingungen lauten:

- Normalkühl-Verdichter: 572 kg/h
- Parallel-Verdichter: 1371 kg/h
- Davon Klimalast für Ejektor-Simulation: ca. 37 kW (entspricht dem Massenstrom von 560 kg/h)

Durch die Verschiebung der Massenströme hat sich die Verdichterauswahl erheblich verändert (siehe folgende Abbildung). Der ursprünglich in der Normalkühl-Verdichterstufe eingesetzte Verdichter 4MTE-10K, erscheint nun in der Parallel-Verdichterstufe.

Beachtet werden muss aber, dass sich durch das Wegfallen des Massenstroms aus dem Verdampfer, am Mischpunkt mit dem Druckgas der Tiefkühl-Verdichterstufe, die Mischtemperatur und damit die Sauggastemperatur stark erhöht hat. Dies hat einen starken Anstieg der Druckgastemperatur zur Folge und muss im Extremfall beachtet werden. Eine zusätzliche Sauggaskühlung kann notwendig werden!

Operating point			
Evaporating SST	-28 °C	-8 °C	
Evaporator superheat	5 K	5 K	
Suction line superheat	5 K	5 K	5 K
<input type="checkbox"/> High pressure		Auto	
Gas cooler outlet		35 °C	
Intermed. pressure		37 bar(a)	2.30 °C
Additional Configuration			
<input checked="" type="checkbox"/> Air Conditioning			37 kW
<input checked="" type="checkbox"/> IHX Flashg. - Gas c.			10 K
<input checked="" type="checkbox"/> Desuperheater	30 °C		
<input checked="" type="checkbox"/> IHX Low temperature stage	10 K		
Power supply			
Power frequency	50Hz		
Power voltage	400V		
Heat recovery			
Heat exchanger	<input type="checkbox"/> 1	<input type="checkbox"/> 2	<input type="checkbox"/> 3
Fluid inlet	20.00	40.0	60.0 °C
Fluid outlet	40.0	60.0	80.0 °C
Heating capacity	10.00	10.00	10.00 kW
Spec. heat cap.	4.186	4.186	4.186 kJ/(kg*K)
Min. pinch point	2.00	2.00	2.00 K
28/10/2021 11:03:42			

COP/EER Evaporator: 2.01			
Compressor	LT-Stage	2KSL-1K	2JSL-2K
Frequency compressor	--	70.0 Hz	--
Evaporator capacity	15.07 kW	7.94 kW	7.13 kW
Ratio	--	52.7 %	47.3 %
Power input	2.93 kW	1.56 kW	1.37 kW
Current	6.16 A	2.86 A	3.30 A
Voltage range	--	380-420V	380-420V
Mass flow	219 kg/h	115.4 kg/h	103.6 kg/h
Total superheat	19.90 K	19.90 K	19.90 K
Discharge gas temp. w/o cooling	52.5 °C	52.9 °C	52.0 °C
Compressor	M T-Stage	4M TE-10K	4M TE-7K
Frequency compressor	--	42.0 Hz	--
Evaporator capacity	23.3 kW	10.44 kW	12.86 kW
Ratio	--	44.8 %	55.2 %
Gas cooler capacity	115.7 kW	17.38 kW	21.4 kW
Power input	13.84 kW	6.42 kW	7.42 kW
Current	26.4 A	13.60 A	12.82 A
Voltage range	--	380-420V	380-420V
Mass flow	574 kg/h	257 kg/h	317 kg/h
Total superheat	20.00 K	20.00 K	20.00 K
Discharge gas temp. w/o cooling	125.4 °C	127.8 °C	123.5 °C
optimal high pressure	86.4 bar(a)	--	--
Compressor	Parallel-Stage	4KTE-12K	4M TE-10K
Frequency compressor	--	59.0 Hz	--
Evaporator capacity	37.0 kW	--	--
Ratio	--	64.5 %	35.5 %
Power input	20.6 kW	13.08 kW	7.56 kW
Current	35.2 A	21.8 A	13.41 A
Voltage range	--	380-420V	380-420V
Mass flow	1360 kg/h	877 kg/h	483 kg/h
Total superheat	15.00 K	15.00 K	15.00 K
Discharge gas temp. w/o cooling	95.7 °C	95.0 °C	96.9 °C

Die in der neuen Auswahl dargestellte Kälteleistung der Verdichterstufen hat keine Bedeutung. Es wurde lediglich die Verdichterauswahl den neuen Massenstromverhältnissen angepasst um die Verdichtergrößen und Leistungsaufnahmen zu bestimmen. Damit lässt sich mit der ursprünglich berechneten Kälteleistung und der neuen Leistungsaufnahme durch den Einsatz des Ejektors folgender COP berechnen:

COP

Der Gesamt-COP der Parallel-Anlage liegt bei:

$$Q_o / P_e = (15,07 \text{ kW} + 60 \text{ kW}) / (2,93 \text{ kW} + 25,8 \text{ kW} + 12,16 \text{ kW}) = 1,84$$

Der Gesamt-COP der Parallel + Ejektor-Anlage liegt bei:

$$Q_o / P_e = (15,07 \text{ kW} + 60 \text{ kW}) / (2,93 \text{ kW} + 13,84 \text{ kW} + 20,6 \text{ kW}) = 2,01$$

6.8 Regelung

- Regelbare Ejektoren (z. B. HDV-E30) haben einen bipolaren Stellmotor, durch den die Stellung eines Drosselorgans und damit die Querschnittsfläche der Düse im Ejektor verändert werden kann.
- Zur Regelung des Ventils braucht es:
 - ein analoges Stellsignal (0..10 V) vom übergeordneten Regler (Hersteller unabhängig)
 - das Steuergerät SVD1A1
 - die Ansteuerung des bipolaren Stellmotors (geschieht über das Steuergerät)

Das Steuergerät SVD1A1

Kabel nur mit Dichtung am Ejektor anschließen (im Lieferumfang enthalten). Anzugsmoment für den Stecker: 0,5 Nm.

Bei allen Arbeiten an der Anlagenelektrik: Die Schutzziele der EU-Niederspannungsrichtlinie , EN60204-1, die Sicherheitsnormenreihe IEC60364 und nationale Schutzbestimmungen berücksichtigen.



HINWEIS

Fehlfunktionen durch elektromagnetische Störungen!
 Beim Anschluss von Ejektoren mit einer Kabellänge > 5m, geschirmte Anschlussleitung verwenden.
 Den Schirm an Klemme 35 anschließen, die Erdung an Klemme 34 .



Information

Das SVD1A1 ist inaktiv, wenn die Kombination 0/0 an den Drehschaltern eingestellt ist!

Einstellung von Ejektorgruppe und Ejektortyp:

- An den Drehschaltern des Steuergeräts die Ejektorgruppe "8" (linker Drehschalter) und den Ejektortyp "0" oder "1" ((rechter Drehschalter) einstellen (siehe Abbildung unten).

Ejektorgruppe "8"	HDV-E23/HDV-E30
Typ "0"	100% des Kv-Wertes bei Einzelbetrieb
Typ "1"	100% des Kv-Wertes bei Kaskadenbetrieb

Tab. 3: Einstellungen am Steuergerät SVD1A1

Kabellängen und Querschnitte:

- < 5 m -> 0,5 mm²
- 5-30 m -> 0,5 mm² geschirmt
- 30-50 m -> 0,75 mm² geschirmt

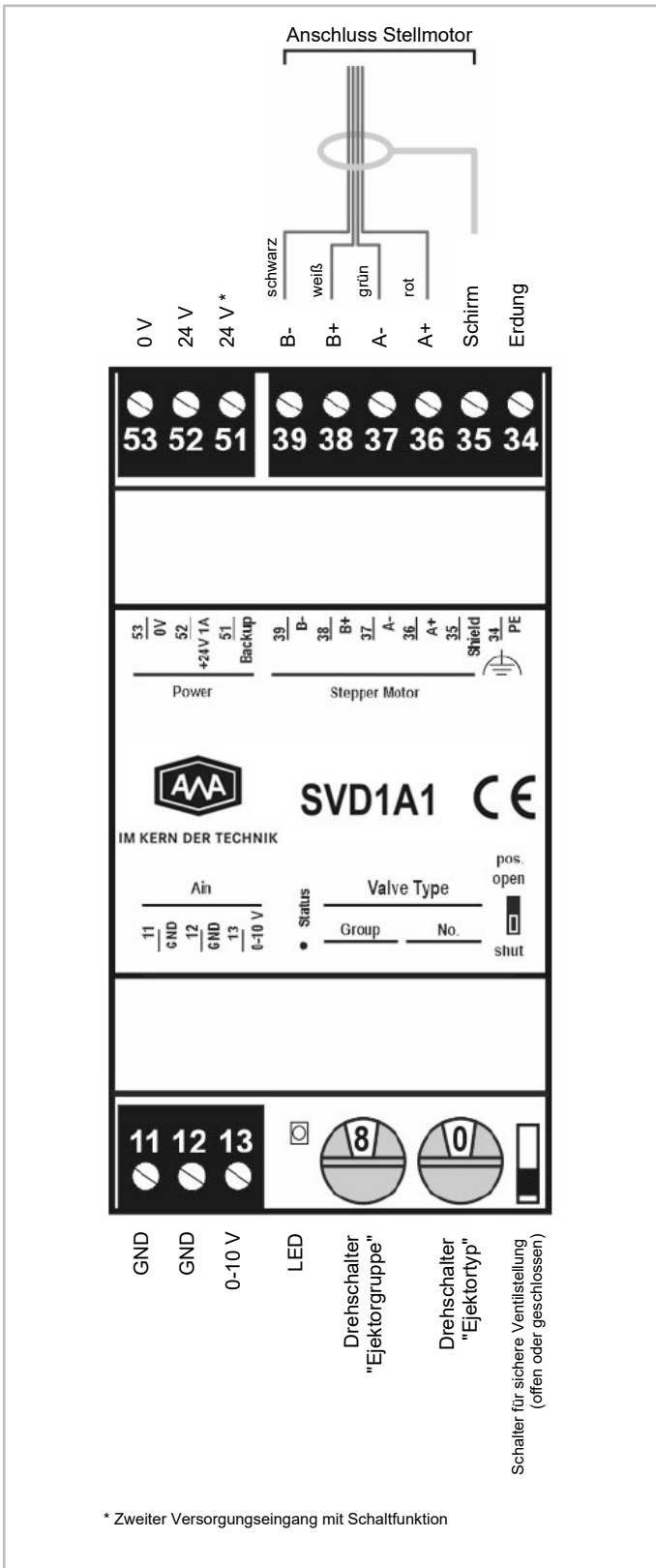


Abb. 29: Steuergerät SVD1A1

Einstellungen für Notbetrieb / bei Unterbrechung der Spannungsversorgung:

- Die Ejektorstellung (offen oder geschlossen) wird direkt am Schalter für die sichere Ventilstellung (Safe pos.) des SVD1A1 voreingestellt (siehe Abbildung oben, Schalter rechts neben den Drehschaltern).
- Das SVD1A1 hat für den Fall eines Notbetriebs / bei Unterbrechung der Spannungsversorgung eine integrierte Notschließfunktion.

Regelkennlinie

Bei den in dieser Technischen Information beschriebenen Anwendungen regelt der Ejektor den optimalen Hochdruck über eine Regelkennlinie (abhängig vom Hersteller des übergeordneten Reglers). Für die Regelung wird der gemessene Hochdruck, mit dem angestrebten Soll-Hochdruck, für die ebenfalls gemessene Temperatur am Gaskühleraustritt, mit der Regelkennlinie verglichen.

- In Abhängigkeit der Regelabweichung zwischen dem gemessenen Hochdruck und dem Soll-Hochdruck, erfolgt die Ausgabe eines analogen Stellsignals durch den übergeordneten Regler. Über das Steuergerät wird der bipolare Stellmotor und dadurch dann die Querschnittsfläche der Düse verändert.
- Durch die Regelung der Querschnittsfläche der Düse und somit des Hochdrucks wird das Massenstromverhältnis (Entrainment) beeinflusst. Beim Einsatz des Ejektors als Low-Lift- / Flüssigkeits-Ejektor muss diese Abhängigkeit bei der Planung und Auslegung der Anlage berücksichtigt werden.
- Der Druckhub darf nur so hoch gewählt werden, dass es auch bei geringem Hochdruck und Treibmassenstrom zu keinem Strömungsabriss (Stall-Effekt) im Ejektor kommt.
- Bei einigen Ejektor-Anwendungen kann zwischen verschiedenen Betriebszuständen unterschieden werden, z. B. mit offener oder geschlossener Saugleitung für den Ejektor.
- Ein Kriterium für die Aktivierung der verschiedenen Betriebszustände ist die Gaskühleraustrittstemperatur, bzw. die Eintrittstemperatur des Treibmassenstroms in den Ejektor. Allerdings gibt die Gaskühleraustrittstemperatur alleine keinen Aufschluss über die Lastanforderung an den Kühlstellen.
- Je nach Hersteller und Typ des übergeordneten Reglers, werden weitere Kriterien berücksichtigt, z. B. Öffnungsgrad des Flash-Gas-Bypass-Ventils, Öffnungsgrad Hochdruckregelventil, Betriebsrückmeldung der Verdichter, Überhitzung und Alarmlmeldungen.

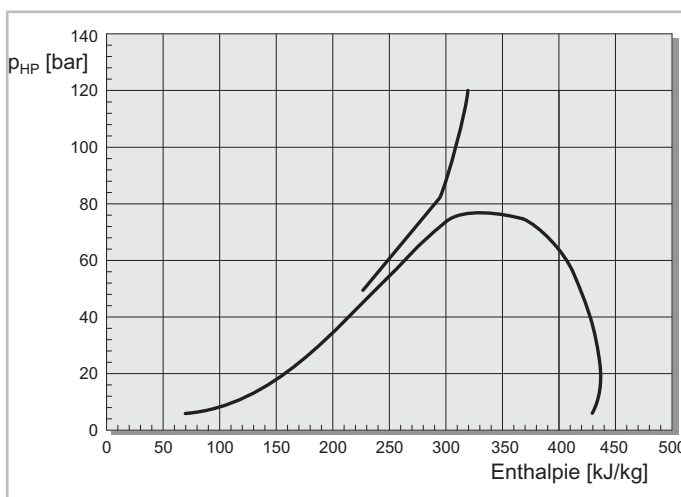


Abb. 30: Ejektor-Regelkennlinie im p,h-Diagramm

6.9 Dokument als PDF

Dokument als PDF öffnen

Dokumente hierzu

[AT-744-1.pdf \(Resources/pdf/522229387.pdf\)](#)

7 Druck- und Sattdampftemperaturtabelle für R744

Sattdampftemperatur t_{sat} (°C)	Absolutdruck p (bar)
31,06** ①	73,84
31	73,74
30	72,05
29	70,42
28	68,82
27	67,27
26	65,74
25	64,25
24	62,79
23	61,36
22	59,95
21	58,57
20	57,22
19	55,89
18	54,58
17	53,30
16	52,05
15	50,81
14	49,60
13	48,41
12	47,24
11	46,10
10	44,57
9	43,87
8	42,78
7	41,70
6	40,67
5	39,65
4	38,64
3	37,66
2	36,69
1	35,74
0	34,81
-1	33,90
-2	33,00
-3	32,12
-4	31,26
-5	30,42
-6	29,59
-7	28,78
-8	27,99

Sattdampftemperatur t_{sat} (°C)	Absolutdruck p (bar)
-9	27,21
-10	26,45
-11	25,71
-12	24,98
-13	24,26
-14	23,56
-15	22,88
-16	22,21
-17	21,55
-18	20,91
-19	20,28
-20	19,67
-21	19,07
-22	18,49
-23	17,91
-24	17,35
-25	16,81
-26	16,27
-27	15,75
-28	15,25
-29	14,75
-30	14,26
-31	13,79
-32	13,33
-33	12,88
-34	12,44
-35	12,02
-36	11,60
-37	11,19
-38	10,80
-39	10,42
-40	10,04
-41	9,68
-42	9,32
-43	8,98
-44	8,64
-45	8,32
-46	8,00
-47	7,70
-48	7,40
-49	7,11
-50	6,83
-51	6,55

Sattdampftemperatur t_{sat} (°C)	Absolutdruck p (bar)
-52	6,29
-53	6,03
-54	5,78
-55	5,54
-56	5,31

① Kritischer Punkt

8 Checklisten für die Inbetriebnahme

Dokumente hierzu

AT-744 Checklist Booster Systems.pdf (Resources/pdf/9007199967855371__de.pdf)

9 Dokument als PDF

[Dokument als PDF öffnen](#)

Dokumente hierzu

AT-744-2.pdf (Resources/pdf/9007199972815883.pdf)

Table of contents

1	Introduction	71
2	Properties of R744 – general system and design criteria	71
3	Safety.....	76
3.1	General safety references.....	77
3.2	Measures in case of unintentional emission of R744.....	77
3.3	Pressure relief valves to atmosphere on compressor.....	78
3.4	Safety devices of the system in accordance with EN378.....	78
3.5	Maximum allowable pressure of the compressor housing.....	79
3.6	Compressor with line start permanent magnet motor (LSPM).....	79
4	Transcritical applications	80
4.1	System designs.....	80
4.1.1	Gustav Lorentzen process (single stage system).....	80
4.1.2	Booster system for medium and low temperature application with flash gas bypass.....	82
4.1.3	Booster system for medium and low temperature application with parallel compression.....	85
4.1.4	System components	88
4.2	Parameters and recommendations for optimal system efficiency and operational safety	89
4.3	Recommendations for existing systems.....	92
4.3.1	Troubleshooting	93
4.4	Oil management.....	94
4.4.1	Oil charge for BITZER compressors	96
4.5	Commissioning.....	96
4.5.1	Refrigerant requirements and filling process	97
4.5.2	Commissioning booster systems for medium and low temperature applications	98
4.5.3	Notes on commissioning for other system designs.....	101
4.6	System design in the BITZER SOFTWARE.....	103
5	Capacity control	105
5.1	CRII Mechanical capacity control for transcritical compressors.....	105
5.2	Capacity control with frequency inverter	105
6	BITZER refrigerant ejectors.....	108
6.1	Safety.....	108
6.1.1	General safety instructions	109
6.1.2	Mind with the refrigerant R744.....	110
6.1.3	Also observe the following technical documents	110
6.2	Introduction	110
6.3	Operating principle.....	110
6.3.1	Ejector in low lift applications.....	112
6.3.2	Ejector in high lift applications.....	113
6.4	Characteristic values.....	114
6.5	Installation in the system.....	116
6.6	System designs.....	117
6.6.1	System design A standard ejector system.....	118

6.6.2	System design B with ejector, parallel compression and mechanical high-pressure control valve for emergency operation	120
6.7	Design criteria and selection	123
6.7.1	Design example of an ejector in a low lift application	123
6.7.2	Design example of an ejector in a high lift application	125
6.8	Control.....	129
6.9	Document as PDF	131
7	Pressure and saturated vapour temperature table for R744.....	132
8	Checklists for commissioning	134
9	Document as PDF.....	134

1 Introduction

This guide describes the use of BITZER refrigerant ejectors in R744 systems and contains information and advice on transcritical applications and capacity control.

It is constantly developed and will in future cover the basics and special features of CO₂ applications for commercial and industrial refrigeration as well as heat pumps. As the individual topics are added successively, this guide does not claim to be complete at the moment.

Several information and notes in this technical information, such as compressor design, application limits and oil types used, refer to BITZER products, and cannot always be completely generalized.

2 Properties of R744 – general system and design criteria

Carbon dioxide – CO₂ – is a natural component of the air we breathe. The average concentration in the atmosphere is 400–420 ppm. Used as a refrigerant, carbon dioxide carries the ISO817/ASHRAE34 nomenclature **R744**.

Chemical properties:

R744 is highly soluble in water. At a temperature of 15°C and a pressure of 1 bar, 1 dm³ of water dissolves 1 dm³ of R744. When dissolved in water, it is called carbonic acid. As a gas, it is chemically and thermally stable enough for use as a refrigerant.

Physical properties:

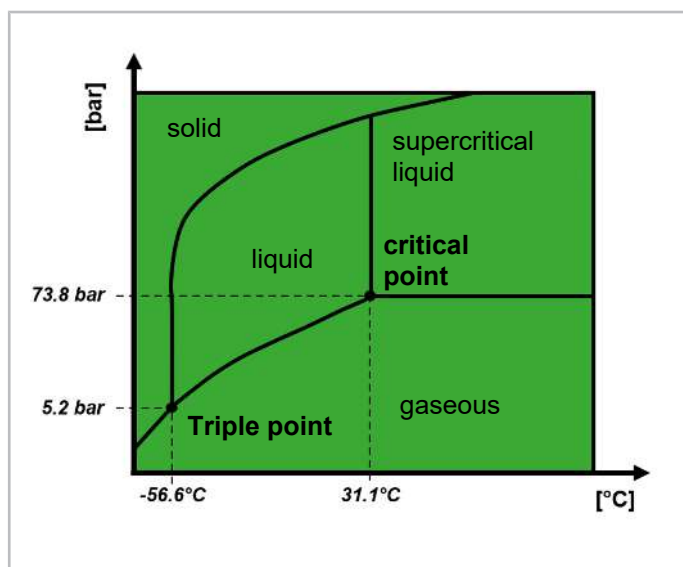
R744 is an odourless and colourless gas. The CO₂ molecule is not polar. R744 is non-toxic and non-flammable.

Molar mass	44.01 kg/kmol	Unit
Critical point	73.77 bar	bar
	+30.98°C	°C
Triple point	5,20	bar
	-56,60	°C
Sublimation point	0,98	bar
	-78,90	°C

Saturation temperature	-10°C	0°C	20°C	Unit
Saturation pressure	26,49	34,85	57,29	bar
Liquid density	982,93	927,43	773,39	kg/ m ³
Saturated vapor density	71,18	97,65	194,20	kg/ m ³
Volumetric refrigerating capacity	18409,45	22546,12	29518,04	kg/ m ³
Isentropic exponent	1,26	1,26	1,30	
Specific heat capacity, vapor c _p	1,51	1,86	4,56	kJ/ kg K
Specific heat capacity, vapor c _v	0,81	0,87	1,07	kJ/ kg K

Saturation temperature	-10°C	0°C	20°C	Unit
Heat conductivity, boiling curve	0,12	0,11	0,09	W/m K
Heat conductivity, condensation curve	0,02	0,02	0,04	W/m K

Phase diagram and phase transition for R744:



solid -> liquid	Melting
liquid -> solid	Freezing
liquid -> gaseous	Evaporation
gaseous -> liquid	Condensing
solid -> gaseous	Sublimation
gaseous -> solid	Resublimation

Safety-relevant properties:

- According to EN378-1, R744 is a refrigerant in safety class A1, i.e. toxicity class A "non-toxic" and flammability class 1 "non-flammable".
- R744 has a suffocating effect in higher concentrations. Higher concentrations of R744 in the air we breathe reduce the absorption of atmospheric oxygen in the lungs.
- Due to its high density, R744 displaces atmospheric oxygen in enclosed spaces or near the ground.
- R744 is odourless and colourless, not directly perceptible in case of emission.

Workplace exposure limits (WELs):	5000 ppm/volumetric
Short-term exposure limit:	10000 ppm/volumetric
Immediate Danger to Life or Health (IDLH):	50000 ppm/volumetric

Thermodynamic properties:

- The specific volume of the liquid phase of R744 increases with rising temperature, more so than with other common refrigerants.
- In closed-off areas of a system, this property can lead to a safety-relevant increase in pressure as soon as there is no more space/free volume available for the expansion of the liquid.

The following figure shows the pressure increase in an R744 refrigerant cylinder with increasing temperature for two filling ratios. At a temperature of 20°C, the saturation pressure is 57 bar (readable from the green boiling point curve). At 22.2°C, the cylinder is completely charged with a filling ratio of 0.75 kg/l. A further increase in temperature leads to an increase in pressure along the yellow function (isochoric change of state). R744 refrigerant cylinders are designed for a maximum pressure of 180 bar. This pressure is reached at a temperature of 50°C!

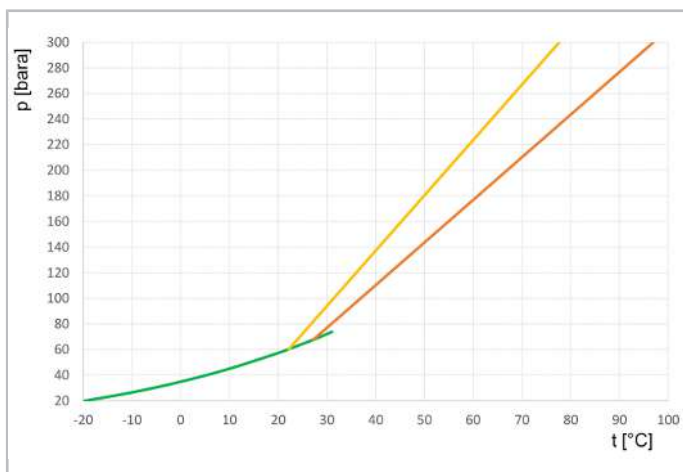


Fig. 1: Pressure in R744 refrigerant cylinders at rising temperature for two filling ratios

Green	Saturated liquid (boiling curve)
Yellow	Filling ratio 0.75 kg/l: 100% at 22.2°C = 59.3 bar
Red	Filling ratio 0.67 kg/l: 100% at 27°C = 65.5 bar

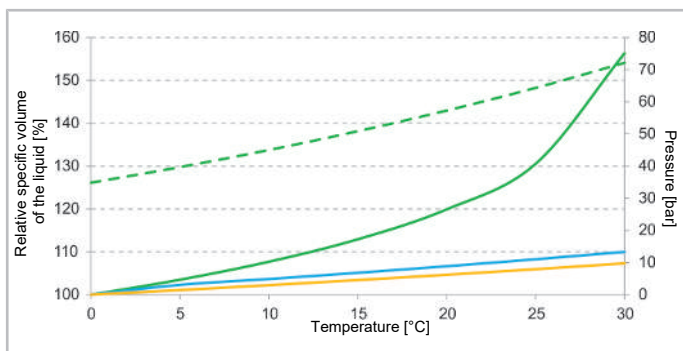


Fig. 2: Relative specific volume of the liquid and saturation pressure as a function of temperature

Green	Specific volume of the liquid R744	Green dashed	Saturation pressure of R744
Yellow	Specific volume of the liquid R717	Blue	Specific volume of the liquid R134a

Due to the low critical temperature of the refrigerant R744, heat dissipation occurs at high heat sink temperatures in the supercritical range, i.e. above the critical point. Heat absorption in the evaporators, on the other hand, continues to take place in the subcritical range. The fact that the process takes place both below and above the critical point means that the process is referred to as a transcritical process (see following figure).

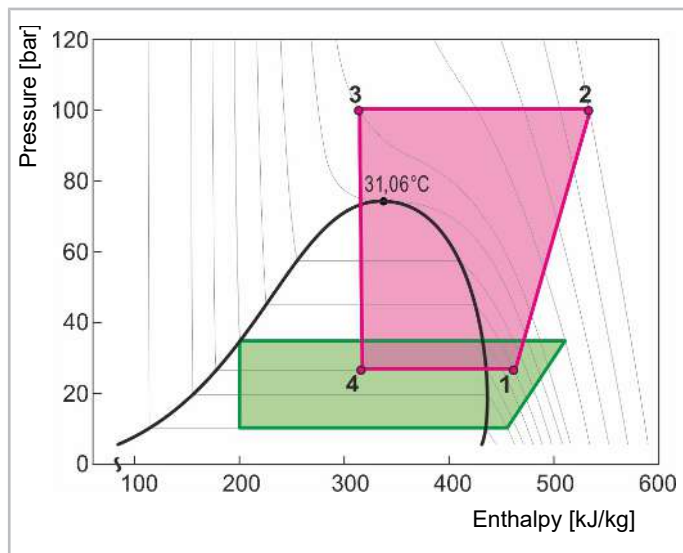


Fig. 3: Basic process: Single stage compression and expansion

Green	Subcritical process
Red	Transcritical process
2-3	Gas cooling supercritical, only sensible heat change
4-1	Subcritical heat absorption in the evaporator, latent and sensible heat change

Because pressure and temperature above the critical point are independent of each other (only sensible heat change), the efficiency, or Coefficient of Performance (COP), for a constant gas cooler outlet temperature is a function of pressure (see following figure).

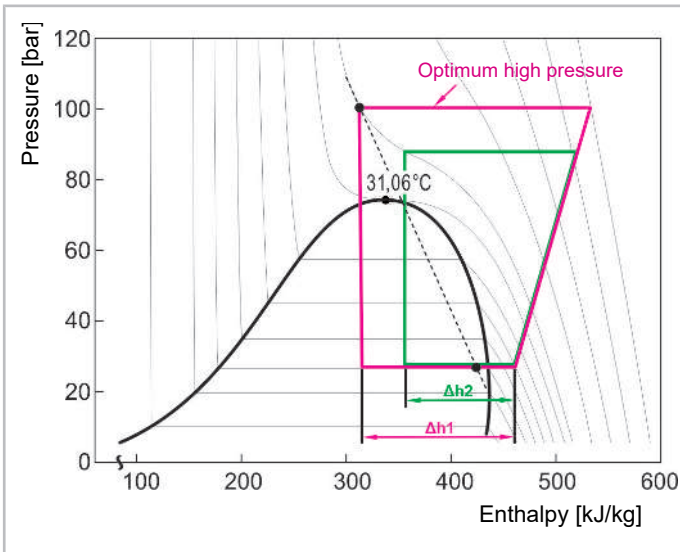


Fig. 4: Transcritical process: Optimum high pressure

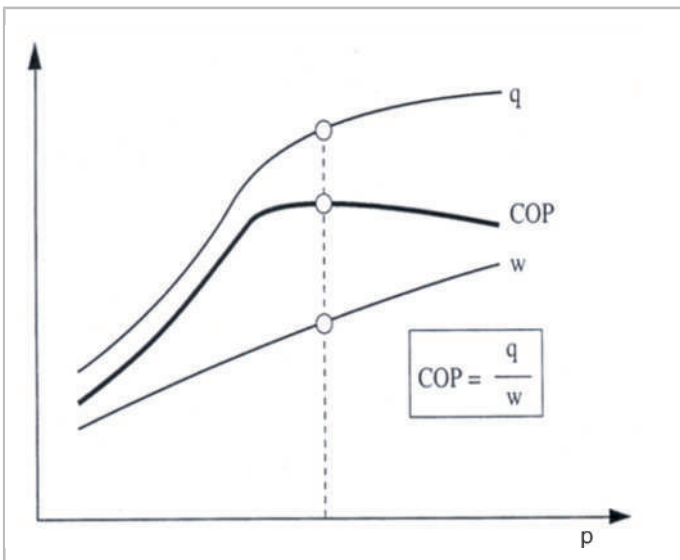


Fig. 5: Qualitative progression of the specific refrigerating capacity q , the specific power consumption w , and coefficient of performance COP above the high pressure for a constant gas cooler outlet temperature. Source: Sintef-NTNU

3 Safety

Authorized staff

All work done on the products and the systems in which they are or will be installed may only be performed by qualified and authorised staff who have been trained and instructed in all work. The qualification and competence of the qualified staff must correspond to the local regulations and guidelines.

Residual risks

The products, electronic accessories and further system components may present unavoidable residual risks. Therefore, any person working on it must carefully read this document! The following are mandatory:

- relevant safety regulations and standards
- generally accepted safety rules
- EU directives
- national regulations and safety standards

Depending on the country, different standards are applied when installing the product, for example: EN378, EN60204, EN60335, EN ISO14120, ISO5149, IEC60204, IEC60335, ASHRAE 15, NEC, UL standards.

Personal protective equipment

When working on systems and their components: Wear protective work shoes, protective clothing and safety goggles. In addition, wear cold-protective gloves when working on the open refrigeration circuit and on components that may contain refrigerant.



Fig. 6: Wear personal protective equipment!

Safety references

Safety references are instructions intended to prevent hazards. They must be stringently observed!



NOTICE

Safety reference to avoid situations which may result in damage to a device or its equipment.



CAUTION

Safety reference to avoid a potentially hazardous situation which may result in minor or moderate injury.



WARNING

Safety reference to avoid a potentially hazardous situation which could result in death or serious injury.



DANGER

Safety reference to avoid an imminently hazardous situation which may result in death or serious injury.

In addition to the safety references listed in this document, it is essential to observe the references and residual risks in the respective operating instructions!

3.1 General safety references



DANGER

R744 is an odourless and colourless gas and cannot be perceived directly in case of emission!
 Lost of consciousness and danger of suffocation by inhaling higher concentrations!
 Avoid R744 emission and uncontrolled deflating, particularly in closed rooms!
 Aerate closed machine rooms!
 Make sure that the safety regulations in accordance with EN378 are complied with!



DANGER

Observe the high pressure levels of the refrigerant R744!
 At standstill the pressure in the system will rise and there is a risk of bursting!
 Install pressure relief valves on the compressor and on the suction and high-pressure sides in system sections that are lockable from both sides.
 Requirements and design according to EN378-2 and EN13136.

Critical temperature 30,98°C corresponds to 73.77 bar (*see chapter Pressure and saturated vapour temperature table for R744, page 132*) or see BITZER RefRuler App.



DANGER

Liquid R744 evaporates quickly, cools down at the same time and forms dry ice!
 Danger of cold burns and frost bites!



Avoid uncontrolled deflating of R744!
 When filling the system with R744, wear gloves and goggles!



NOTICE

Risk of insufficient lubrication due to high R744 solubility in the oil.
 Operation at low pressure ratios and low suction gas superheat results in low discharge gas and oil temperature.
 Continuous operation with frequencies > 60 Hz intensifies this effect and should therefore be avoided.
 If necessary, consult with BITZER.



NOTICE

Oil foam formation and therefore insufficient lubrication!
 Avoid strong pressure reduction in the crankcase during the compressor start and during operation!

3.2 Measures in case of unintentional emission of R744



DANGER

R744 is an odourless and colourless gas and cannot be perceived directly in case of emission!
 Lost of consciousness and danger of suffocation by inhaling higher concentrations!
 Avoid R744 emission and uncontrolled deflating, particularly in closed rooms!
 Aerate closed machine rooms!
 Make sure that the safety regulations in accordance with EN378 are complied with!

If uncontrolled emission of R744 occurs, take the following measures:

- ▶ Leave the room immediately, warn people, ensure sufficient ventilation.
- ▶ Only enter the area with self-contained breathing apparatus if the atmosphere has not been proven to be non-hazardousness.
- ▶ Stay outdoors on the side facing the wind. Close off the area.
- ▶ Replace the pressure relief valves of the compressors after venting, as the opening pressure may be reduced/decreased after this kind of event.

- ▶ Check the system's pressure relief valves for tightness after venting and replace if necessary.

3.3 Pressure relief valves to atmosphere on compressor

BITZER compressors for R744 are equipped with pressure relief valves to the atmosphere on the low and/or on the high pressure side, depending on the compressor series (see table below).



Information

The pressure relief valves to atmosphere fitted to the compressor do not replace the system pressure relief valves required by EN378!

They only protect the compressor against impermissibly high pressures once it is shut off on both sides. Any modification to the compressor is the responsibility of the customer/contractor.

Compressor:

- Ensure that these pressure relief valves can vent freely.
- In the case of compressors for subcritical applications (2NSL– 4NSL), the pressure relief valve is mounted on the suction gas shut-off valve. When operating the compressor, open the suction gas shut-off valve completely (pressure relief valve is then inactive).
- Do not connect any pipes to the outlet of the pressure relief valves.

When performing work or measurements on the maintenance connection of the discharge gas shut-off valve:



NOTICE

Pressures of up to 160 bar can occur at the maintenance connection of the discharge gas shut-off valve! Standard components (e.g. pressure gauge bridges, hoses, etc.) can be damaged or destroyed.

Proceed carefully and only use components suitable for these high pressure levels!

Minimum opening pressure of the pressure relief valves to atmosphere

Compressor	Low pressure side in bar	High pressure side in bar
2MTE– 6CTE(U)	90 (*)	148
8FTE– 8CTE	80 (*)	140
2MME– 6PME	-	-
2NSL– 4NSL	30	-

(*) The pressure relief valve on the low pressure side is not part of the standard compressor design, but is available as an option.

3.4 Safety devices of the system in accordance with EN378

To protect the system against excess pressure, type-tested pressure relief devices must be installed. Which system sections are affected by this is determined by the requirements of EN378-2 and national legislation.

Generally speaking:

- Areas of the system that can be shut off from both sides must be secured against excess pressure, for example, because of the danger of trapped liquid!
- Lockable areas of the system that could be shut off, but cannot be shut off for operational reasons (according to EN378-2, e.g. secured shut-off valves, connection for pressure measurement) do not have to be protected against excess pressure.
- Always use type-tested pressure relief devices/pressure relief valves.
- When venting these pressure relief devices, it must be ensured that neither persons nor property are endangered by the released refrigerant.

- If possible, install the pressure relief devices on the outside wall.
- Design pressure relief device and venting lines in accordance with EN13136.
- All venting lines/pressure relief devices must be able to vent freely – be sure to protect them from blockages due to contamination and (dry) ice! In addition, it must be possible to perform a separate tightness test on these lines (e.g. for detecting a refrigerant leak).

3.5 Maximum allowable pressure of the compressor housing

See also name plate on the compressor.

Compressor	Low pressure side in bar	High pressure side in bar
from serial number: 16805187392 2MTE– 6CTE(U)	100	160
8FTE– 8CTE	80	150
2MME– 6PME	100	100
2NSL– 4NSL	30	53

3.6 Compressor with line start permanent magnet motor (LSPM)



WARNING

Strong magnetic field!

Keep magnetic and magnetizable objects away from compressor!



Persons with cardiac pacemakers, implanted heart defibrillators or metallic implants: maintain a clearance of at least 30 cm!



NOTICE

The PTC temperature sensor integrated in the stator as a standard protects the LSPM motor from overload when the temperature rises (e. g. in case of prolonged locked rotor conditions). It is recommended installing an additional overload protective device that reacts more quickly, since repeated locking conditions would damage the magnets.

4 Transcritical applications

Transcritical systems with R744 are the state of the art in commercial refrigeration. The systems are increasingly developing into complete integrated solutions with low and medium temperature applications, air conditioning and heating by means of heat recovery. In addition, measures are increasingly being taken to further improve efficiency while also reducing the cost of the systems. The optimal interaction, or the best possible control of the individual system components, forms the basis for year-round system efficiency, a long compressor lifetime and thus a high level of operational reliability.

The long-term, fault-free operation of a compressor can only be ensured if:

- The quality, design and suitability, as well as the perfect material condition and function of all components of the compressor are guaranteed.
- The permitted operating conditions are complied with.
- A control of the refrigerant mass flow is ensured which is not too dynamic.
- The oil supply/lubrication is ensured (pay attention to oil temperature and refrigerant concentration in the oil). This also includes a stable oil return from the system and a functioning oil management system (*see chapter Ölmanagement, page 94*), especially in compound systems with extended pipe works.
- Harmful foreign substances in the system, such as moisture, non condensable gas, dirt, chemical residue, metal oxides and swarf are minimised.

The following chapters provide information and instructions on how to classify system characteristics such as the quality of the control (control accuracy), the selected coverage of the minimum load, the type of desuperheating of the suction gas and the oil management – even in the case of conflicting requirements – and how to act accordingly.

4.1 System designs

The following sub-chapters list common system designs and describe important aspects of these.

The following applications are not listed in detail, as they always require individual coordination with BITZER:

- The use of the compressors 2MTE–8CTE, 4PTEU–6CTEU in systems with hot gas defrosting, systems with heat delivery to a chilled water network and in low-temperature applications.
- The use of the compressors with motor version 2 as parallel compressors.

4.1.1 Gustav Lorentzen process (single stage system)

- Single stage compression for a useful temperature level and single stage expansion for medium temperature applications. Without low-temperature compressor stage.
- Standard system design when using R744 in heat pumps.
- No overheating control at the outlet of the evaporator, but operation with flooded evaporator.
- A low-pressure separator must be installed in the suction gas line at the outlet of the evaporator.
- The oil return line must be connected to the bottom of this separator.
- The oil used must be BSG68K from BITZER (a polyalkylene glycol oil).
When this PAG oil is mixed with liquid R744, the oil sinks to a saturation temperature of -32°C at the bottom of the low-pressure separator, where it can be removed. At temperatures below -32°C , however, the oil floats and makes oil return more difficult, especially in defrost mode!
- A liquid suction line heat exchanger must be installed so that the minimal amount of liquid R744 contained in the oil, which enters the suction gas line via the oil return line, can be re-evaporated.

This system design is recommended for systems with one evaporator. If several evaporators are to be operated, other system designs are more suitable (*see see chapter Booster system for medium and low temperature application with flash gas bypass, page 82*).

The following system diagram is a simplified representation, without the recommended shut-off valve and other control mechanisms recommended above in the oil return line at the low-pressure separator downstream of the evaporator.

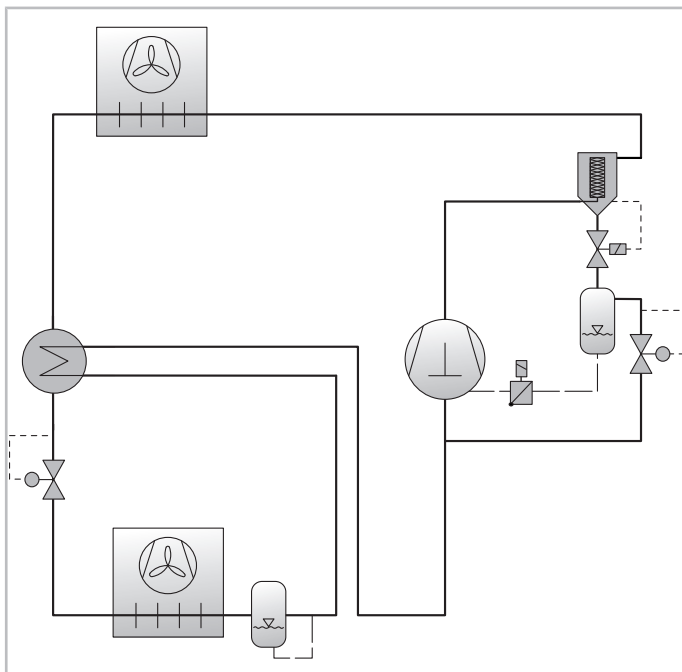


Fig. 7: System diagram Gustav Lorentzen Process (simplified representation)

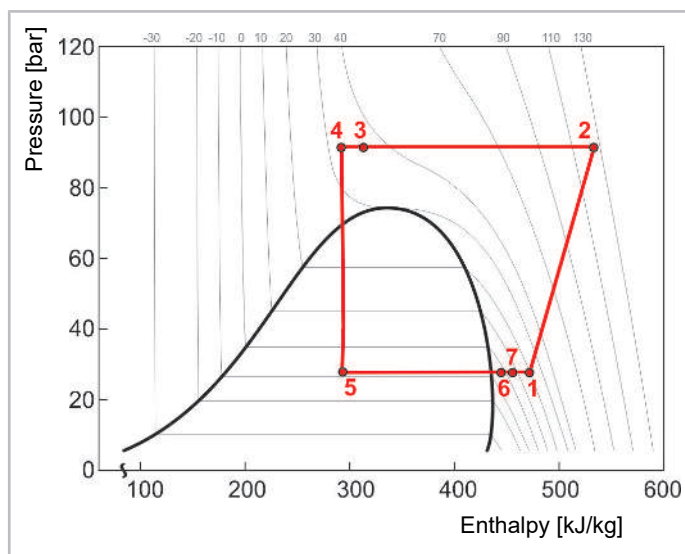


Fig. 8: Gustav Lorentzen process in the p-h-diagram

1	Compression
2-3	Gas cooling/condensation
3-4	Internal heat exchanger/subcooling
4-5	Expansion to evaporation temperature
5-6	Evaporation
6-7	Overheating in the suction gas line
7-1	Liquid suction line heat exchanger

4.1.2 Booster system for medium and low temperature application with flash gas bypass

In 2008, systems with "flash gas bypass (FGB)" also became standard R744 system designs due to their simple design.

- Systems with single stage compression, two-stage expansion and flash gas bypass for a useful temperature level e.g. medium temperature applications.
 - This system design provides for a separator in which liquid and gaseous R744 are separated from each other. This takes place at intermediate pressure and will be referred to in the description hereafter as an intermediate pressure vessel.
 - The pressure inside the intermediate pressure vessel is controlled by a flash gas bypass valve. The pressure level here is above the required evaporation pressure/above the suction pressure of the medium temperature compressors.
- However, the system is usually set up and used as a booster system for two different useful temperature levels, e.g. medium temperature application and low temperature application.

It is composed of, among other things:

- Two compressor stages (normal refrigeration and deep-freeze compressor stage)
 - with a common refrigerant and oil circuit
 - with two-stage expansion for each evaporator temperature level/evaporator pressure level
 - an intermediate pressure vessel and
 - a flash gas bypass.
- Two-stage compression is achieved by two single stage compressors connected in series.
 - The operation of this standard system cools with the help of dry evaporators ("direct expansion").
 - The refrigeration compressor stage in a booster system is a subcritical application.

Further features of a booster system with flash gas bypass

- After flowing through the gas cooler/condenser, the refrigerant is relaxed to intermediate pressure with the aid of a high-pressure control valve in the intermediate pressure vessel; gas and liquid phases are separated from each other:
 - The resulting flash gas is fed to the compressors of the medium temperature compressor stage via a flash gas bypass valve,
 - the liquid is led to the evaporators of the low and medium temperature application.
- This flash gas bypass can be used to lower the intermediate pressure to a defined set point (e.g. 35–40 bar). However, the mass flow from the intermediate pressure vessel to the evaporators is then also reduced. The increased available enthalpy difference during evaporation compensates for this.
- Unlike a simple refrigerating circuit or a cascade system, the temperature of the liquid refrigerant is higher than the saturation temperature on the high pressure side of the low temperature compressors. This means that less evaporation enthalpy is available to the evaporators, which must definitely be taken into account when selecting the compressors by means of a higher mass flow!
- Since the low temperature compressors feed the refrigerant directly into the suction header of the medium temperature compressor stage, the specific compression work is lower than in a cascade system due to the lower pressure ratio.

The suction gas temperature of a compressor of the medium temperature compressor stage results from the three mass flows – low temperature mass flow, medium temperature mass flow and mass flow of the flash gas – which all have different temperatures.

Important points in system planning and system design

In addition to operational safety and efficiency, the influence of different **load conditions** during operation is decisive in the planning and design of R744 booster systems.

- The most extreme load conditions ("worst case conditions") must always be calculated and taken into account, i.e.:
 - Both the full load conditions at maximum ambient temperatures over several hours (simultaneous operation/ simultaneity factor 0.8–0.85), as well as the
 - Operating conditions at minimum load at low ambient temperatures and within/outside opening hours ("shop open" and "shop closed").

Based on these calculations, it is possible to answer the following questions:

- Is the capacity control of the compressors optimally set? (*see chapter Capacity control, page 105*).
 - For example, can a high control accuracy (CF) (*see page 89*) be achieved with minimal changes in performance when connecting and disconnecting follow-up compressors?
 - Can stable operation be guaranteed without frequent start-up and shut-off of the compressor(s) at minimum load conditions?
- Are the suction gas and discharge gas temperatures within the application limit(s) of the compressor(s)?

In order to optimise the operating conditions and avoid critical operating conditions, additional components such as liquid suction line heat exchangers, discharge gas desuperheaters, an increased number of compressors, or auxiliary systems such as refrigerant injection may have to be considered.

- Critical operating conditions caused by unfavourable load conditions include:
 - A low load on the evaporators of the medium temperature compressor stage and a simultaneous high load on the evaporators of the low temperature compressor stage:
This leads to high suction gas temperatures in the medium temperature compressors and thus influences the engine cooling and discharge gas temperature and
 - The reverse case, i.e. a high load on the evaporators of the medium temperature compressor stage and a simultaneous low load on the evaporators of the low temperature compressor stage:
This leads to low suction gas temperatures with low oil sump temperatures and possible wet operation due to too much liquid content in the flash gas.

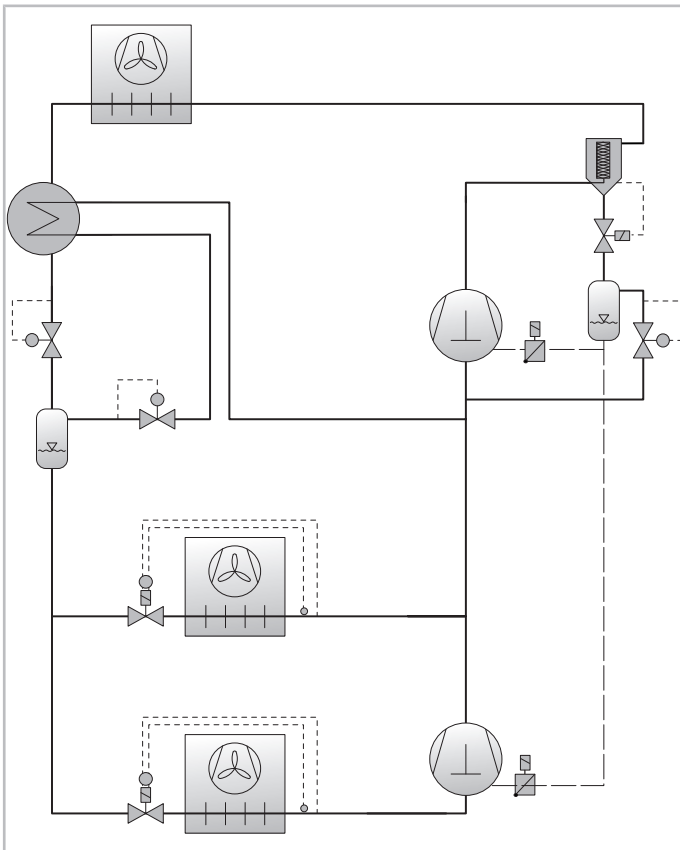


Fig. 9: System diagram: Booster system for medium and low temperature application with flash gas bypass (simplified representation)

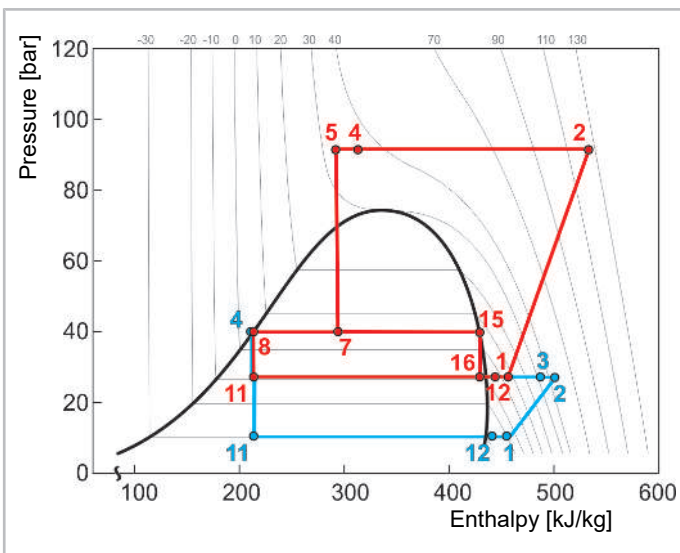


Fig. 10: Booster system for medium and low temperature application with flash gas bypass in the p-h diagram

Low temperature compressor stage:

1-2	Compression
2-3	Desuperheating
4-11	Expansion
11-12	Evaporation

12-1	Overheating suction gas line
------	------------------------------

Medium temperature compressor stage:

1-2	Compression
2-4	Gas cooling/condensation
4-5	Internal heat exchanger/subcooling
5-7	Relaxation to intermediate pressure
7-8	Liquid outlet at the intermediate pressure vessel
8-11	Relaxation to evaporation pressure
11-12	Evaporation
12-1	Total overheating
7-15	Gas outlet at the intermediate pressure vessel
15-16	Expansion to evaporation pressure

4.1.3 Booster system for medium and low temperature application with parallel compression

- The principle of parallel compression reduces the pressure ratio required to recompress the flash gas to high pressure level. However, it does not reduce the amount of flash gas at intermediate pressure level, nor the losses during throttling.
- The flash gas is thus drawn in at a higher pressure level from a separate parallel compressor or parallel compressor stage which is directly connected to the intermediate pressure vessel.
- Gas and liquid are separated in the intermediate pressure vessel. The liquid is fed as usual to the evaporators of the low and medium temperature refrigeration compressor stages.
- After expansion and heat absorption in the evaporators, the mass flow of the evaporators of the low temperature compressor stage is absorbed by the low temperature compressor stage and compressed again to the suction pressure level of the medium temperature compressor stage.
- The higher efficiency of a booster system with parallel compression is therefore based on a smaller pressure ratio when compressing the flash gas and a higher density of the vapor to be compressed. This means that a lower geometric displacement is required for compressing the vapor drawn from the intermediate pressure vessel.
- Transcritical R744 booster systems with parallel compression typically have four different pressure levels and are composed of:
 - The low temperature suction pressure
 - the medium temperature suction pressure
 - the intermediate pressure
 - the gas cooler high pressure

Each of these are in the respective compressor stages:

- Low temperature compressor stage:
Comprised of low temperature suction pressure and medium temperature suction pressure. The medium temperature suction pressure corresponds to the final compression pressure of the low temperature stage.
- Medium temperature compressor stage:
Comprising medium temperature suction pressure and gas cooler high pressure
- Parallel compressor stage:
Comprising intermediate pressure and gas cooler high pressure
- All compressor stages have a common refrigerating and oil circuit.

- For safety and control, systems with parallel compression need a flash gas bypass valve.
- To ensure a sufficiently high suction gas superheat (3– 5 K at full load in summer) of the flash gas sucked in by the parallel compressor, a liquid suction line heat exchanger should be installed between the gas cooler discharge line and the suction gas line of the parallel compressors.
- This increases the oil sump temperature while reducing the amount of refrigerant dissolved in the oil in the compressor crankcase. This is particularly advantageous when operating the system at low temperatures.

Important points in system planning and system design

- The following criteria may restrict the operation of a booster system with parallel compression:
 - The application limits of the parallel compressor(s) at higher suction pressure.
 - The minimum possible frequency of the parallel compressor(s) with capacity control (*see chapter Capacity control with frequency inverter, page 105*).
- The efficiency of the system is further improved by an optimised intermediate pressure – depending on the high pressure, the gas cooler outlet temperature or ambient temperature. An optimised intermediate pressure means that the set point for the intermediate pressure is variably controlled. Ideally, it should always be set as high as possible. This allows the parallel compressor(s) to be operated for longer without encountering either of the two limiting criteria mentioned above. At the same time, the efficiency/ COP of the system improves.
- The transition range from flash gas operation to parallel compression must be determined depending on different load conditions. For operation with heat recovery (HR), all expected operating scenarios or load conditions should be considered ("shop open", "shop closed", with heat recovery (HR), without heat recovery (HR), etc.).
- If parallel compression is not possible, e.g. at medium ambient temperatures, the medium temperature compressors must still be able to deliver the required refrigerating capacity!

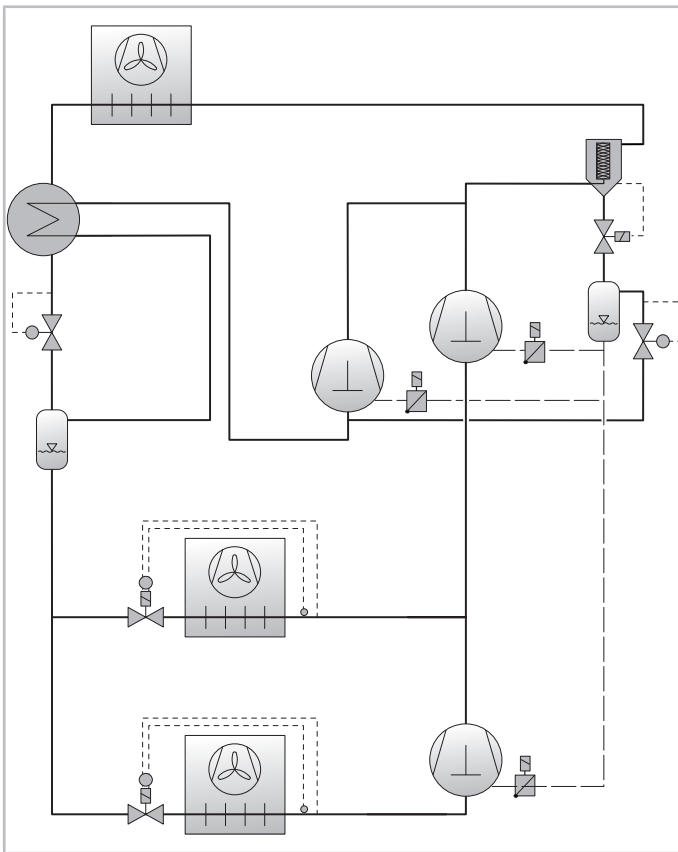


Fig. 11: System diagram: Booster system for medium and low temperature application with parallel compression (simplified representation)

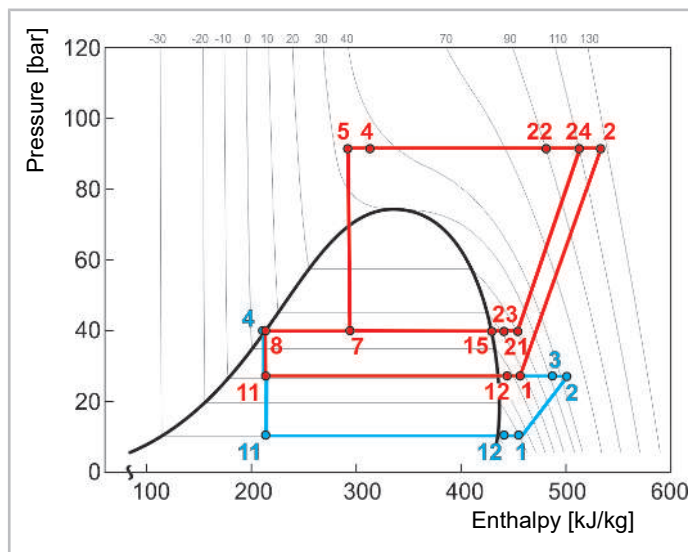


Fig. 12: Booster system for medium and low temperature application with parallel compression in the p-h-diagram

Low temperature compressor stage:

1-2	Compression
2-3	Desuperheating
4-11	Expansion
11-12	Evaporation
12-1	Overheating suction gas line

Medium temperature compressor stage:

1-2	Compression
2-4	Gas cooling/condensation
4-5	Internal heat exchanger/subcooling
5-7	Relaxation to intermediate pressure
7-8	Liquid outlet at the intermediate pressure vessel
8-11	Relaxation to evaporation pressure
11-12	Evaporation
12-1	Total overheating
7-15	Gas outlet at the intermediate pressure vessel

Parallel compressor stage:

21-22	Compression
23-21	Internal heat exchanger/overheating
24	Inlet temperature into the gas cooler

4.1.4 System components

Filter drier



NOTICE

Danger of blocked and clogged control valves due to dry ice!

The solubility of water in gaseous R744 is much lower than in other refrigerants. Therefore, especially in low temperature applications, even a relatively small amount of moisture can freeze out of the refrigerant.

Install a generously sized filter drier and a sight glass with a moisture indicator for R744!

- Use pure molecular sieve inserts. An additional filter with mesh size $\leq 25 \mu\text{m}$ is advantageous.
- Use R744 with low water content ($< 5 \text{ ppm}$) and sight glasses with a moisture indicator (*see chapter Refrigerant requirements and filling process, page 97*).
- It is essential to follow the evacuation instructions (*see chapter Checklist for commissioning, point 4., page 98*)!
- Also: Observe the maximum allowable pressures of the filter drier and ask the manufacturer about suitability for use with added oils for wear protection!

Hydrate formation

- The solubility of water in gaseous R744 is lower than in other refrigerants and depends on temperature and pressure. For:
 - Gaseous R744: Water solubility decreases with increasing pressure and constant temperature.
 - Liquid R744: Water solubility increases with increasing pressure and constant temperature.
 - Gaseous and liquid R744: Water solubility decreases with decreasing temperature.
- The phase characteristic of the mixture of water and R744 shows in the p-t-diagram a large area in which hydrate can form (see figure below, blue area). Hydrate is corrosive, can dissolve metals and cannot be adsorbed by the molecular sieves on the filter driers. **Therefore, the filter driers should not be installed in plant areas where hydrate could be present.**
- To avoid not only the formation of hydrate, but also the formation of acid (hydrolysis), ice and to prevent corrosion, only generously sized and suitable filter driers and filter drier inserts should be used (see also safety note above).

Conclusion:

The use and effectiveness of filter driers in the system are limited to the suction side of the medium and low temperature compressor stages.

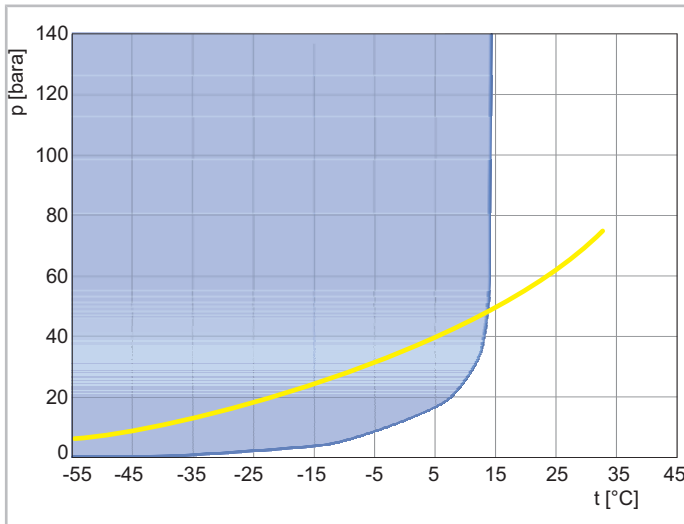


Fig. 13: Formation of hydrate in R744 systems

Blue: Hydrate

Yellow: R744 boiling point curve

4.2 Parameters and recommendations for optimal system efficiency and operational safety

The prerequisites for optimum system efficiency and operational safety are:

- **Optimisation of the control accuracy** thanks to compressor capacity control in the compressor stages (*see page 89*).
- Compressor capacity control in the compressor stages at **partial load or minimum load conditions, without frequent start-up and shut-off of the compressor(s)** (*see page 90*).
- Stable control of the **refrigerant mass flow** (*see page 90*).
- Compliance with the permitted **operating conditions** (*see page 91*).
- Guaranteed **oil circulation and lubrication** (*see page 92*).

Additionally: Avoid harmful foreign substances in the system such as moisture, non condensable gas, dirt, chemical residue, metal oxides and swarf!

Optimisation of the control accuracy (CF)

A wide control range of the capacity control ensures stable operation, even with load or power changes. However, this is only possible if the control range of the guide compressor can cover the capacity gaps caused by other compressors when switching on and off. The control accuracy (CF) is calculated from the difference between the power of the guide compressor at maximum and minimum frequency, divided by the power of the following compressor, multiplied by 100%.

The compressor capacity control in the compressor stages should ideally achieve values $\geq 100\%$. Values $< 80\%$ are not good and can cause unstable operating conditions.

See also Technical Information *KT-600*.

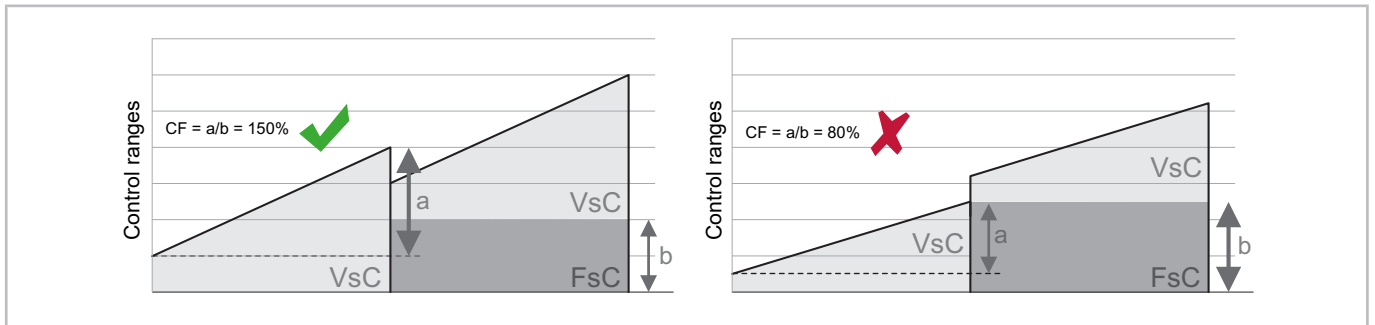


Fig. 14: Example of the control accuracy of parallel compounding with 2 compressors (source: ASERCOM)

VsC: Compressor with variable speed

FsC: Compressor with fixed speed

CF: Control accuracy in %

Covering part load/minimum load

Covering of partial load conditions down to minimum load, e.g. by the guide compressor, guarantees a continuous mass flow, stable suction and high pressures, and stable suction gas temperatures. This prevents poor efficiency of the system, possible wet operation, reduced oil return, fluctuating control loops and unfavourable operating conditions for the compressors.

Avoid frequent start-up and shut-offs (cycling rate) of the compressors

High cycling rates lead to increased mechanical stress on the drive gear and thermomechanical stress on the compressor motor. Operating at low compressor frequency or repeatedly switching off risks a lack of oil!

For compressors without frequency inverter:

- Max. six starts per hour and min. 10 minutes between two starts.

For compressors with frequency inverter:

- Operation of the compressors in the starting phase with a frequency of ≥ 40 Hz for ≥ 10 s
This ensures sufficient oil supply to the drive gear before the control is released.
- Note that frequent starts and shut offs usually occur at night or outside opening hours!
 - Cycling rates > 120 per day are critical. Check the control behaviour of the system!
 - Cycling rates > 160 per day reduce the service lifetime of the compressor!

If refrigerated display cabinets are retrofitted with glass doors, observe the following points:

- Most systems are ordered and delivered with a large power reserve. Subsequent installation of glass doors reduces the required cooling capacity by a further 40–50% depending on the temperature class and evaporation temperature. The deviation between installed and required cooling capacity thus increases considerably, with major effects on the part load behaviour of the system. Cycling rates, for example, will increase sharply.
- For systems with frequent start and shut-off of the guide compressor, check whether the additional installation of glass doors can be combined with a modification of the system.
Appropriate measures would be:
 - Select a displacement stage smaller than the guide compressor and
 - design the downstream compressor with stepped capacity control.
 - Also: Observe the notes in the chapter on optimising the control accuracy! (*see page 89*)

Control refrigerant mass flow in a stable and carefully manner

Cautious control of all system components, adapted to the conditions of the system, leads to a stable refrigerant mass flow without oscillating control loops.

- Operation with frequency inverter:
Speed ramps to be aimed for in standard operation: Increasing 1 Hz/s and decreasing 2.5 Hz/s, observe the timer involved (compound control, frequency inverter), set one timer to zero if necessary.
- Avoid unstable operating conditions:
 - Such as the "gas loop"/"rinse mode" – do not set any set points for the high pressure control in the critical point area in order to avoid fluctuating amounts of flash gas in the intermediate pressure vessel caused by pressure and temperature conditions between the boiling point line and the dew point at the gas cooler!
 - e.g. due to mutually influencing system components (e.g. gas cooler fan and high pressure control valve) on essential process control variables (e.g. the optimum high pressure).



Information

Notes on the control dynamics do not apply to the commissioning phase – here short reaction times of the control unit are often required!

Further recommendations:

- Reduce the start opening of the electronic expansion valves on evaporators with high refrigerating capacity in line with the total refrigerating capacity of the system.
- Design heat recovery systems with pressure boosting with buffer tank on the hot water side. This prevents constant changing of operating modes.

Adhere to the permitted operating conditions

- Maximum discharge gas temperature 160°C, measured inside the cylinder heads, or 140°C at the surface of the discharge gas line (see *Operating Instructions KB-130*).
- During continuous operation, the minimum discharge gas temperature must not drop below 50°C and the minimum oil temperature must not drop below 30°C.
- The minimum superheating of the suction gas is 10 K – this must not be undercut in systems with cooling by direct evaporation!
- Comply with the maximum operating currents of the compressors!

A standard compound control unit only monitors the variables: High pressure, discharge gas temperature, suction gas superheat, oil level and engine temperature independently and only provides a standard safety cut-out. However, the permitted discharge gas temperature depends on the pressure ratio, the suction gas superheat, the compressor frequency, the operating time and the dynamics of the operation.

A low compressor frequency and a higher suction gas superheat have an influence on the thermal load of the compressor and reduce its application limit. In the figure below, for example, the dashed line ③ indicates the maximum permitted discharge gas temperature ($t_{\text{max.}}$) for a compressor frequency of 25 Hz with a suction gas superheat of 30 K and thus the limitation of the application limit.

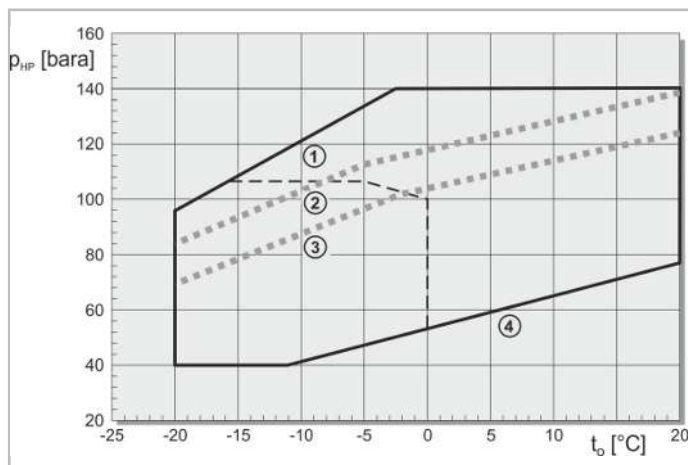


Fig. 15: Simplified representation of the thermal application limits of a compressor for transcritical applications

①	t_{\max} , 10 K, 50 Hz	②	t_{\max} , 10 K, 25 Hz
③	t_{\max} , 30 K, 25 Hz	④	$t_{\text{oil min}}$, 10 K, 50 Hz

Ensure oil circulation and lubrication

Careful planning of the piping networks ensures the oil return from the system!
Oil migration and coating in the heat exchangers can thus be avoided.

- Observe minimum flow velocities, in rising lines for example, calculate using the equation according to Jacobs.
- Plan vertical rising lines with oil collection and oil breakaway bends.

The high gas solubility of the refrigerant in the oil can lead to strong degassing effects that negatively influence viscosity and tribology.

Continuous operation of the compressors without frequent starts and shut-offs aids good oil return from the system. This also prevents cold oil enriched with refrigerant from being returned abruptly from the evaporators to the compressors, e.g. after defrosting phases or at high refrigerating capacity.

Stable operating conditions also allow the oil level in the oil level controllers to be stabilised and the level to be aligned with the level in the drive gear.

Further information:

- *Technical information KT-600: Parallel compounding of BITZER reciprocating compressors*
- *Technische Information KT-420: Use of external frequency inverters with BITZER reciprocating compressors*

4.3 Recommendations for existing systems

Generally avoid unfavourable influences and operating conditions on the guide compressor, e.g:

- Daytime operation with frequent start-up and shut-off of the downstream compressors and unstable (fluctuating) operating conditions caused by poor control (*see page 89*),
- continuous operation at low compressor frequency, with simultaneous a high pressure ratio and high suction gas temperatures,
- Night operation with low compressor frequency and regular pump-down cycles, with a high pressure ratio and high suction gas temperatures.

Recommendations:

- **Increase of the control accuracy (control factor CF) in the medium temperature stage**

- Use of a guide compressor with speed control. Here, first check whether the thermal load for the guide compressor is still permitted with the suction gas superheat and operating conditions that occur. If the frequency-controlled motor is star-connected, there must also be a sufficient motor current reserve.
- Retrofitting of a downstream compressor with mechanical capacity control (CR 100% or CR 50%) (*see chapter CR11 Mechanical capacity control for transcritical compressors, page 105*). For this purpose, the compound controller must be able to control another speed controlled compressor!
- **Suction gas superheating of the medium temperature stage**
 - Install an external desuperheater in the low temperature compressor stage. This reduces suction gas superheating in the medium temperature compressor stage in part load operation.
 - The use of a liquid injection can also be effective. Before doing so, check whether the capacity control of the system can cover the minimum load conditions without frequent pump-down and on-off cycles. If this is not the case, ensure that the liquid injection does not take place immediately before the pump-down set point is reached.
- **Control of the system components in a not too dynamic manner** (*see see page 90*).
- **Reduction of the maximum permitted high pressure in heat recovery mode**, standard value 80 bar.
- **Keep the system clean and dry.**
- **Eliminate causes of frequent oil alarms.**
- **Observe maintenance instructions** (*see KB-130 operating instructions*)

Further information:

- Technical information *KT-600: Parallel compounding of BITZER reciprocating compressors*
- Technische Information *KT-420: Use of external frequency inverters with BITZER reciprocating compressors*

4.3.1 Troubleshooting

Error	Possible cause	Fix
Strongly fluctuating operating conditions	High evaporator capacity in relation to compressor capacity + high degree of start opening of the electronic expansion valves.	Reduce the start opening.
	Control of the optimum high pressure.	Control of the gas cooler fans: In operation up to a minimum temperature, temperature sensor not close enough to the outlet (PT1 dead timer), or incorrect position (correct 5 or 7 o'clock).
	Parameters for controlling the suction pressure.	Assess neutral band and time delay, assess actual and required load, make small changes only incrementally and then reassess.
	Large change in capacity per stage of capacity control.	<i>In the field:</i> Check parameter settings for more stable operation, e.g. higher min. pressure in gas cooler. <i>During planning:</i> Increase the number of compressors, change the displacement of the guide compressor.
Application limit is not respected	Operation too close to the application limit and overshooting the control.	Adjust PID control (Proportional-Integral-Derivative controller) of the corresponding components and other parameters of the control system.
	The influence of the frequency inverter operation on the application limits was ignored.	Change minimum high pressure or minimum frequency.

Error	Possible cause	Fix
	Influence of part load operation on the suction gas temperature in booster systems.	Evaluate options for incremental change of parameters, use liquid injection, install desuperheater.
Liquid slugging	Compressor is flooded with liquid refrigerant.	Use fail-safe electronic expansion valves, check piping installation, check size of accumulator and refrigerant charge.
	Compressor flooded with oil.	Faulty oil management (<i>see chapter Ölmanagement, page 94</i>), too much oil in the system, check piping installation.
	Defrost mode.	Reduce the number of evaporators in defrost mode in parallel.
Moisture in the system	Inadequate evacuation.	Check vacuum pump and vacuum gauge connection. Open and check each area of the system.
	Leakage test carried out under vacuum.	Carry out leakage test under pressure.
Contaminants	Incorrect cutting of pipes to length.	Use a pipe cutter.
	Faulty soldering.	Use inert gas.

4.4 Oil management



NOTICE

Risk of insufficient lubrication due to high R744 solubility in the oil. Operation at low pressure ratios and low suction gas superheat results in low discharge gas and oil temperature. Continuous operation with frequencies > 60 Hz intensifies this effect and should therefore be avoided. If necessary, consult with BITZER.



NOTICE

Oil foam formation and therefore insufficient lubrication! Avoid strong pressure reduction in the crankcase during the compressor start and during operation!

Oil and compressed gas temperature

- Use an oil heater during standstill phases.
- Oil temperature: 30°C (20°C = absolute minimum value!).
- Recommended suction gas superheat 20 K – if necessary, provide heat exchanger to minimise refrigerant concentration in the oil.
Lower suction gas superheat is possible, provided minimum oil and discharge gas temperatures are maintained. When cooling by direct evaporation, avoid values < 10 K!
- Minimum discharge gas temperature = condensing temperature t_c + 40 K.
- The discharge gas temperature during operation must be determined as a function of the peak pressures. During continuous operation, the temperature of the compressed gas should not fall below 50°C! Depending on the high and low pressure, very high discharge gas temperatures can occur even when operating with saturated suction gas!
- Maximum discharge gas temperature 140°C, measured at the discharge gas line at a distance of 10 cm from the compressor discharge gas connection.
- The influence of different load conditions (*see page 90*) and the use of different system concepts (e.g. flash gas bypass) on the operating conditions of the compressors must be taken into account and included in the calculations. If necessary, consultation with BITZER is recommended.

Oil separator and oil return

- Use oil separators with coalescence filter cartridges.
- Only use oil separators without a float valve. The (electronic/optical) oil level monitoring in the oil separator opens a solenoid valve in the line to the oil reservoir if required.
- Only use electronic oil level controllers that are suitable for the high maximum opening pressure differences (MOPD= Maximum Operating Pressure Difference).
The permitted pressure figures for mechanical controllers are not sufficient for R744 systems, especially booster systems.
- The amount of oil in the oil reservoir should be at least as large as the amount of oil in all compressors. However, the oil reservoir itself may only be filled to maximum halfway with oil.
- It is not recommended to use a controlled intermittent oil return that feeds oil into the reservoir (low pressure oil reservoir) or the compressors (high pressure oil reservoir) regardless of the amount of oil in the oil separator.
- To ensure oil return to the compressors, the pressure in the oil reservoir must be higher than the highest suction pressure in the system.
Degassing takes place in the corresponding suction gas line. In systems with parallel compression, degassing always takes place at the intermediate pressure level and not, for example, at the suction pressure level of the compressors in the medium temperature compressor stage.
- Differential pressure valves should be used in the degassing line. The required pressure difference depends on the boundary conditions. Pressure differences between 2.5 and 4.5 bar are usually used.

In addition, observe or coordinate the following parameters and variables:

- Nozzle cross-section of the oil level controllers used in the respective compressor stage.
- Opening time of the oil level controller when refilling oil.
- Amount of oil held in the oil reservoir.
- Nominal maximum pressure difference in the oil reservoir.
- Length and cross section of the oil lines from the oil reservoir to the oil level controllers.



Information

It is also recommended that the oil level be monitored by an oil level controller on all compressors, during operation and when the system is at a standstill.
In the event that oil is overfilled, an alarm/warning must be given and the cause rectified (excessive cycling rates, problems covering minimum load conditions, etc.).
It is not mandatory for the device to lock out and be switched off.

4.4.1 Oil charge for BITZER compressors

	BSE60K POE	BSE85K POE	BSG68K PAG
2NSL– 4NSL	Standard	Option	Option
2MME– 6PME	Standard	Option	Option
2MTE– 8CTE	-	Standard	Option



NOTICE

Use BSE85K: For booster units with POE oils and the compressors 2NSL– 4NSL and 2MME– 6PME.



NOTICE

Only use BSG68K for applications with suction pressure > 40 bar and/or high pressure > 120 bar (e.g. heat pumps).

Note when using PAG oil (BSG68K):

- PAG oil is only partially miscible with the liquid phase of R744.
- When PAG oil is mixed with liquid R744 in containers, the oil-rich phase sinks to the bottom of the vessel to a saturation temperature of -32°C. In applications with low-pressure separators, the oil can therefore be removed in the lower part of the separator. At temperatures lower than -32°C, however, the oil will float!
- To keep the proportion of liquid in the oil return line as low as possible, install an internal heat exchanger, e.g. between the gas cooler outlet and the oil return.
- Generally observe the flow velocities at the evaporator outlet. If the speeds are too low, there is a risk of oil migration back into the heat exchangers.

4.5 Commissioning



Information

Before the system is commissioned, check all safety and monitoring devices as well as control components in the system and in the machinery room for correct functioning! Calibrate sensors and pressure transducers, check signal tests and analogue/digital inputs and outputs.



Information

It is essential to observe the safety reference and information in chapters *see chapter "Sicherheit", page 76* and *see chapter "Ölmanagement", page 94!*

Commissioning compressors for applications with R744 requires a particularly careful approach:

- There is a risk of overstress due to high pressure levels and possibly strong pressure fluctuations after start-up as well as lack of oil due to high refrigerant solubility in the oil!
- Observe operating conditions carefully and shut off evaporators temporarily in case of unfavourable operating conditions. Rectify causes/errors (*see table , page 93*). In case of abnormal conditions, shut off compressors and evaporators.
- Monitor the system during the entire commissioning process!

In addition, the following information must be available:

- Design parameters
 - e.g. max. permitted pressures of compressors and components, at standstill and in operation

- Temperature differences in heat exchangers, etc.
- Piping and instrumentation diagram
- Electrical schematic wiring diagram
- P&I diagram

4.5.1 Refrigerant requirements and filling process



DANGER

Liquid R744 evaporates quickly, cools down at the same time and forms dry ice!
Danger of cold burns and frost bites!



Avoid uncontrolled deflating of R744!

When filling the system with R744, wear gloves and goggles!

- Use a pressure reducer when removing R744 from cylinders without a riser tube! In general, even after maintenance work, always break vacuum with gaseous R744.
- For R744 cylinders with riser tube, high pressure liquid removal only! Do not use a pressure reducer! Membranes of the pressure reducers are not completely sealed against liquid.

After filling the system with liquid, remove the filling pipe or hose and make sure that no liquid is trapped in it!

Permitted refrigerant

R744 or CO₂ of purity class N4.5 or comparable, or H₂O < 5 ppm.

The CO₂ purity class can contain a higher H₂O content if a generously sized filter drier is used and the system is filled via this. It is recommended to change the filter drier several times after commissioning (*see chapter chapter filter drier, page 88*).

Due to the high requirements for residual moisture, CO₂ of purity class N3.0 must always be filled via a filter drier!

Filling process

- ▶ Do not switch on the compressor.
- ▶ Switch on the oil heater.
- ▶ Do not start the filling process until the following oil temperature has been reached: min. $t_{oil} = t_{amb} + 20 \text{ K}$. Ideally at 35–40°C.
- ▶ Open the valves of the filling connections and break the vacuum with R744 from the gas phase of the filling cylinder up to an excess pressure of approx. 10 bar. If the refrigerant cylinder cools down considerably, heat in a water bath (water max. 40°C)!



Information

From approx. 10 bar system pressure, ensure that the suction and discharge gas shut-off valves of the compressor(s) are closed.

For booster systems: Concerns the compressors of the medium and low temperature compressor stage.

Further filling and commissioning depend on the specific system design, see information in the chapters:

- *see chapter Commissioning booster systems for medium and low temperature applications, page 98*
- *see chapter Notes on commissioning for other system designs, page 101*

4.5.2 Commissioning booster systems for medium and low temperature applications

Be sure to observe the following:

- Always commission the medium temperature compressor stage before the low temperature stage.
- From a commissioning point of view, the parallel compressor stage is only an extension of the medium temperature compressor stage. Depending on the ambient temperatures, the number and capacity of the compressors, the parallel compressor stage should be ready to operate before the load is connected.
- If the parallel compressor stage is running, stable operating conditions should be achieved in the medium temperature compressor stage.
- When only the medium temperature compressor stage is in operation: Take the influence of the flash gas bypass into account!
- Observe the system configuration and adjust the commissioning procedure if necessary.



DANGER

Liquid R744 evaporates quickly, cools down at the same time and forms dry ice!
Danger of cold burns and frost bites!



Avoid uncontrolled deflating of R744!

When filling the system with R744, wear gloves and goggles!



NOTICE

Oil foam formation and therefore insufficient lubrication!

Avoid strong pressure reduction in the crankcase during the compressor start and during operation!

Checklist for the commissioning of R744 booster systems

1. Check pressure strength and tightness, mount pressure relief valves:

- Pressure and tightness test only with dehydrated nitrogen, not with air or oxygen!
- Compressor:
 - Was already subjected to a pressure strength test at the factory. A tightness test is therefore sufficient.
 - Test pressures must not exceed the maximum values on the compressor name plate!
Distinguish between the high and low pressure sides!
- Piping:
 - Pressure strength according to EN 378-2: MOP x 1.43 or min. 1.1 (≥ category II) // subsequent EN12799 (brazed joints), EN12517 (welded joints).
- Decouple shutt-off or isolate individual sections of the system, record (measure) pressure and temperature.
- Mount the pressure relief valves:
 - HP, MOP _____ Serial number(s): _____
 - MP, MOP _____ Serial number(s): _____
 - MT LP, MOP _____ Serial number(s): _____
 - LT, LP, MOP _____ Serial number(s): _____

2. Fill oil into oil separator and oil reservoir:

- Use BSE85K (POE) or BSG68K (PAG) oil, do not mix POE and PAG oil!
- BSE60K oil is not permitted for compressors in the low temperature compressor stage in booster systems!
- Document the oil type and charge.

Checklist for the commissioning of R744 booster systems

3. Install filter drier cartridges:

- Model 48-DM

4. Evacuate:

It is difficult to dry systems merely by evacuating. Evaporating water by evacuation is time-consuming. Therefore:

- Break the vacuum of 20 mbar 2–3 times with dehydrated nitrogen during the evacuation process.
- Avoid ice formation in the system (triple point) – no temperatures below 0°C!
- **Recommendation for "standing" vacuum: Approx. 0.7 mbar (500 microns).**

5. Switch on the oil heater(s): (Do not switch on the compressor!)

- Oil sump temperature(s) should be at 35– 40°C, but at least 20 K above the ambient temperature.
- Check the oil level in the compressor.

6. Break vacuum with gaseous R744:

- Connect R744 refrigerant cylinder with pressure reducer and suitable filling lines to the system.
- Evacuate filling lines or flush with gaseous R744.
- Open the filling connection and break the vacuum with gaseous R744 up to approx. 10 bar (-40°C).
- Use pressure reducer while extracting gaseous R744 from cylinders (no extraction through dip pipe).
- If the refrigerant cylinder cools down considerably, heat the cylinder in a water bath at max. 40°C!
- Close the discharge and suction gas shut-off valves of the compressors in the medium and low temperature compressor stages.

7. Check safety and control components:

- Connect laptop to compound controller (FRIGO DATA, Plant Visor, Service Tool, etc.).
- Switch the compound control digitally to "on". Load circuits of the compressors remain switched off (fuses removed).
- Calibrate pressure transducer and temperature sensor.
- Signal tests on the analogue and digital inputs and outputs.
- Check temperature sensor assignment (cold spray).
- If necessary, check arrangement of the wiring and electrical connections.
- Check correct mounting of the temperature sensor on the gas cooler.
- Check correct mounting of pressure transducers and temperature sensors on the evaporators.
- Check the rotation direction of the gas cooler fan.
- Check the rotation direction of the evaporator fan.
- Check the parameters of the superheat controller at the evaporators.
 - Activate protection function "Close expansion valves at MOP and minimum superheat".
 - Set/check parameters for MOP.
 - Set/check parameter for minimum superheat.
- Check the parameters of the suction pressure control on the compound regulator.
 - Allow for short time delays for the compressors during the initial commissioning phase.

8. Further charging with refrigerant (small to medium-sized systems)

→ Not for systems with large capacities and long piping distances between evaporators and compressors.

Checklist for the commissioning of R744 booster systems

- Set the evaporators digitally to "off".
- Close the shut-off valves at the outlet of the intermediate pressure vessel.
- Continue charging the system with liquid R744 into the intermediate pressure vessel. Do not use a pressure reducer when removing liquid R744 from cylinders! If necessary, switch on standstill cooling.
- Before the first evaporator goes into operation, the minimum liquid level in the intermediate pressure vessel must be reached.
- Stop filling the intermediate pressure vessel at 30 bar (depending on the design (MOP) of the system at this pressure level) and ensure that the pressure remains below the set point for the flash gas bypass valve.

9. Commissioning

- Open the discharge, suction and oil shut-off valves of the compressors, switch on the compressor load circuit.
- Switch the compressor to "automatic mode" ready for operation.
- Slowly open the liquid line shut-off valve from the intermediate pressure vessel.
- Start up the evaporators of the medium temperature application one after the other in "automatic mode".
 - Note the capacity of the evaporator(s) in relation to the capacity of the compressor! Switch on the load in 3 to 5 steps in proportion to the nominal evaporator capacity.
 - After commissioning evaporator(s), wait to see how the control parameters change and adjust. Observe the following parameters:
 - High pressure
 - Intermediate pressure
 - Suction pressure medium temperature compressor stage
 - Suction pressure low temperature compressor stage
 - Suction gas temperature medium temperature compressor stage
 - Discharge gas temperature medium temperature compressor stage
 - Opening degree of high pressure control valve
 - Opening degree of flash gas bypass valve
 - Superheat and opening degree at the evaporators
 - Reduce the room/refrigerated display cabinet temperature to approx. 10° to 8°C before the next group of evaporators is switched on.
- Start up the low temperature application evaporators one after the other. Process is the same as that previously described.
 - Reduce the room/refrigerated display cabinet temperature to approx. -5°C° to -10°C° before the next group of evaporators is switched on.

→ Adjust/supplement refrigerant charge as required.

10. After successful commissioning of the system, check the operating data and create a data protocol:

- Operating temperatures.
- Evaporation and condensing temperatures.
- Suction gas temperature.
- Discharge gas temperature > 50°C (40°C).
- Oil temperature > 30°C (20°C).
- Cycling rate
- Medium temperature compressor stage: Min. time for one start-up and shut-off: 10 min.

Checklist for the commissioning of R744 booster systems

- Low temperature compressor stage: Min. Operating time: 2 min.
- Maximum number of compressor starts per hour:
 - Medium temperature compressor stage: 6.
 - Low temperature compressor stage: 8.
- Voltage and operating current in all three phases.
- Filter change:
 - Suction gas filter and filter drier after max. 200 h.
 - Oil separator after 24..48 h.

11. Further to observe after commissioning due to frequent cases of heavy contaminations in the systems:

- Coalescence filter elements of oil separators are fine separators and replaced elements should be checked for contamination.
To do this, cut off the end caps of the elements on one side and cut through the center of the cartridge to assess residues in the individual filter layers.
- If the coalescence filter elements are heavily soiled, repeat the process after 24 to 48 hours.
- The degree of contamination of the suction gas filters or filter drier inserts used on the suction side of the systems should not be assessed on the basis of a lowered evaporation temperature, as the pressure levels at R744 are high and the mesh size of the wire meshes are usually between 250 and 100 μm .
- The use of newly developed suction filter inserts with a small mesh size is helpful to reduce the degree of contamination in the systems.
- Particularly in the case of large, widely branched pipe networks, residues are only returned from the system via the suction side after the first phases under full load.
- For all filter elements used, a high degree of contamination leads to a significant drop in pressure and can lead to the destruction of the filter element!
- In ISO 4406, all particles that are equal to or larger than 4 μm are cumulated and counted per 100 ml. The defined classification of all particles is based on particle sizes $\geq 4 \mu\text{m}$, $\geq 6 \mu\text{m}$, $\geq 14 \mu\text{m}$. The turbine oil category is generally used for compressors in refrigeration technology.
- The key of this category is 20 / 17 / 14 and results in accordance with ISO 4406 to:
 - max. 500.000 .. 1.000000 $\geq 4 \mu\text{m}$
 - max. 64.000 .. 130.000 $\geq 6 \mu\text{m}$
 - max. 8.000 .. 160.000 $\geq 14 \mu\text{m}$

[Checklist as PDF](#)

4.5.3 Notes on commissioning for other system designs

The following chapters point out differences in the commissioning of other system designs compared to booster units for medium and low temperature applications.

Single stage systems without intermediate pressure vessel (Gustav Lorentzen process)

These systems have a low-pressure separator on the suction side that collects excess liquid at the outlet of the evaporator to protect the compressor from liquid slugging. The superheat is not controlled by the high pressure expansion valve.

The following points facilitate stable operation of the compressor during commissioning:

- Breaking the vacuum with gaseous R744 in the entire system up to approx. 40 bar.

- For water cooled gas coolers:
 - Ensure water circulation.
 - Check flow temperature.
 - Set a constant high pressure set point on the gas cooler side, e.g. 80 bar.
- With water as the heat source on the evaporator side:
 - Ensure water circulation.
 - Check flow temperature.
- Switch compressors to "automatic mode" ready for operation and note that the controlled value for the capacity control of the compressors is temperature-controlled (hot water temperature), depending on the type of application.
- Further filling of the system, gaseous via the suction side.

Systems with large dimensions and high evaporator capacity














Commissioning of large cold stores or distribution centres often entails special requirements, such as partial commissioning of individual construction sections and compliance with temperature reduction curves for screeds and floors.

- Long pipe runs on the suction side can lead to low suction pressures after commissioning of the first evaporators and, in the worst case, to operation with high suction gas superheat and low compressor frequencies. Monitoring the thermal limits of the compressors is therefore mandatory. Note the position of the discharge gas temperature sensors and the thermal inertia of the measuring points!
- Large ambient temperature cold stores include the risk of overload conditions for compressors, especially if a lot of liquid refrigerant is injected into the evaporators when the first evaporators are commissioned. Carefully select, set and check the parameters for the evaporator and suction pressure controllers accordingly!

Recommendations:

- Fill the system on the suction side with more gaseous R744 (>10 bar) to avoid suction gas and discharge gas temperatures which are too high.
- Open the discharge and suction gas shut-off valves of the compressor, but keep the suction gas shut-off valve in the throttle position for the time being. After switching on the compressors to "automatic mode" and starting the first evaporators, observe the suction pressure and, if necessary, take the evaporators out of operation again if the suction pressure rises too quickly. After lowering the suction pressure, select a smaller evaporator capacity for start-up.

4.6 System design in the BITZER SOFTWARE

 Halbhermetische Kolben	 Halbherm. Kolben 2-stufig	 Offene Kolben	 Fahrzeug-Verdichter	 Verflüssigungssätze
 CO2 Systeme	 Dokumentation Quick Links	 BITZER SOFTWARE		 Verflüssigungssätze 2-stufig
 Halbhermetische Schrauben	 CS // CSV Kompaktschrauben	 Offene Schrauben	 Scroll-Verdichter	 Wassergekühlte Verflüssiger

5 Capacity control

5.1 CRII Mechanical capacity control for transcritical compressors

The mechanical capacity control for the 4PTEU– 8CTEU compressors is specially designed for the high pressures and pressure differences in transcritical R744 applications. It enables quasi-stepless capacity control according to the capacity demand of a superior system controller with simple and effective activation by the CM-RC-01 compressor module. This CRII capacity control system is based on the principle of blocked suction. In this case, the gas flow on the suction side to individual cylinder banks is prevented by a control piston. The operating data and control parameters can be monitored and read out via BEST SOFTWARE.

The compressor is operated at constant speed, the speed of the motor correlates directly with the supply frequency. This results in nominal speeds for 4-pole asynchronous motors of

- 1450 min⁻¹ at 50 Hz or
- 1750 min⁻¹ at 60 Hz.



Information

For detailed information on operation with CRII mechanical capacity control, see [Technical Information KT-102](#).



NOTICE

Compressor and motor damage!

Do not combine a frequency inverter with mechanical capacity control of the compressor! Especially at low speed, adequate motor cooling is not guaranteed because refrigerant mass flow is heavily reduced. Certain exceptions for screw compressors are possible in consultation with BITZER.

5.2 Capacity control with frequency inverter



NOTICE

Risk of insufficient lubrication due to high R744 solubility in the oil.

Operation at low pressure ratios and low suction gas superheat results in low discharge gas and oil temperature.

Continuous operation with frequencies > 60 Hz intensifies this effect and should therefore be avoided. If necessary, consult with BITZER.



Information

For detailed information on operation with frequency inverter, see [Technical Information KT-420](#).

The average torque at the compressor shaft depends mainly on the operating conditions and the refrigerant and therefore remains virtually constant over a wide speed/frequency range. The cooling capacity and power consumption therefore vary approximately proportionally to the speed (see figure below), and the cooling capacity can be continuously adjusted with the help of the speed. The permitted speeds for BITZER compressors are documented below.

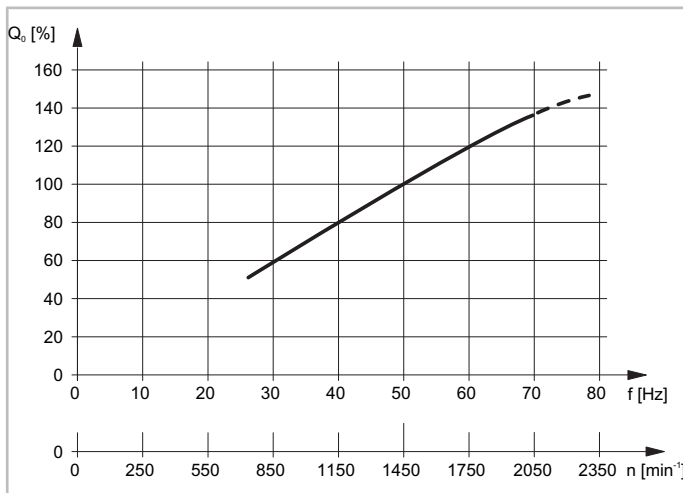


Fig. 16: Typical graph of the refrigerating capacity Q_0 depending on the speed and frequency of reciprocating compressors

For safe operation of the compressor with a frequency inverter, it is essential to consider the following limiting factors:

- Minimum and maximum frequency (see below)
- Maximum discharge gas temperature
- Maximum and minimum high pressure
- Maximum operating current of the compressor
- Maximum evaporation temperature

These limiting factors define the application limits for safe operation. However, they may vary depending on frequency ranges and operating conditions. See also chapter *see chapter Parameters and recommendations for optimal system efficiency and operational safety, page 89.*

Speed and frequency ranges

Compressor	Frequency range (Hz)	Speed range (min^{-1})	Standard motor
2NSL-2FSL	30 .. 75	900 .. 2200	40S
2ESL-2CSL	30 .. 75	900 .. 2200	40S
4FSL-4CSL	25 .. 70	750 .. 2050	40S
4VSL-4NSL	25 .. 70	750 .. 2050	40P
ECOLINE ME R744 subcritical			
2MME-2FME	30 .. 75	900 .. 2200	40S
2EME-2DME	30 .. 75	900 .. 2200	40S
6TME-6PME	25 .. 70	750 .. 2050	40P
ECOLINE R744 transcritical			
2MTE-2KTE	30 .. 75	900 .. 2200	40S
4PTE-4KTE	25 .. 70	750 .. 2050	40S
4JTE-4CTE	25 .. 70	750 .. 2050	40P
6FTE-6CTE	25 .. 70	750 .. 2050	40P
8FTE-8CTE	30 .. 60	900 .. 1750	40D
ECOLINE+ R744 transcritical (LSPM)			
4PTEU-4KTEU	25 .. 70	750 .. 2100	40S
4JTEU-4CTEU	25 .. 70	750 .. 2100	40S

Compressor	Frequency range (Hz)	Speed range (min^{-1})	Standard motor
6FTEU-6CTEU	25 .. 70	750 .. 2100	40S

Tab. 1: Permitted speed and frequency ranges of BITZER reciprocating compressors with external frequency inverters and standard motors (also observe the application limits and maximum current consumption of the motor)

Design for other supply voltages and frequencies

If the mains supply deviates from the previously defined standard conditions (400 V/3/50 Hz), special voltage motors and an adapted frequency inverter design may be required (*compressor motors*). Further information upon request.

Application limits

The following figure shows an example of the application limits of a reciprocating compressor for different frequencies and how they change with the evaporation and condensing temperature. Specific application limits for the respective compressors, motors and refrigerants are listed in the BITZER SOFTWARE.

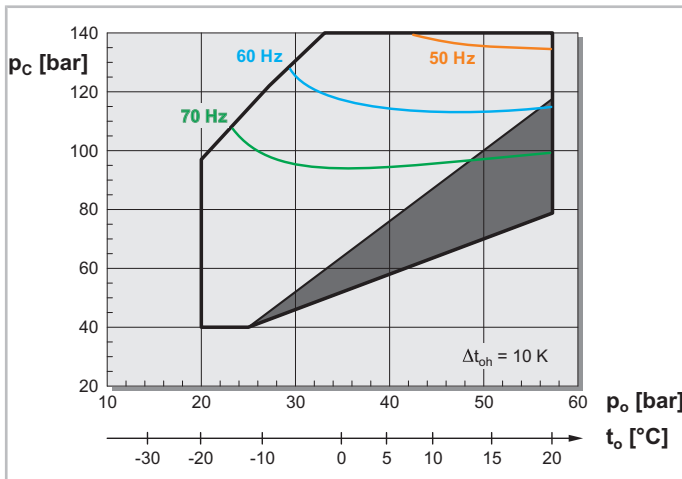


Fig. 17: Example for application limits for reciprocating compressor 4MTE-10 with refrigerant R744 (CO_2) and frequency inverter at 50, 60 and 70 Hz (limits due to motor temperature or maximum current). The compressor may only be operated **below** the indicated frequency lines (otherwise, select a larger inverter for a wider range of the application limit).

t_o : evaporation temperature, t_c : condensing temperature, Δt_{oh} : suction gas superheat

Dark grey area: mind operating conditions.



NOTICE

Compressor and motor damage!

Do not combine a frequency inverter with mechanical capacity control of the compressor! Especially at low speed, adequate motor cooling is not guaranteed because refrigerant mass flow is heavily reduced. Certain exceptions for screw compressors are possible in consultation with BITZER.

6 BITZER refrigerant ejectors

6.1 Safety

Authorized staff

All work done on the products and the systems in which they are or will be installed may only be performed by qualified and authorised staff who have been trained and instructed in all work. The qualification and competence of the qualified staff must correspond to the local regulations and guidelines.

Residual risks

The products, electronic accessories and further system components may present unavoidable residual risks. Therefore, any person working on it must carefully read this document! The following are mandatory:

- relevant safety regulations and standards
- generally accepted safety rules
- EU directives
- national regulations and safety standards

Depending on the country, different standards are applied when installing the product, for example: EN378, EN60204, EN60335, EN ISO14120, ISO5149, IEC60204, IEC60335, ASHRAE 15, NEC, UL standards.

Personal protective equipment

When working on systems and their components: Wear protective work shoes, protective clothing and safety goggles. In addition, wear cold-protective gloves when working on the open refrigeration circuit and on components that may contain refrigerant.

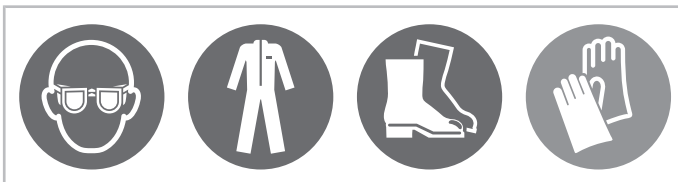


Fig. 18: Wear personal protective equipment!

Safety references

Safety references are instructions intended to prevent hazards. They must be stringently observed!



NOTICE

Safety reference to avoid situations which may result in damage to a device or its equipment.



CAUTION

Safety reference to avoid a potentially hazardous situation which may result in minor or moderate injury.



WARNING

Safety reference to avoid a potentially hazardous situation which could result in death or serious injury.



DANGER

Safety reference to avoid an imminently hazardous situation which may result in death or serious injury.

In addition to the safety references listed in this document, it is essential to observe the references and residual risks in the respective operating instructions!

6.1.1 General safety instructions



DANGER

Observe the high pressure levels of the refrigerant R744!

At standstill the pressure in the system will rise and there is a risk of bursting!

Install pressure relief valves on the compressor and on the suction and high-pressure sides in system sections that are lockable from both sides.

Requirements and design according to EN 378-2 and EN 13136.

Critical temperature 31.06°C corresponds to 73.84 bar.



DANGER

Liquid R744 evaporates quickly, cools down at the same time and forms dry ice!

Danger of cold burns and frost bites!



Avoid uncontrolled deflating of R744!

When filling the system with R744, wear gloves and goggles!



Information

All transcritical BITZER R744 compressors are equipped with an optional pressure relief valve to the atmosphere on the high-pressure side and on the low-pressure side as well.

However, they do not replace the safety valves of the system (EN 12693)!

Make sure that the pressure relief valves can freely vent to the atmosphere.

Do not mount any pipes near the outlet of the pressure relief valve!



DANGER

Risk of bursting of components and pipes due to excess hydraulic pressure.

Vessel and pipes may burst, small components may shoot out. The pressure wave may be lethal.

Never charge blocked components and pipes completely with liquid or leave them charged. Leave sufficient volume above the liquids.

Mounting



DANGER

Risk of bursting the pressure equipment due to mechanical stress.

Serious injuries are possible.

Connect the pipes to the pressure equipment without load and stress!



DANGER

Risk of bursting of components and pipes due to liquid overpressure.

Serious injuries are possible.

Make sure not to exceed maximum admissible pressures!

For work on the pressure equipment after having put the system into operation



CAUTION

Surface temperatures of more than 60°C or below 0°C.

Risk of burns or frostbite.



Close off accessible areas and mark them.

Before performing any work on the pressure equipment: switch off the system and let it cool down or warm up.

Before performing any work on the refrigerating circuit



WARNING

The pressure equipment is under pressure!
Serious injuries are possible!



Depressurise the pressure equipment!
Wear safety goggles!



CAUTION

Refrigerant can be very cold
Risk of severe frostbite.



Avoid any contact with the refrigerant. Wear cold-protective gloves.

6.1.2 Mind with the refrigerant R744



DANGER

R744 is an odourless and colourless gas and cannot be perceived directly in case of emission!
Lost of consciousness and danger of suffocation by inhaling higher concentrations!
Avoid R744 emission and uncontrolled deflating, particularly in closed rooms!
Aerate closed machine rooms!
Make sure that the safety regulations in accordance with EN378 are complied with!

6.1.3 Also observe the following technical documents

CB-300: Operating instructions refrigerant ejectors

6.2 Introduction

Ejectors can relieve compressors in R744 systems or reduce the required displacement.

Without electrical operating energy, driven by the potential and kinetic energy of the motive mass flow, they cause a pressure lift for a partial mass or suction mass flow.

Characteristic values, possible system designs and design criteria for BITZER high pressure ejectors are presented below.

6.3 Operating principle

Ejectors are based on the functional principle of a jet pump and can be used in different arrangements in a system. They generate negative pressure according to the Venturi principle (see following figure). An ejector has a characteristic curve which is similar to that of a pump; as the pressure lift increases, the delivered mass flow drops sharply.

- At the inlet of the nozzle, a refrigerant mass flow under high pressure (high potential energy) – also called motive mass flow – is accelerated.
- The conversion of the potential energy into kinetic energy decreases the pressure of the motive mass flow while increasing its velocity (see figure below).
- The pressure reduction / acceleration continues until the pressure at the outlet of the nozzle has dropped so far that suction / negative pressure is created at an inlet located there.
- A secondary refrigerant mass flow – also called suction mass flow – is thus sucked in and carried along.

- The mass flows mix and the kinetic energy of the motive mass flow is converted into potential energy of the accumulated mass flow – also called outlet mass flow. This causes an increase in pressure above the pressure of the suction mass flow.

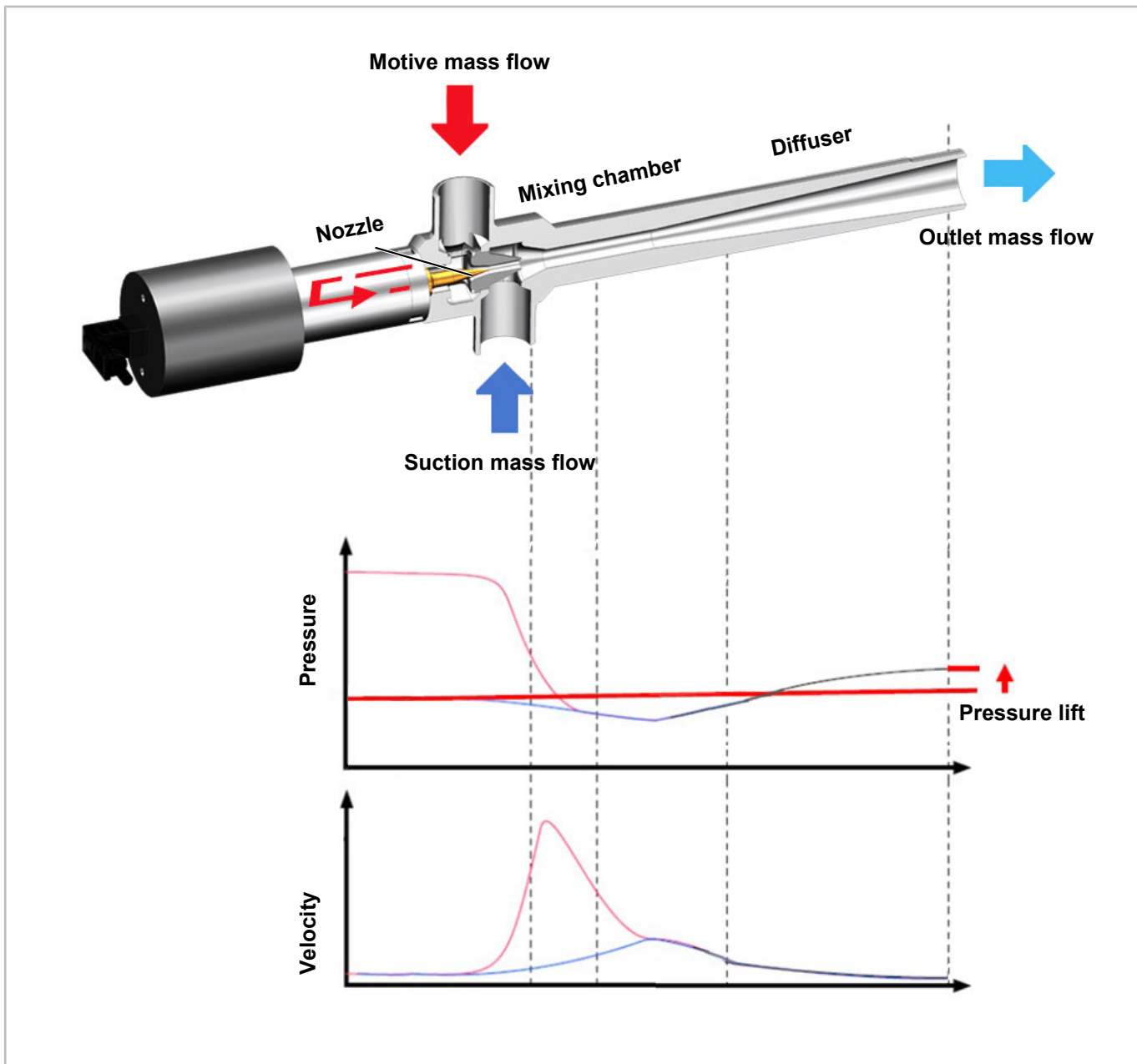


Fig. 19: Schematic representation of a controllable high pressure ejector with pressure and velocity curve of the mass flows

Applied to transcritical applications with R744, this means that the ejector uses the potential and kinetic energy present in the refrigerant at the gas cooler outlet to suck in another partial mass flow and bring it to a higher pressure level (see following figure).

- The R744 [2] leaving the compressor at high pressure level is accelerated in the ejector nozzle [3] after gas cooling / heat dissipation in the gas cooler [2].
- As a result, the static pressure drops and the pressure of the flow leaving the nozzle is lower than the suction gas pressure of the medium temperature compressor stage [4].
- This allows gas and/or liquid to be selectively extracted from a low pressure level [5].

- Both partial flows mix in the mixing chamber upstream of the diffuser [6].
- In the diffuser, the flow is decelerated again, thus increasing the pressure to intermediate pressure level [6].
- Downstream of the diffuser, the mixture is fed into the intermediate pressure vessel, the gas phase is separated [1] and compressed to a high pressure level [2].

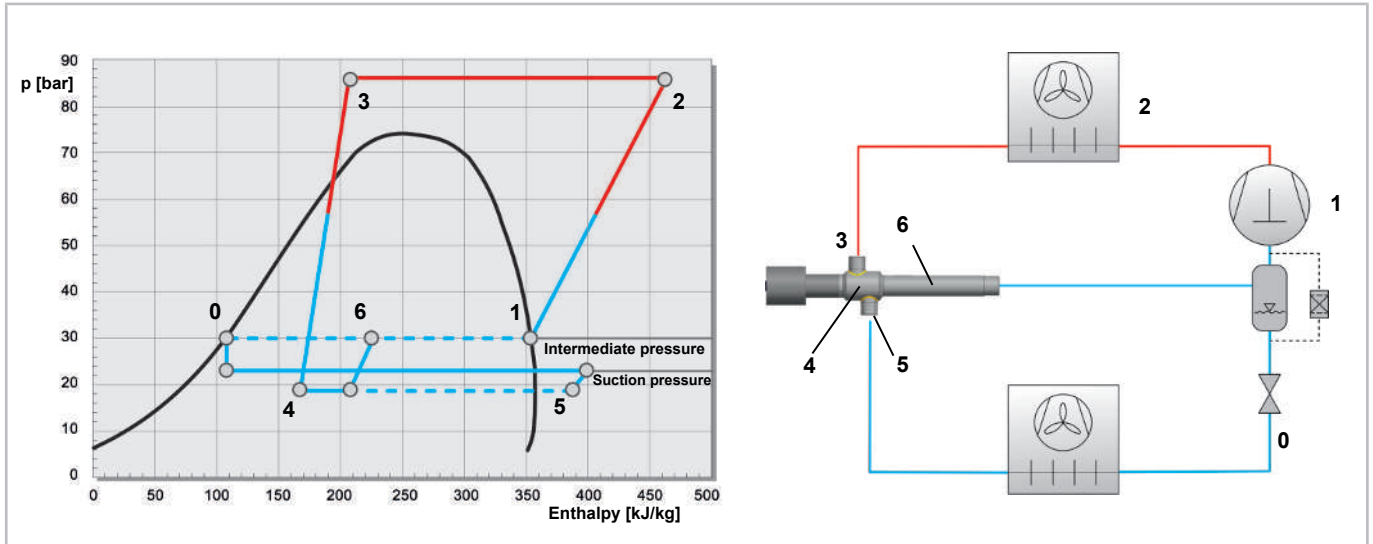


Fig. 20: Simplified, schematic ejector circuit, on the left in the pressure enthalpy diagram

0	Throttling from intermediate pressure to evaporator pressure	4	Expansion under suction pressure
1	Compressor outlet / compression	5	Suction of the suction mass flow
2	Gas cooling / condensation	6	Mixing and pressure increase of the motive mass flow / suction mass flow
3	Gas cooler / condenser outlet / entry into the ejector		

6.3.1 Ejector in low lift applications

Ejectors in low lift applications should deliver the highest possible mass flow. They are usually used to extract the entire mass flow that is evaporated in the system and deliver it back to the intermediate pressure vessel. The limiting factor here is the mass flow which determines how much the ejector can raise the pressure or how high the intermediate pressure may be so that the refrigerant can be fed back.

Liquid phase and gas phase are separated in the intermediate pressure vessel. The gas phase is extracted by the compressor and represents the motive mass flow. The liquid phase is still available to supply the evaporator and represents the suction mass flow.

Ejectors in low lift applications are used as robust "refrigerant pumps", as they can also pump a gas-liquid mixture. This allows operation with a flooded evaporator. The evaporator surface can be used without a superheat section and the evaporating temperature can be raised without endangering the compressor.

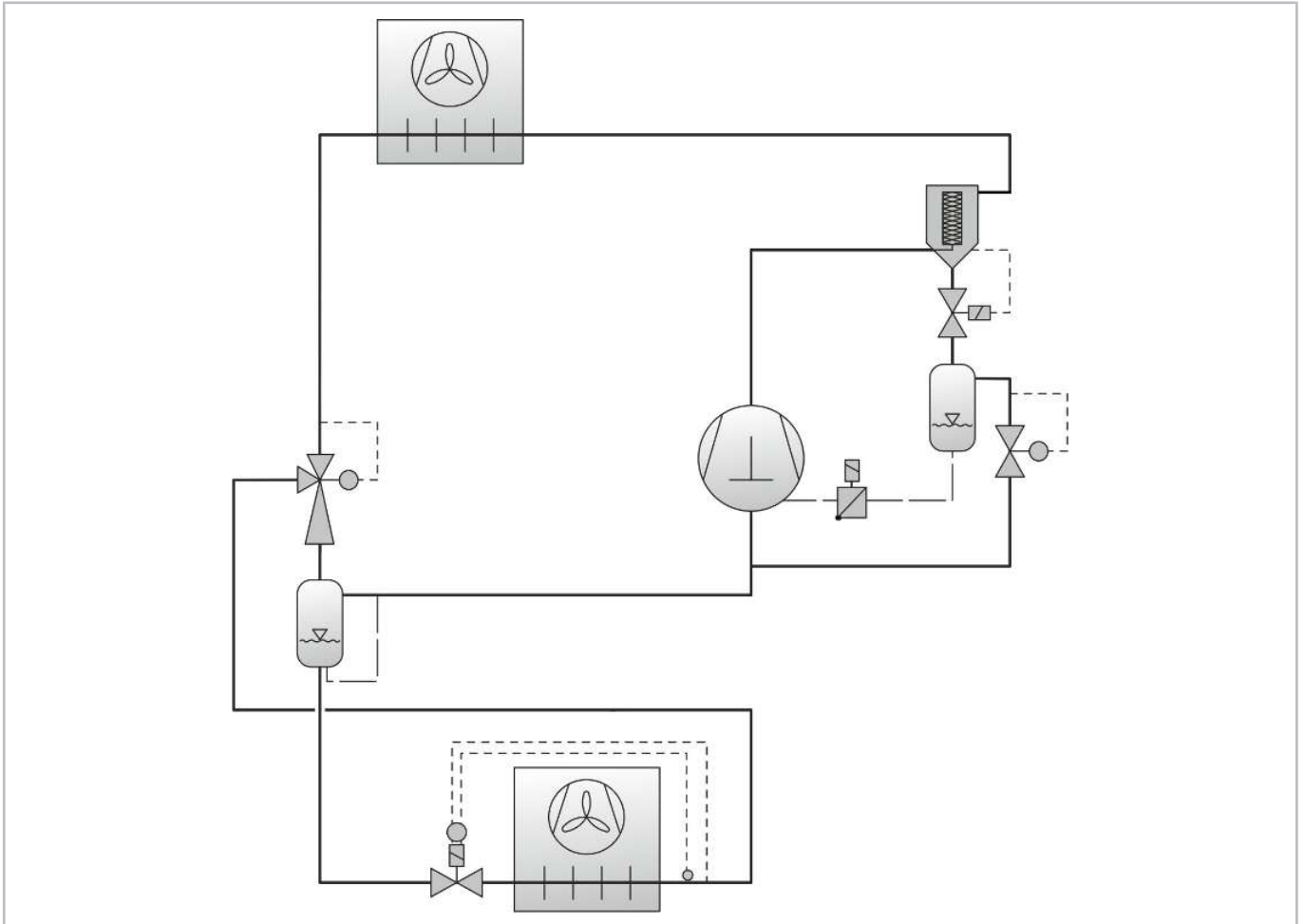


Fig. 21: System diagram: Ejector in low lift application (simplified representation)

Design example of a low lift ejector created with the help of BITZER SOFTWARE [see chapter see here, page 123](#).

6.3.2 Ejector in high lift applications

Ejectors in high lift applications are used to achieve the highest possible pressure lift at a lower delivery rate. The pressure lift and the suction mass flow to be delivered are the limiting factors and must be balanced in the system such that the highest possible efficiency is achieved.

Ejectors in high lift applications are usually used to transport superheated gas, as they do not transport the entire mass flow from the evaporator and a partial mass flow must continue to be extracted by the medium temperature compressors. The partial mass flow transported by the ejector is returned to the intermediate pressure vessel of the system which is kept here at a higher pressure level than in a low lift version. The gas is extracted there by the parallel compressors.

The advantage lies here in the pre-compression of part of the evaporated refrigerant and the resulting load shift to the parallel compressors which operate at a lower pressure ratio and thus more efficiently.

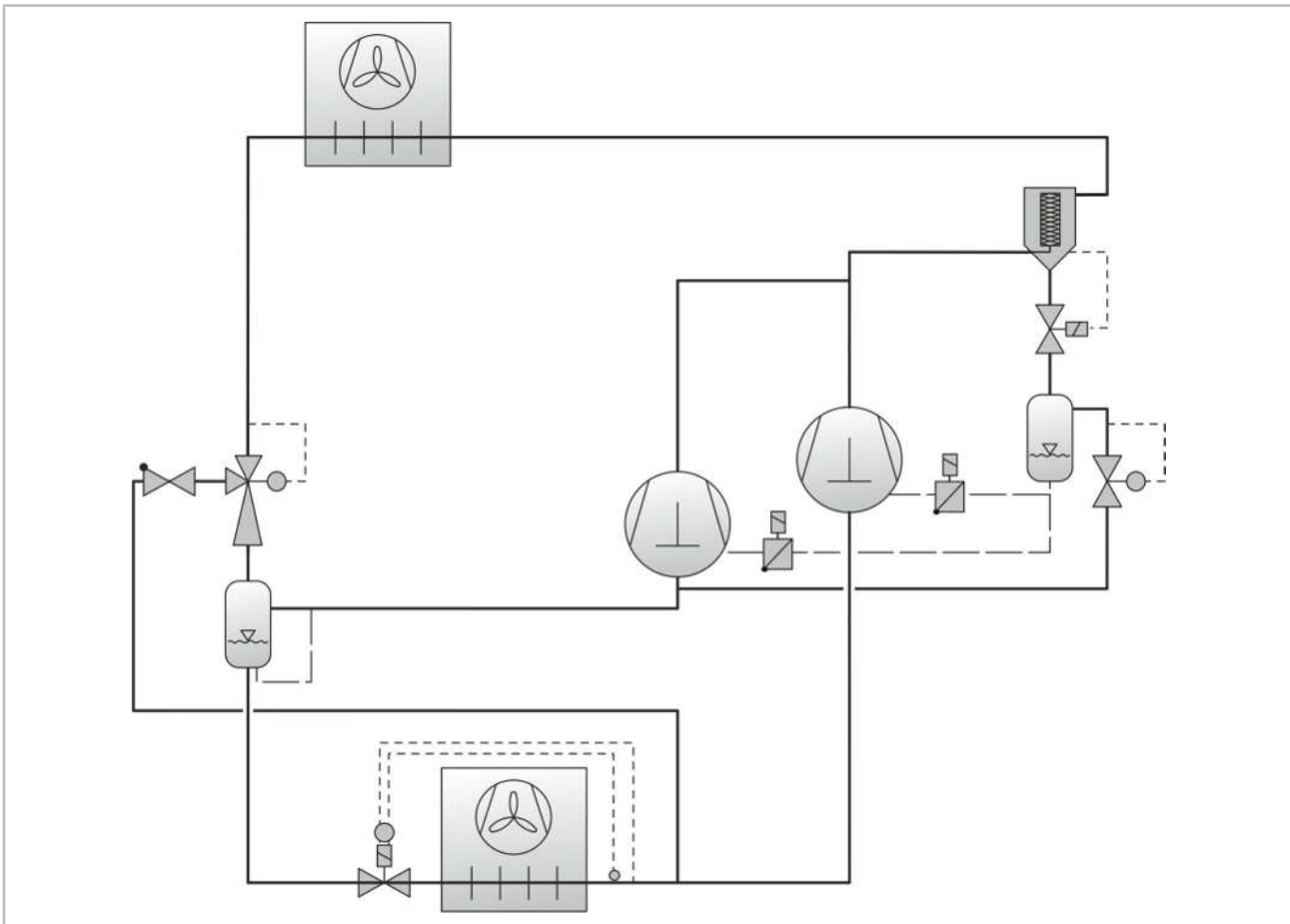


Fig. 22: System diagram: Ejector in high lift application (simplified representation)

Design example of a high lift ejector created with the help of BITZER SOFTWARE [see chapter see here, page 125.](#)

6.4 Characteristic values

The following characteristic values can be used to describe the behaviour of an ejector and to design a system:

Pressure ratio

The pressure ratio indicates the ratio of the pressure at the outlet of the ejector to the suction pressure.

$$\Pi = p_{\text{diffuser, off}} / p_{\text{suction pressure}}$$

Pressure lift

The pressure lift indicates how much the pressure of the suction mass flow has been raised to the outlet level (see [see figure 19, page 111](#) and figure below).

$$\Delta p = p_{\text{diffuser, off}} - p_{\text{suction mass flow, on}}$$

Mass flow ratio

The mass flow ratio is the quotient of suction mass flow to motive mass flow.

$$\varnothing = \dot{m}_{\text{suction}} / \dot{m}_{\text{motive}}$$

Ejector efficiency

The ejector efficiency is the ratio of the energy that can be gained by expanding the ejector's motive mass flow to the work done by the pressure lift of the motive mass flow and suction mass flow at the ejector outlet. In simplified form, ejector efficiency is defined as follows:

Assumption: Isentropic expansion and isentropic compression, superheated / dry saturated

$$\eta_{Ejektor} = \frac{\dot{m}_{suction}}{\dot{m}_{motive}} \times \frac{\Delta h_{compression}}{\Delta h_{expansion}}$$

Elbel, S., 2011. Historical and present developments of ejector refrigeration systems with emphasis on transcritical carbon dioxide air-conditioning applications. International Journal of Refrigeration 34 (2011) 1545 - 1561

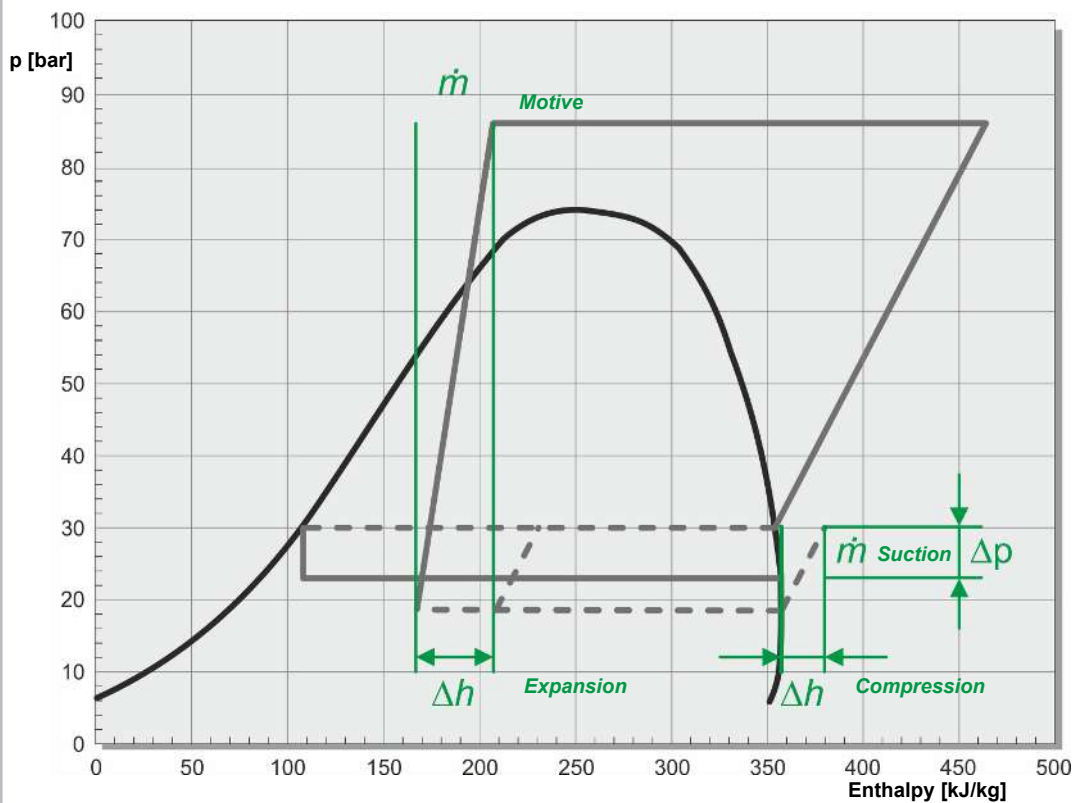


Fig. 23: Representation and definition of ejector efficiency

Design example of a low lift ejector created with the help of BITZER SOFTWARE [see chapter see here, page 123](#).

Design example of a high lift ejector created with the help of BITZER SOFTWARE [see chapter see here, page 125](#).

6.5 Installation in the system

- Install the ejector(s) preferably above the compressors, ensuring that they are accessible from the outside.
- Installation: horizontal (a) or vertical (outlet downwards, b).

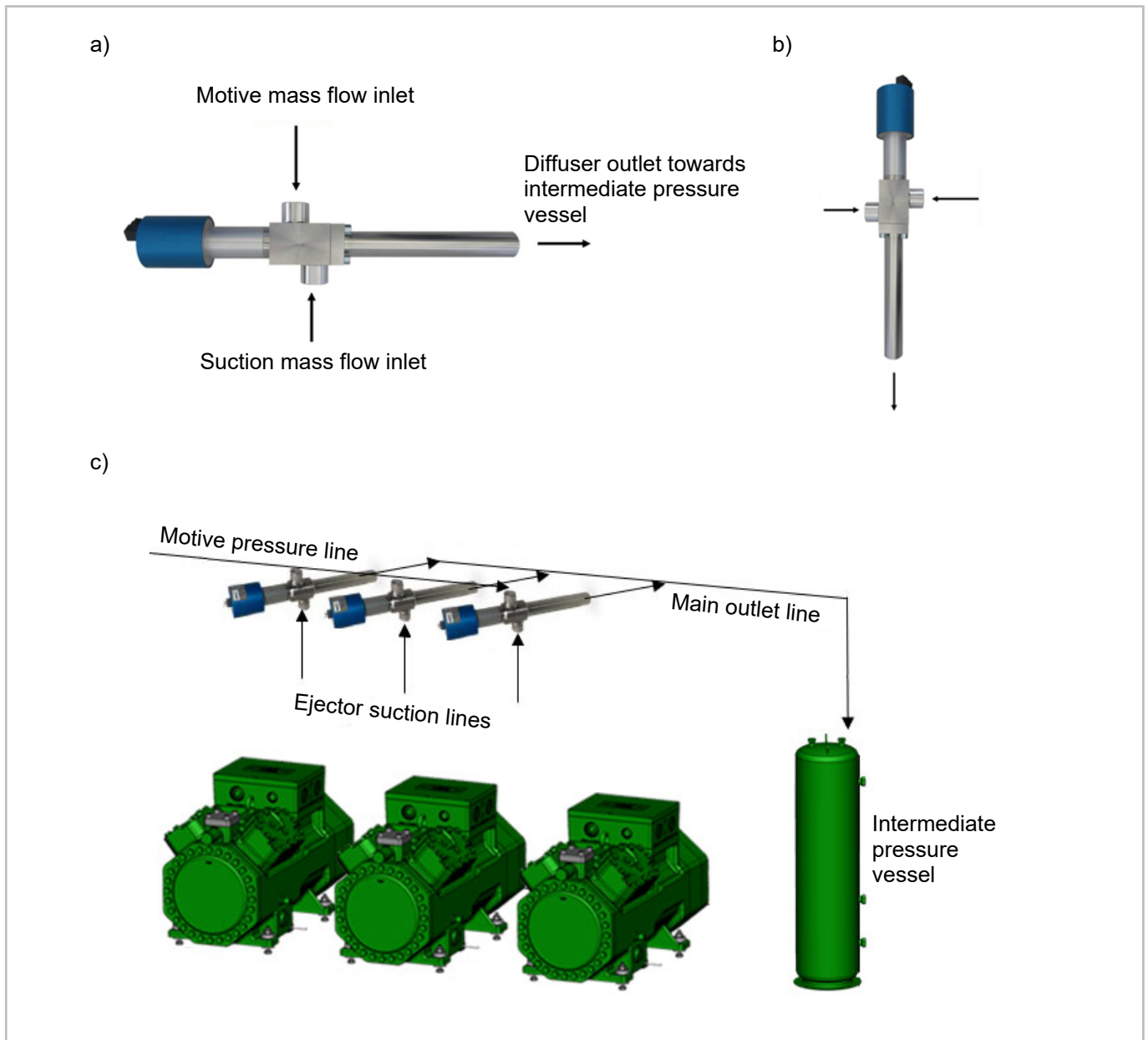


Fig. 24: Installation positions of an ejector in the system

- a) horizontal
- b) vertical with outlet downwards
- c) system with ejectors connected in parallel (simplified representation)

- A mechanical high-pressure control valve for emergency operation can be installed parallel to the ejector (*see chapter System design B with ejector, parallel compression and mechanical high-pressure control valve for emergency operation, page 120*).
- Install a filter in the motive pressure line upstream of the ejector inlet and the parallel-connected high-pressure control valve.

- Only use pipes with bent pipe sections. This reduces turbulence and avoids pressure drops. Do not use 90° pipe bends (e.g. T-pieces)!
- Install shut-off valves for maintenance purposes in the lines to and from the ejector.
- Install an additional check valve in the suction line of the ejector in order to prevent possible re-expansion of the suction mass flow from the intermediate pressure vessel. This may happen if the suction effect created by the motive mass flow is too low to suck in the suction mass flow.
- As an alternative to the check valve, a motor-controlled valve can be installed in the suction line to prevent possible re-expansion. The control is based on a minimum pressure difference between the suction connection of the ejector and the suction gas pressure (in the flow direction upstream of the motor-controlled valve). As soon as the pressure drops below a minimum pressure difference, the valve closes.
- A settling section aligned with the diffuser must be installed on the outlet side. This section must be at least 1.5 x as long as the ejector ($l_{\text{settling}} = 1.5 \times l_{\text{ejector}}$).
- The main outlet line at the diffuser must not rise towards the intermediate pressure vessel! This is the only way to ensure unhindered entry into the vessel without having to overcome any hydrostatic pressure.
- The flow cross section of the main outlet line corresponds, to put it simply, to the sum of the cross sections of the motive pressure line and suction line.

Additional installation instructions for systems with ejectors connected in parallel

- Make outlets from the main lines to the connections of the ejectors on the motive pressure side and suction side without T-pieces; this reduces turbulence and avoids pressure drops.
- The connections from the main lines to the individual lines should preferably be made at an angle of 45°.
- Join the individual outlet lines in the collector without T-pieces and preferably at an inlet angle of 45°.
- Dimension the flow cross section of the outlet line such that a flow velocity of 0.3..1.0 m/s is not exceeded at full load at the defined design point.

6.6 System designs

System design	A <i>see chapter System design A standard ejector system, page 118</i>	B <i>see chapter System design B with ejector, parallel compression and mechanical high-pressure control valve for emergency operation, page 120</i>
Ejector static	Applicable	Non-applicable
Ejector adjustable ①	Applicable	Applicable
Ejector motive mass flow	High pressure refrigerant mass flow	High pressure refrigerant mass flow
Ejector suction mass flow	Liquid	Liquid/gas
Ejector suction pressure	$P_{o,MT}$	$P_{o,MT}$
Pressure level outlet mass flow	Intermediate pressure (IP)	Intermediate pressure (IP)
Ejector pressure lift	Low	High
System with intermediate pressure vessel	Yes	Yes
Evaporator operation	Flooded or dry	Flooded or dry

System design	A <i>see chapter System design A standard ejector system, page 118</i>	B <i>see chapter System design B with ejector, parallel compression and mechanical high-pressure control valve for emergency operation, page 120</i>
System with separator	No	Yes
System with parallel compression stage	No	Yes

Tab. 2: Overview: System designs A and B for ejector operation

① Adjustable either by modulating static ejectors connected in parallel or by changing the opening degree of the ejector nozzle or by connecting ejectors in parallel with adjustable opening degree of the ejector nozzles.

6.6.1 System design A standard ejector system

Standard system design when using R744 in heat pump systems and refrigeration systems with single-stage compression and expansion. Typically with only one evaporator.

Further features of this system design:

- The separator is at intermediate pressure and is referred to as the intermediate pressure vessel in the further description, see figure below.
- In the ejector, a polytropic expansion of the motive mass flow *see page 119* to a pressure level below the evaporation pressure occurs in the nozzle.
- The suction mass flow is sucked in via the ejector and combined with the motive mass flow in the mixing chamber (*see chapter Operating principle, page 110*).
- The pressure is increased to intermediate pressure in the diffuser (*see chapter Operating principle, page 110*).
- The outlet mass flow then flows into the intermediate pressure vessel. Liquid and gas are separated from each other.
- The liquid mass flow expands to evaporation pressure upstream of the evaporator and corresponds to the suction mass flow of the ejector.
- Depending on the system design, a superheat control or operation with a flooded evaporator can be used.
- The flash gas mass flow, which corresponds to the motive mass flow of the ejector, is sucked in as saturated vapour by the compressor and compressed to a high pressure level.
- To keep the refrigerant liquid share in the oil return line as low as possible, an oil return line must be connected to the intermediate pressure vessel and the polyalkylene glycol oil BSG68K from BITZER must be used. Apart from that: Install a heat exchanger in the oil return line!
- Depending on the system design, an adjustable or a non-adjustable ejector can be used. The adjustable ejector can also be used to optimise the high pressure.

6.6.2 System design B

with ejector, parallel compression and mechanical high-pressure control valve for emergency operation

- The parallel compression concept reduces the pressure ratio required to re-compress the flash gas to high pressure level.
- The flash gas is sucked in at a higher pressure level by a separate compressor or compressor stage that is directly connected to the intermediate pressure vessel.
- Transcritical R744 booster systems with parallel compression typically have four different pressure levels and consist of:
 - a low temperature compressor stage
 - a medium temperature compressor stage
 - a parallel compressor stage
- The high pressure ejector(s) is (are) installed upstream of the intermediate pressure vessel at the outlet of the gas cooler and use the compressor mass flow with the largest possible pressure difference in the system.
- Parallel to the ejector, a mechanical high-pressure control valve can optionally be installed for emergency operation.
- In the intermediate pressure vessel, the gas and liquid phases are separated *see page 119*. The liquid from the intermediate pressure vessel is fed as usual to the evaporators of the low temperature and medium temperature compressor stages.

After expansion and heat absorption in the evaporators, the mass flow of the evaporators of the low temperature compressor stage is absorbed by the low temperature compressor stage and re-compressed to the suction pressure level of the medium temperature compressor stage.
- On the suction side of the medium temperature compressor stage, either:
 - a superheat control is used and the suction mass flow of the ejector can be sucked in directly in gaseous form or
 - a separator is used for operation with a semi flooded evaporator, which enables operation of the medium temperature cooling points at low superheat.

In this case, the ejector is a liquid ejector that delivers the share of the excess liquid from the evaporators of the medium temperature compressor stage back into the intermediate pressure vessel. An oil return line must be connected to the separator!

During operation, also ensure that:

- the ejector controls the optimum high pressure via a control characteristic even during part load operation with very low load and at low outside temperatures.
- the mass flow ratio (entrainment) is influenced by this high pressure control. This can result in no suction mass flow being delivered by the ejector during part load operation!

Two different operating modes of the system are possible:

1. **Operation with high pressure ejector(s) with high load requirements and gas cooler outlet temperatures > 25°C:**
 - The evaporator mass flow of the medium temperature compressor stage is absorbed by the ejector(s) after expansion and heat absorption in the evaporators and forms the suction mass flow. This flow is then compressed from medium temperature suction pressure to intermediate pressure.
 - The flash gas bypass valve between the intermediate pressure vessel and the medium temperature suction side is closed, which relieves the medium temperature compressor stage.
 - The pressure lift generated by the ejector compression stage reduces the pressure ratio for the compression of the mass flow (in terms of thermodynamics, this is referred to as a "temperature lift"). At the same time, the

suction gas density increases, allowing the energetic advantage of parallel compression to take effect. The pressure in the intermediate pressure vessel is controlled by the parallel compressor stage.

- In systems with semi flooded evaporators and a separator, the ejector only has to transport the excess liquid back to the intermediate pressure vessel. The energetic advantage here lies mainly in the increased evaporation temperature due to the full utilisation of the heat transfer surface. A superheat control is not necessary in this case.

2. **Standard operation without high pressure ejector(s) with low load requirements and gas cooler outlet temperatures < 25°C:**

- During standard flash gas bypass operation, the control valve (e.g. solenoid valve or motor valve) is closed upstream of the ejector's suction connection.
- The parallel compressor stage is out of operation and the flash gas bypass valve controls the pressure in the intermediate pressure vessel by expanding the flash gas to medium temperature suction pressure.
- The mass flow of the medium temperature evaporator and the flash gas mass flow are picked up and compressed by the medium temperature compressor stage.
- To enable operation of the medium temperature compressor stage at low loads and low ambient temperatures at lower high pressures, it may be advantageous to install a high-pressure control valve in parallel with ejector(s) (see the following simplified diagram).

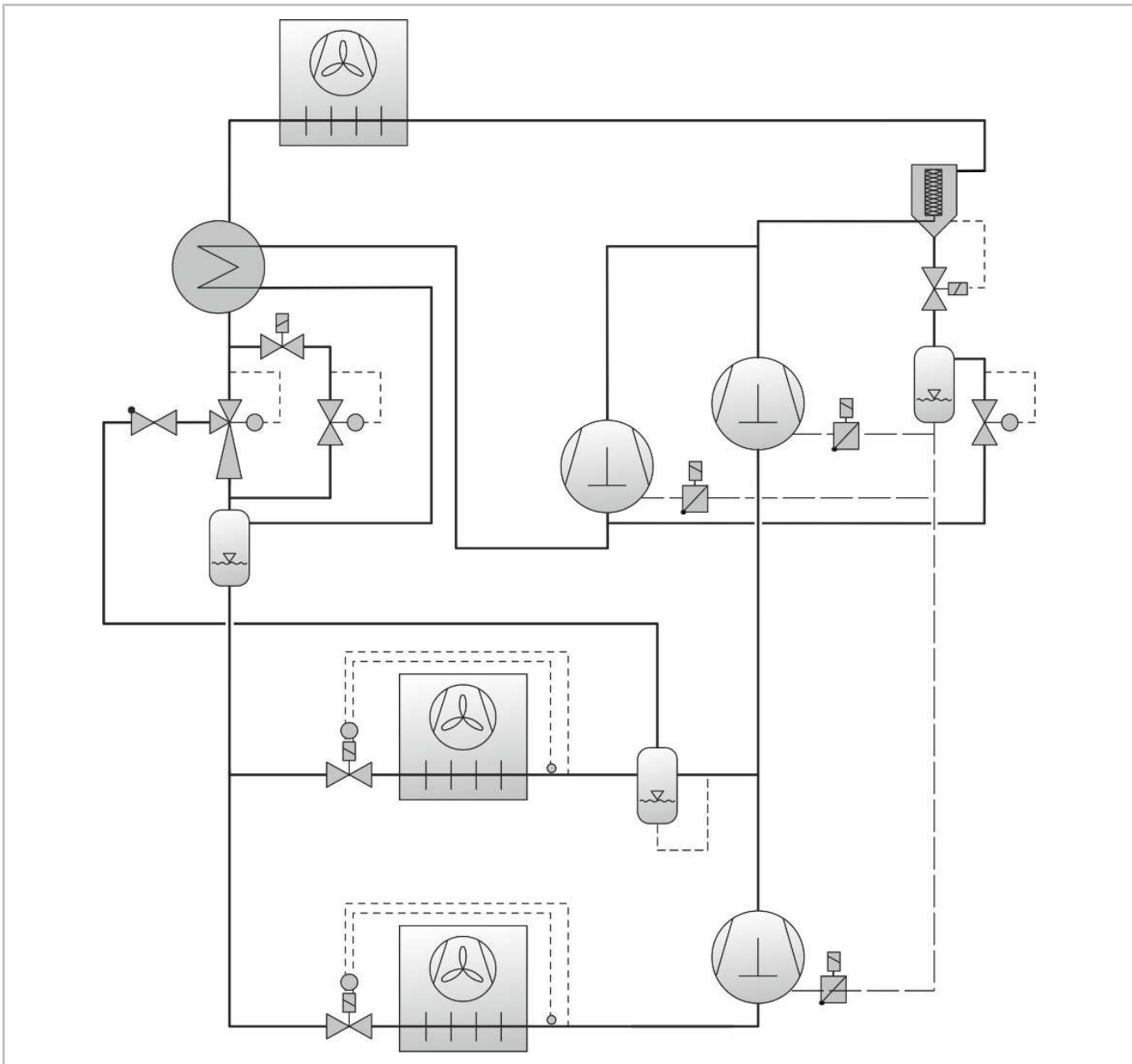


Fig. 26: System design B: with ejector, parallel compression and mechanical high-pressure control valve for emergency operation (simplified representation)

6.7 Design criteria and selection

6.7.1 Design example of an ejector in a low lift application

In a low lift application, the mass flow ratio is the essential selection criterion. The ejectors circulate the refrigerant in a similar way to a refrigerant pump. The goal is to increase the pressure only to the extent allowed by the mass flow ratio of the pumping operation.

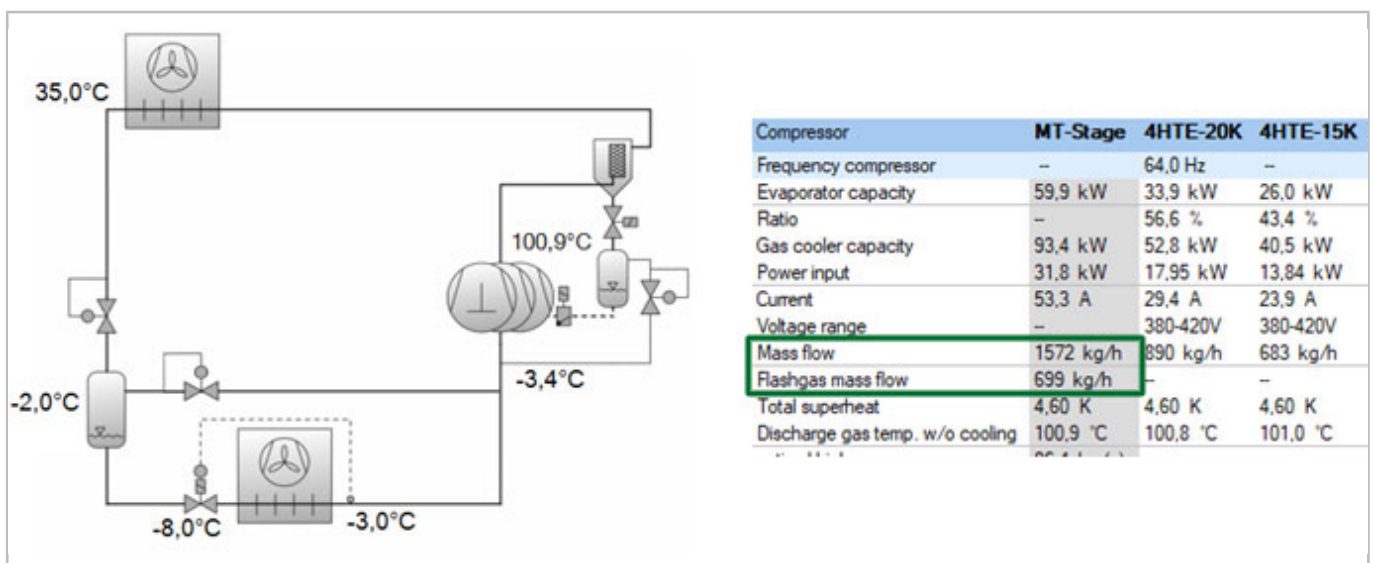
From the characteristics of the selected ejector results the suction mass flow at the given high pressure, motive mass flow rate and intermediate pressure. The intermediate pressure is determined by the suction pressure control of the compressor.

In the following example, a single-stage system with one ejector is to be calculated:

Boundary conditions:

- Gas cooler outlet temperature ($t_{g,c}$) at the design point: 35°C
- High pressure, absolute (p_{HP}): 89 bar
- Evaporation temperature in the medium temperature compressor stage ($t_{o,MT}$): -8°C
- Cooling capacity of the medium temperature compressor stage ($Q_{o,MT}$): 60 kW
- Medium pressure, absolute (estimated): 33 bar

First, a system without ejector with a standard superheat control is calculated in BITZER SOFTWARE under "R744 booster selection" (see following figure). The intermediate pressure is selected approx. 5 bar above the evaporation pressure. According to a first estimate, this corresponds to the pressure lift of the system with ejector.



With these assumptions, the first step is to calculate the ejector's mass flow to be delivered to achieve the cooling capacity of 60 kW. Due to the separation in the intermediate pressure vessel, the **net mass flow** that flows through the evaporator and is sucked in again by the ejector is the total mass flow minus the flash gas mass flow; in this example, this is 1572 kg/h - 699 kg/h = **873 kg/h**.

Based on the mass flow that must flow through the evaporator to achieve the cooling capacity of 60 kW, the necessary delivery rate of the compressors can be determined via the mass flow ratio of the ejector. The HDV-E23 ejector pre-selected in the BITZER calculation tool has a **mass flow ratio of 0.56** and a **pressure stroke of 4 bar** at a high pressure of 89 bar and a motive mass flow of 1572 kg/h.

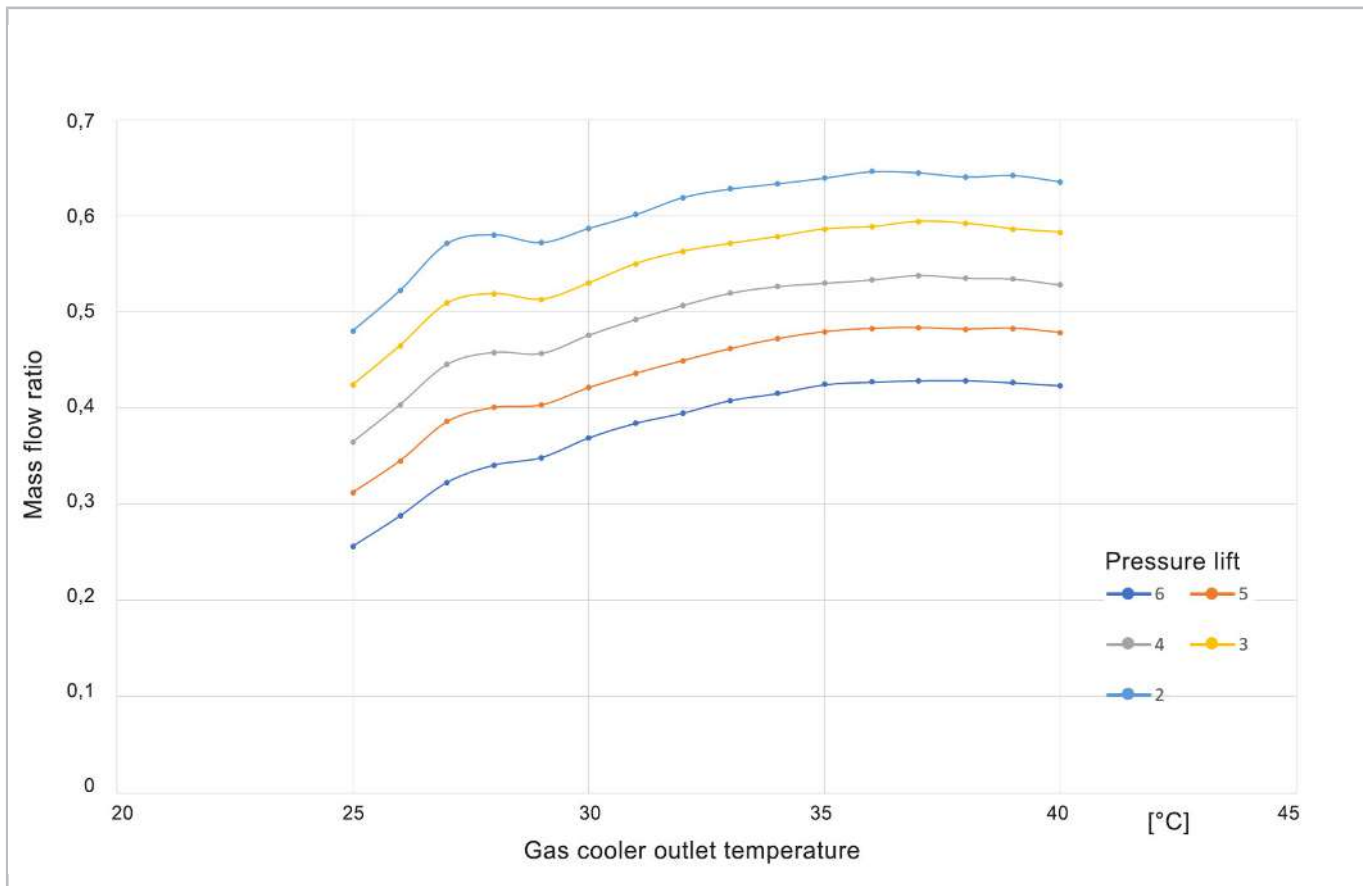



Fig. 27: Entrainment rate of the HDV-E23 ejector as a function of gas cooler outlet temperature for selected pressure lifts

The recommended ejector HDV-E23 can therefore suck in 873 kg/h and deliver to an intermediate pressure that is 4 bar higher.

Preliminary Ejector selection 

Input:

Gascooler outlet temperature: 35 °C

High pressure (Ejector HP inlet): 89 bar(a)

Suction pressure (Ejector LP inlet): 28 bar(a)

Motive mass flow: 1572 kg/h

Output:

Recommended Ejector type: HDV-E23

Utilization: 95 %

Mass entrainment ratio: 0,56

Suction mass flow: 873 kg/h

Interpressure (Ejector outlet): 32 bar(a)

Smaller compressors can now be selected due to the increased suction pressure. The cooling capacity shown in the new selection is irrelevant. The calculation is only used for the new compressor configuration based on the motive mass flow for the ejector at the higher pressure level and to determine the power consumption. The compressors would now have to deliver a mass flow of 1572 kg/h from the intermediate pressure vessel at 32 bar suction pressure (-3°C) (see figure below). The corresponding power consumption is the new compressor power consumption of the system with ejector.

<table style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr><td>Evaporating SST</td><td style="text-align: right;">-3</td><td>°C</td></tr> <tr><td>Evaporator superheat</td><td style="text-align: right;">2</td><td>K</td></tr> <tr><td>Suction line superheat</td><td style="text-align: right;">0</td><td>K</td></tr> <tr><td><input type="checkbox"/> High pressure</td><td style="text-align: right;">Auto</td><td></td></tr> <tr><td>Gas cooler outlet</td><td style="text-align: right;">35</td><td>°C</td></tr> <tr><td>Intermed. pressure</td><td style="text-align: right;">36</td><td>bar(a) 1,20 °C</td></tr> <tr><td colspan="3" style="border-top: 1px solid gray; border-bottom: 1px solid gray;">Additional Configuration</td></tr> <tr><td><input checked="" type="checkbox"/> IHX Flashg. - Gas c.</td><td style="text-align: right;">10</td><td>K</td></tr> <tr><td colspan="3" style="border-top: 1px solid gray; border-bottom: 1px solid gray;">Power supply</td></tr> <tr><td>Power frequency</td><td style="text-align: right;">50Hz</td><td></td></tr> <tr><td>Power voltage</td><td style="text-align: right;">400V</td><td></td></tr> </table>	Evaporating SST	-3	°C	Evaporator superheat	2	K	Suction line superheat	0	K	<input type="checkbox"/> High pressure	Auto		Gas cooler outlet	35	°C	Intermed. pressure	36	bar(a) 1,20 °C	Additional Configuration			<input checked="" type="checkbox"/> IHX Flashg. - Gas c.	10	K	Power supply			Power frequency	50Hz		Power voltage	400V		<div style="background-color: #e0ffe0; padding: 2px; border: 1px solid #c0ffc0;"> MT-Stage: Tentative Data. MT-Stage: Power consumption at compressor inlet. MT-Stage: Total superheat smaller than 10K / 18°F. </div> <div style="border: 1px solid black; padding: 2px; margin-top: 5px;"> COP/EER Evaporator: 2.28 </div> <table style="width: 100%; border-collapse: collapse; margin-top: 5px;"> <thead> <tr style="background-color: #e0f0ff;"> <th style="text-align: left;">Compressor</th> <th style="text-align: left;">MT-Stage</th> <th style="text-align: left;">4JTE-15K</th> <th style="text-align: left;">4JTE-10K</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>Frequency compressor</td><td style="text-align: center;">-</td><td style="text-align: center;">68,0 Hz</td><td style="text-align: center;">-</td></tr> <tr><td>Evaporator capacity</td><td style="text-align: center;">59,3 kW</td><td style="text-align: center;">34,7 kW</td><td style="text-align: center;">24,6 kW</td></tr> <tr><td>Ratio</td><td style="text-align: center;">-</td><td style="text-align: center;">58,5 %</td><td style="text-align: center;">41,5 %</td></tr> <tr><td>Gas cooler capacity</td><td style="text-align: center;">85,2 kW</td><td style="text-align: center;">49,9 kW</td><td style="text-align: center;">35,3 kW</td></tr> <tr style="border: 2px solid green;"><td>Power input</td><td style="text-align: center;">26,0 kW</td><td style="text-align: center;">15,14 kW</td><td style="text-align: center;">10,84 kW</td></tr> <tr><td>Current</td><td style="text-align: center;">43,1 A</td><td style="text-align: center;">24,6 A</td><td style="text-align: center;">18,49 A</td></tr> <tr><td>Voltage range</td><td style="text-align: center;">-</td><td style="text-align: center;">380-420V</td><td style="text-align: center;">380-420V</td></tr> <tr style="border: 2px solid green;"><td>Mass flow</td><td style="text-align: center;">1571 kg/h</td><td style="text-align: center;">920 kg/h</td><td style="text-align: center;">651 kg/h</td></tr> <tr><td>Flashgas mass flow</td><td style="text-align: center;">655 kg/h</td><td style="text-align: center;">-</td><td style="text-align: center;">-</td></tr> <tr><td>Total superheat</td><td style="text-align: center;">5,10 K</td><td style="text-align: center;">5,10 K</td><td style="text-align: center;">5,10 K</td></tr> <tr><td>Discharge gas temp. w/o cooling</td><td style="text-align: center;">89,9 °C</td><td style="text-align: center;">89,7 °C</td><td style="text-align: center;">90,1 °C</td></tr> <tr><td>optimal high pressure</td><td style="text-align: center;">86,4 bar(a)</td><td style="text-align: center;">-</td><td style="text-align: center;">-</td></tr> </tbody> </table>	Compressor	MT-Stage	4JTE-15K	4JTE-10K	Frequency compressor	-	68,0 Hz	-	Evaporator capacity	59,3 kW	34,7 kW	24,6 kW	Ratio	-	58,5 %	41,5 %	Gas cooler capacity	85,2 kW	49,9 kW	35,3 kW	Power input	26,0 kW	15,14 kW	10,84 kW	Current	43,1 A	24,6 A	18,49 A	Voltage range	-	380-420V	380-420V	Mass flow	1571 kg/h	920 kg/h	651 kg/h	Flashgas mass flow	655 kg/h	-	-	Total superheat	5,10 K	5,10 K	5,10 K	Discharge gas temp. w/o cooling	89,9 °C	89,7 °C	90,1 °C	optimal high pressure	86,4 bar(a)	-	-
Evaporating SST	-3	°C																																																																																				
Evaporator superheat	2	K																																																																																				
Suction line superheat	0	K																																																																																				
<input type="checkbox"/> High pressure	Auto																																																																																					
Gas cooler outlet	35	°C																																																																																				
Intermed. pressure	36	bar(a) 1,20 °C																																																																																				
Additional Configuration																																																																																						
<input checked="" type="checkbox"/> IHX Flashg. - Gas c.	10	K																																																																																				
Power supply																																																																																						
Power frequency	50Hz																																																																																					
Power voltage	400V																																																																																					
Compressor	MT-Stage	4JTE-15K	4JTE-10K																																																																																			
Frequency compressor	-	68,0 Hz	-																																																																																			
Evaporator capacity	59,3 kW	34,7 kW	24,6 kW																																																																																			
Ratio	-	58,5 %	41,5 %																																																																																			
Gas cooler capacity	85,2 kW	49,9 kW	35,3 kW																																																																																			
Power input	26,0 kW	15,14 kW	10,84 kW																																																																																			
Current	43,1 A	24,6 A	18,49 A																																																																																			
Voltage range	-	380-420V	380-420V																																																																																			
Mass flow	1571 kg/h	920 kg/h	651 kg/h																																																																																			
Flashgas mass flow	655 kg/h	-	-																																																																																			
Total superheat	5,10 K	5,10 K	5,10 K																																																																																			
Discharge gas temp. w/o cooling	89,9 °C	89,7 °C	90,1 °C																																																																																			
optimal high pressure	86,4 bar(a)	-	-																																																																																			

COP

The **COP of the flash gas bypass system** is $Q_o / P_e = 59.9 \text{ kW} / 31.8 \text{ kW} = 1.9$

The **COP of the system with ejector** is $Q_o / P_e = 59.9 \text{ kW} / 26 \text{ kW} = 2.3$

It must be kept in mind that the advantage of the approx. 3 K higher evaporation temperature due to operation with flooded evaporator has not yet been taken into account.

6.7.2 Design example of an ejector in a high lift application

The mass flow ratio as a function of the high pressure and the pressure lift is decisive for the design of an ejector in a high lift application. The pressure stroke itself is a variable that can be freely selected within certain limits and has a major influence on the selection of compressors in the individual compressor stages.

When selecting an ejector, the control strategy must first be determined.

Either:

- the intermediate pressure is varied depending on the high pressure so that parallel compressors and ejectors are operated within the optimum range.
Although this promises the highest efficiency of the system, it also means increased control effort.

Or:

- the intermediate pressure is kept constant. This is easier to implement.

In the following example, an ejector is to be selected for a low temperature/medium temperature booster system with parallel compression:

Boundary conditions:

- Gas cooler outlet temperature (t_{gc}) at the design point: 35°C
- Evaporation temperature in the medium temperature compressor stage ($t_{o,MT}$): -8°C
- Evaporation temperature in the low temperature compressor stage ($t_{o,LT}$): -28°C
- Cooling capacity of the medium temperature compressor stage ($Q_{o,MT}$): 60 kW

- Cooling capacity of the low temperature compressor stage ($Q_{o,LT}$): 15 kW
- Intermediate pressure, absolute (p_{IP}): 37 bar

First, a system without ejector with a standard superheat is calculated in the BITZER SOFTWARE under R744 booster, see following figure:

3 4MTE-7K

Operating point ⌵

Evaporating SST °C °C

Evaporator superheat K K

Suction line superheat K K K

High pressure Auto

Gas cooler outlet °C

Intermed. pressure bar(a) °C

Additional Configuration ⌵

Air Conditioning -- kW

IHX Flashg. - Gas c. K

Desuperheater °C

IHX Low temperature stage K

Power supply ⌵

Power frequency Hz

Power voltage V

Heat recovery ⌵

Heat exchanger 1 2 3

Fluid inlet	<input type="text" value="20.00"/>	<input type="text" value="40.0"/>	<input type="text" value="60.0"/>	°C
Fluid outlet	<input type="text" value="40.0"/>	<input type="text" value="60.0"/>	<input type="text" value="80.0"/>	°C
Heating capacity	<input type="text" value="10.00"/>	<input type="text" value="10.00"/>	<input type="text" value="10.00"/>	kW
Spec. heat cap.	<input type="text" value="4.186"/>	<input type="text" value="4.186"/>	<input type="text" value="4.186"/>	kJ/(kg·K)
Min. pinch point	<input type="text" value="2.00"/>	<input type="text" value="2.00"/>	<input type="text" value="2.00"/>	K

COP/EER Evaporator: 1.84

Compressor	LT-Stage	2KSL-1K	2JSL-2K
Frequency compressor	--	70.0 Hz	--
Evaporator capacity	15.07 kW	7.94 kW	7.13 kW
Ratio	--	52.7 %	47.3 %
Power input	2.93 kW	1.56 kW	1.37 kW
Current	6.16 A	2.86 A	3.30 A
Voltage range	--	380-420V	380-420V
Mass flow	219 kg/h	115.4 kg/h	103.6 kg/h
Total superheat	19.90 K	19.90 K	19.90 K
Discharge gas temp. w/o cooling	52.5 °C	52.9 °C	52.0 °C

Compressor	M T-Stage	4M TE-10K	4M TE-7K	4M TE-7K
Frequency compressor	--	70.0 Hz	--	--
Evaporator capacity	60.0 kW	25.2 kW	17.40 kW	17.40 kW
Ratio	--	42.0 %	29.0 %	29.0 %
Gas cooler capacity	118.7 kW	30.6 kW	21.2 kW	21.2 kW
Power input	25.8 kW	10.92 kW	7.42 kW	7.42 kW
Current	44.3 A	18.65 A	12.82 A	12.82 A
Voltage range	--	380-420V	380-420V	380-420V
Mass flow	1132 kg/h	475 kg/h	329 kg/h	329 kg/h
Total superheat	14.90 K	14.90 K	14.90 K	14.90 K
Discharge gas temp. w/o cooling	116.7 °C	117.3 °C	116.2 °C	116.2 °C
optimal high pressure	86.4 bar(a)	--	--	--

Compressor	Parallel-Stage	4KTE-12K
Frequency compressor	--	55.0 Hz
Ratio	--	100.0 %
Power input	12.16 kW	12.16 kW
Current	20.4 A	20.4 A
Voltage range	--	380-420V
Mass flow	811 kg/h	811 kg/h
Total superheat	15.00 K	15.00 K
Discharge gas temp. w/o cooling	95.2 °C	95.2 °C

At the gas cooler outlet there is a **motive mass flow** of 1132 kg/h (MT) + 811 kg/h (parallel) = **1943**. The pressure lift that the ejector must carry out from medium temperature level to intermediate pressure level is 9 bar (see figure below).

Based on the motive mass flow (mass flow of the medium temperature and parallel compressors) of 1943 kg/h, the high pressure and the pressure stroke, one ejector or several ejectors can be selected.

Two HDV-E16 ejectors are suitable for this design variant to fully utilise the motive mass flow. In this case, both ejectors operate at 100% opening degree. The ejectors should be designed and controlled such that the operating point is as close as possible to 100% opening degree. Individual ejectors can be deactivated in order to make greater use of the still activated ejectors working at part load. This must be done at the latest when their opening degree falls below 30%, as no significant mass flow can be sucked in and compressed below this point. The ejector would then only work as a pure expansion device with isenthalpic throttling.

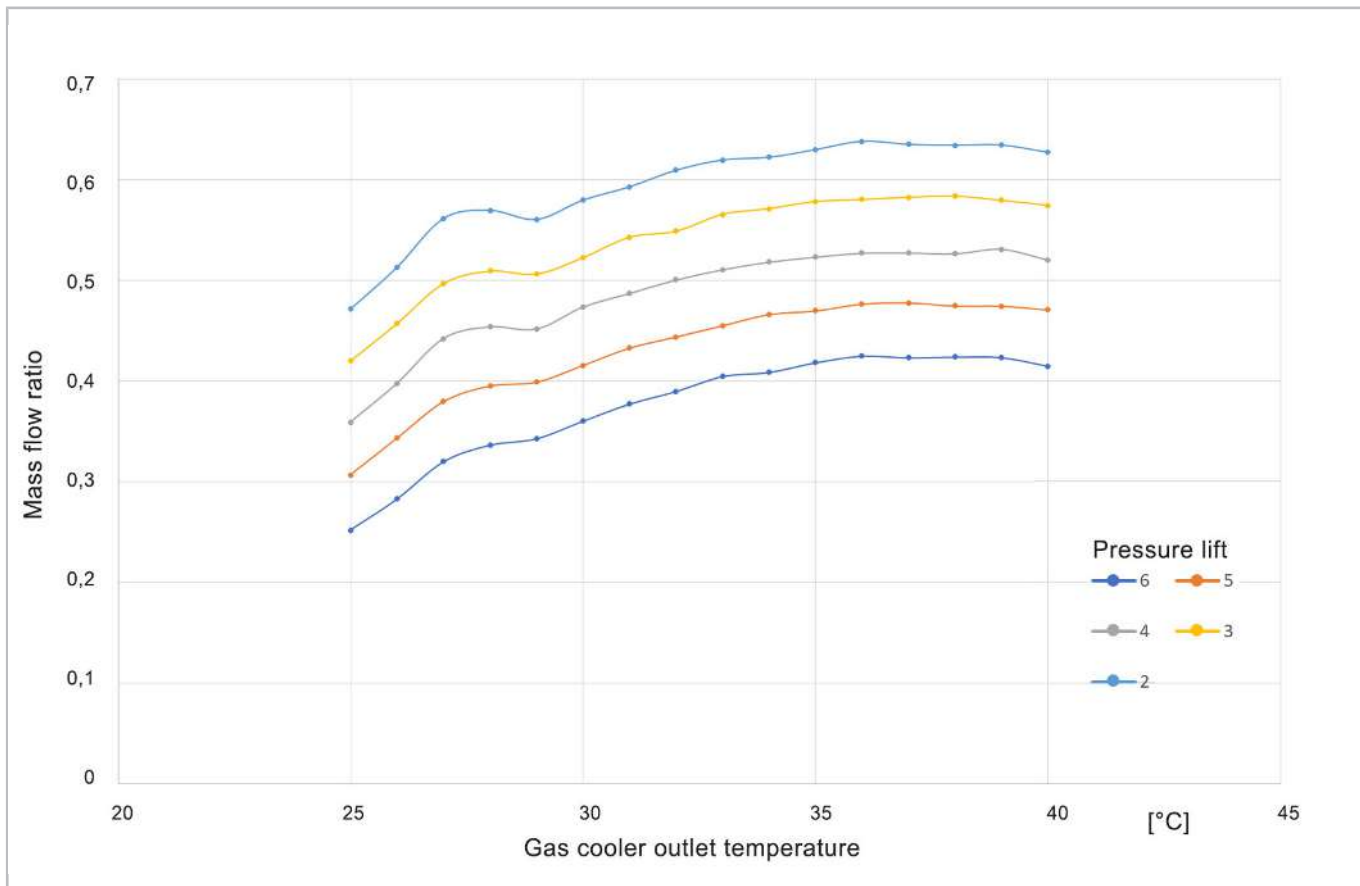



Fig. 28: Entrainment rate of the HDV-E16 ejector as a function of gas cooler outlet temperature for selected pressure lifts

The two ejectors proposed by the BITZER calculation tool have a **mass flow ratio of 0.29** at a **high pressure of 86.4 bar** and at a **pressure lift of 9 bar**. The **total mass flow sucked in and delivered to intermediate pressure is 560 kg/h (2x 280 kg/h)**.

Preliminary Ejector selection 

Input:

Gascooler outlet temperature:	35 °C
High pressure (Ejector HP inlet):	86,4 bar(a)
Suction pressure (Ejector LP inlet):	28 bar(a)
Interpressure (Ejector outlet):	37 bar(a)
Motive mass flow:	976 kg/h

Output:

Recommended Ejector type:	HDV-E16
Utilization:	100 %
Mass entrainment ratio:	0,29
Suction mass flow	280 kg/h

These results will be included in the further steps of the design. The **medium temperature compressors are relieved by 560 kg/h** and the parallel compressors are loaded accordingly. Since BITZER SOFTWARE always

ideally adapts the parallel compressors to the mass flows of the medium temperature and low temperature compressors, the additional load shift introduced by the ejector must be specified as "high temperature load" (in this case approx. 37 kW). This increases the delivered mass flow of the parallel compressors by 560 kg/h.

The new conditions are:

- Medium temperature compressor: 572 kg/h
- Parallel compressor: 1371 kg/h
- Of which high temperature load for ejector simulation: approx. 37 kW (corresponds to the mass flow of 560 kg/h)

The shift in mass flows has significantly changed the compressor selection (see following figure). The 4MTE-10K compressor, originally used in the medium temperature compressor stage, now appears in the parallel compressor stage.

However, it should be kept in mind that the elimination of the mass flow from the evaporator at the mixing point with the discharge gas of the low temperature compressor stage has greatly increased the mixing temperature and thus the suction gas temperature. This results in a sharp increase of the discharge gas temperature and must be considered in extreme cases. Additional suction gas cooling may be necessary!

Operating point

Evaporating SST: -28 °C, -8 °C

Evaporator superheat: 5 K, 5 K

Suction line superheat: 5 K, 5 K, 5 K

High pressure: Auto

Gas cooler outlet: 35 °C

Intermed. pressure: 37 bar(a), 2.30 °C

Additional Configuration

Air Conditioning: 37 kW

IHX Flashg. - Gas c.: 10 K

Desuperheater: 30 °C

IHX Low temperature stage: 10 K

Power supply

Power frequency: 50Hz

Power voltage: 400V

Heat recovery

Heat exchanger: 1, 2, 3

Fluid inlet	20.00	40.0	60.0	°C
Fluid outlet	40.0	60.0	80.0	°C
Heating capacity	10.00	10.00	10.00	kW
Spec. heat cap.	4.186	4.186	4.186	kJ/(kg*K)
Min. pinch point	2.00	2.00	2.00	K

28/10/2021 11:03:42

COP/EER Evaporator: 2.01

Compressor	LT-Stage	2KSL-1K	2JSL-2K
Frequency compressor	--	70.0 Hz	--
Evaporator capacity	15.07 kW	7.94 kW	7.13 kW
Ratio	--	52.7 %	47.3 %
Power input	2.93 kW	1.56 kW	1.37 kW
Current	6.16 A	2.86 A	3.30 A
Voltage range	--	380-420V	380-420V
Mass flow	219 kg/h	115.4 kg/h	103.6 kg/h
Total superheat	19.90 K	19.90 K	19.90 K
Discharge gas temp. w/o cooling	52.5 °C	52.9 °C	52.0 °C

Compressor	M T-Stage	4M TE-10K	4M TE-7K
Frequency compressor	--	42.0 Hz	--
Evaporator capacity	23.3 kW	10.44 kW	12.86 kW
Ratio	--	44.8 %	55.2 %
Gas cooler capacity	115.7 kW	17.38 kW	21.4 kW
Power input	13.84 kW	6.42 kW	7.42 kW
Current	26.4 A	13.60 A	12.82 A
Voltage range	--	380-420V	380-420V
Mass flow	574 kg/h	257 kg/h	317 kg/h
Total superheat	20.00 K	20.00 K	20.00 K
Discharge gas temp. w/o cooling	125.4 °C	127.8 °C	123.5 °C
optimal high pressure	86.4 bar(a)	--	--

Compressor	Parallel-Stage	4KTE-12K	4M TE-10K
Frequency compressor	--	59.0 Hz	--
Evaporator capacity	37.0 kW	--	--
Ratio	--	64.5 %	35.5 %
Power input	20.6 kW	13.08 kW	7.56 kW
Current	35.2 A	21.8 A	13.41 A
Voltage range	--	380-420V	380-420V
Mass flow	1360 kg/h	877 kg/h	483 kg/h
Total superheat	15.00 K	15.00 K	15.00 K
Discharge gas temp. w/o cooling	95.7 °C	95.0 °C	96.9 °C

The cooling capacity of the compressor stages shown in the new selection has no meaning. Only the compressor selection was adapted to the new mass flow ratios to determine the compressor sizes and power consumption. Thus, with the originally calculated cooling capacity and the new power consumption due to the use of the ejector, the following COP can be calculated:

COP

The total COP of the parallel system is:

$$Q_o / P_e = (15.07 \text{ kW} + 60 \text{ kW}) / (2.93 \text{ kW} + 25.8 \text{ kW} + 12.16 \text{ kW}) = 1.84$$

The total COP of the parallel + ejector system is:

$$Q_o / P_e = (15.07 \text{ kW} + 60 \text{ kW}) / (2.93 \text{ kW} + 13.84 \text{ kW} + 20.6 \text{ kW}) = 2.01$$

6.8 Control

- Adjustable ejectors (e.g. HDV-E30) have a bipolar servomotor by means of which the position of a throttle element and thus the cross-sectional area of the nozzle in the ejector can be changed.
- To control the valve, the following is needed:
 - an analogue control signal (0..10 V) from the superior controller (independent of the manufacturer)
 - the control device SVD1A1
 - the activation of the bipolar servomotor (via the control device)

Control device SVD1A1

Connect cables to the ejector only with a seal (included in delivery). Tightening torque for the connector: 0,5 Nm.

For any work performed on the electrical system: Observe the protection objectives of the EU Low Voltage Directive, EN60204-1, the IEC60364 series of safety standards and national safety regulations.

! **NOTICE**
Malfunctions due to electromagnetic interference!
When connecting ejectors with a cable length > 5 m, use shielded connection cables.
Connect the shield to terminal 35 and the earth to terminal 34.

i **Information**
The SVD1A1 is inactive when the combination 0/0 is set on the rotary switches!

Setting the ejector group and ejector type:

- Set ejector group "8" (left-hand rotary switch) and ejector type "0" or "1" (right-hand rotary switch) on the rotary switches of the control device (see figure below).

Ejectorgroup "8"	HDV-E23/HDV-E30
Type "0"	100% of the Kv value
Type "1"	100% of the Kv value at cascade operation

Tab. 3: Settings on the control device SVD1A1

Cable lengths and cross sections:

- < 5 m -> 0.5 mm²
- 5-30 m -> 0.5 mm² shielded
- 30-50 m -> 0.75 mm² shielded

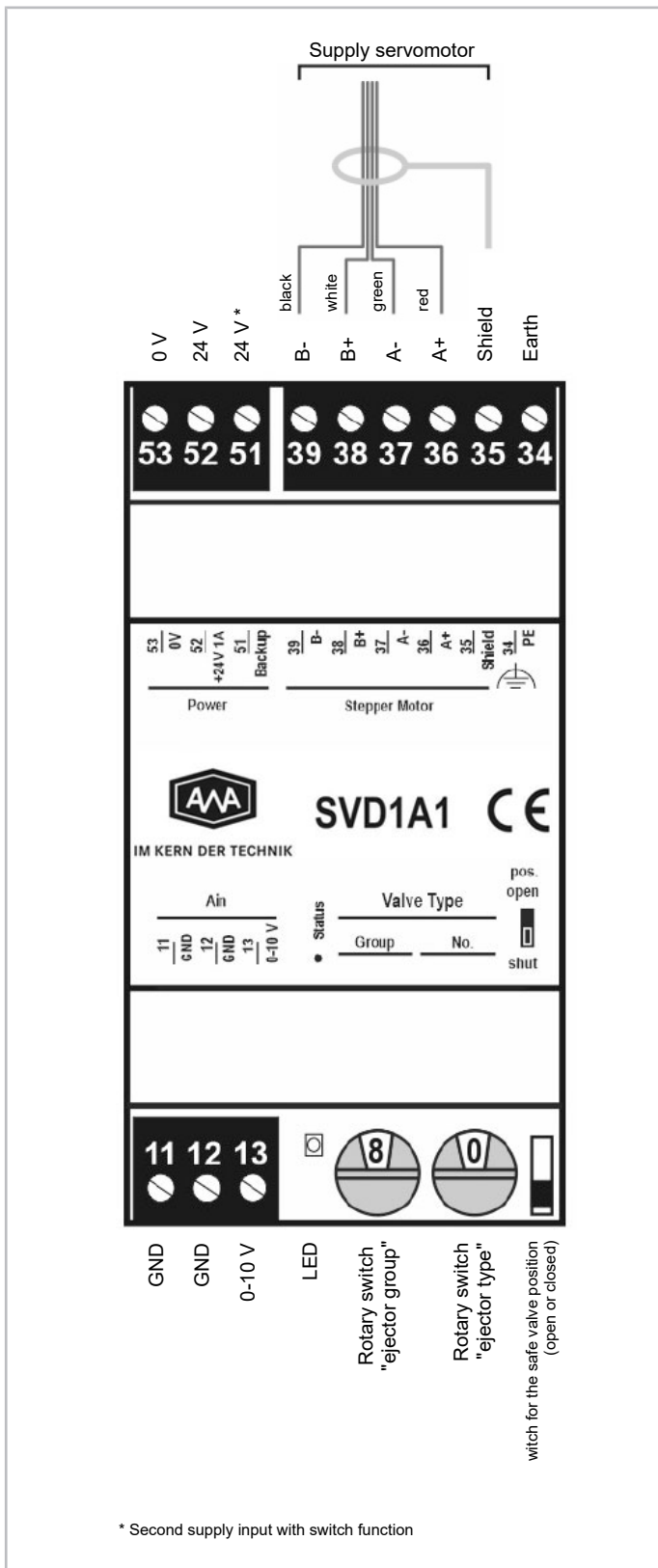


Fig. 29: Control device SVD1A1

Settings for emergency operation / in case of voltage supply interruption:

- The ejector position (open or closed) is preset directly on the switch for the safe valve position (safe pos.) of the SVD1A1 (see figure above, switch to the right of the rotary switches).
- SVD1A1 has an integrated emergency closing function for emergency operation / in case of voltage supply interruption.

Control characteristic

In the applications described in this Technical Information, the ejector controls the optimum high pressure via a control characteristic (depending on the manufacturer of the superior controller). For control, the measured high pressure for the temperature at the gas cooler outlet, which is also measured, is compared with the target high pressure using the control characteristic.

- Depending on the control deviation between the measured high pressure and the target high pressure, an analogue control signal is output by the superior controller. The control device is used to activate the bipolar servomotor and thus change the cross-sectional area of the nozzle.
- The mass flow ratio (entrainment) is influenced by controlling the cross-sectional area of the nozzle and thus the high pressure. When using the ejector as a low lift / liquid ejector, this dependency must be taken into account when planning and designing the system.
- The height of the pressure lift may only be selected such that no stall effect occurs in the ejector even at low high pressure and motive mass flow.
- For some ejector applications, a distinction can be made between different operating conditions, for example with an open or closed suction line for the ejector.
- One criterion for activating the various operating conditions is the gas cooler outlet temperature or the inlet temperature of the motive mass flow into the ejector. However, the gas cooler outlet temperature alone does not provide information on the load requirements at the cooling points.
- Depending on the manufacturer and type of the superior controller, further criteria are taken into account, for example opening degree of the flash gas bypass valve, opening degree of the high-pressure control valve, operation feedback of the compressors, superheat and alarm messages.

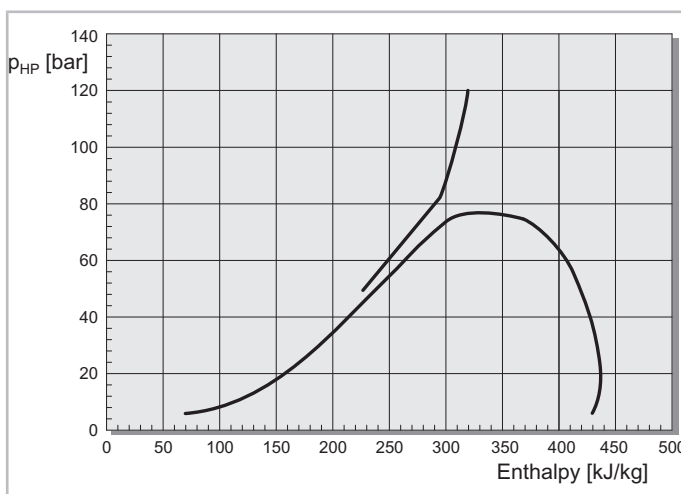


Fig. 30: Ejector control characteristic in the p,h diagram

6.9 Document as PDF

Open document as PDF

Related documents

[AT-744-1.pdf \(Resources/pdf/522229387.pdf\)](#)

7 Pressure and saturated vapour temperature table for R744

Saturated vapour temperature t_{sat} (°C)	Absolute pressure p (bar)
31.06** ①	73.84
31	73.74
30	72.05
29	70.42
28	68.82
27	67.27
26	65.74
25	64.25
24	62.79
23	61.36
22	59.95
21	58.57
20	57.22
19	55.89
18	54.58
17	53.30
16	52.05
15	50.81
14	49.60
13	48.41
12	47.24
11	46.10
10	44.57
9	43.87
8	42.78
7	41.70
6	40.67
5	39.65
4	38.64
3	37.66
2	36.69
1	35.74
0	34.81
-1	33.90
-2	33.00
-3	32.12
-4	31.26
-5	30.42
-6	29.59
-7	28.78
-8	27.99

Saturated vapour temperature t_{sat} (°C)	Absolute pressure p (bar)
-9	27.21
-10	26.45
-11	25.71
-12	24.98
-13	24.26
-14	23.56
-15	22.88
-16	22.21
-17	21.55
-18	20.91
-19	20.28
-20	19.67
-21	19.07
-22	18.49
-23	17.91
-24	17.35
-25	16.81
-26	16.27
-27	15.75
-28	15.25
-29	14.75
-30	14.26
-31	13.79
-32	13.33
-33	12.88
-34	12.44
-35	12.02
-36	11.60
-37	11.19
-38	10.80
-39	10.42
-40	10.04
-41	9.68
-42	9.32
-43	8.98
-44	8.64
-45	8.32
-46	8.00
-47	7.70
-48	7.40
-49	7.11
-50	6.83
-51	6.55

Saturated vapour temperature t_{sat} (°C)	Absolute pressure p (bar)
-52	6.29
-53	6.03
-54	5.78
-55	5.54
-56	5.31

① Critical point

8 Checklists for commissioning

Related documents

AT-744 Checklist Booster Systems.pdf (Resources/pdf/9007199967855371__en.pdf)

9 Document as PDF

[Open document as PDF](#)

Related documents

AT-744-2.pdf (Resources/pdf/9007199972815883.pdf)