

Transkritischer CO₂-Prozeß mit arbeitsleistender Entspannung - Prozeßgestaltung, konstruktive Lösung, Anwendung

*Dipl.-Ing. P. Heyl, Dr.-Ing. W.E. Kraus, Prof. Dr. sc. techn. H. Quack,
Technische Universität Dresden,
Lehrstuhl für Kälte- und Kryotechnik,
Dresden 01062,
Germany*

KURZFASSUNG

Kohlendioxid wird auf Grund seiner ökologischen und sicherheitstechnischen Eigenschaften als ein natürliches Ersatzkältemittel in Kaltdampfprozessen diskutiert. Einer breiten Anwendung wirken jedoch zum einen die hohen Betriebsdrücke und zum anderen energetische Nachteile bei bestimmten Prozeßparametern in der Kälte-, Klima- und Wärmepumpentechnik entgegen.

Eine Möglichkeit, die Effizienz vergleichbarer Systeme mit R134a, R290 oder R717 zu erreichen, könnte der Einsatz einer arbeitsleistenden Entspannung bei gleichzeitiger Nutzung der gewonnenen Expansionsarbeit für die Verdichtung des Kohlendioxids darstellen.

Die energetischen Vorteile einer solchen Anordnung werden anhand ein- und zweistufiger Prozeßberechnungen vorgestellt. Für die prozeßtechnische Realisierung wird eine Kolbenmaschine vorgeschlagen, in der gleichzeitig Expansion und Kompression erfolgen.

Kohlendioxid, Leistungszahl, arbeitsleistende Entspannung, Expansions-Kompressions-Maschine

1 EINLEITUNG

Das natürliche Kältemittel Kohlendioxid wird, beginnend mit den Studien von Lorentzen [1], als Ersatz für die chlorierten und als ökologische Alternative für die fluorierten Kältemittel in verschiedenen Forschungsprojekten und Anwendungen untersucht.

Da die kritische Temperatur von Kohlendioxid bei 31°C liegt, ist die Prozeßführung beim Kaltdampfprozeß mit Kohlendioxid als Kältemittel überwiegend überkritisch, d.h. an die Stelle der Kondensation bei konstantem Druck und Temperatur tritt die isobare Abkühlung des Hochdruckstromes bei stark "gleitender Temperatur" in einem Hochdruckwärmeübertrager. Die Lage des Hochdruckes ist

dabei ein freier Parameter und das Optimum muß für jeden Einsatzfall neu bestimmt werden.

In Abbildung 1 sind zwei Prozesse A und B eingezeichnet, die sich vor allen durch die Austrittstemperaturen des Kohlendioxids aus dem Hochdruckwärmeübertrager unterscheiden. Im Prozeß A ermöglicht ein sehr kaltes Kühlmittel die Abkühlung des Kohlendioxids weit unter die kritische Temperatur von 31°C . Dadurch werden die thermodynamischen Verluste in der anschließenden Drosselung relativ klein [2]. Nutzt man in Prozeß A auch noch die relativ hohe Überhitzungstemperatur aus, zum Beispiel zur Erwärmung von Brauchwarmwasser von 10 auf $60 \dots 90^{\circ}\text{C}$, so erhält man eine sehr effizientes System mit einer Leistungszahl, die über derjenigen vergleichbarer unterkritischer Kaltdampfprozesse mit anderen Kältemitteln liegt [3] und [4].

Der Prozeß B ergibt sich zum Beispiel bei der Anwendung von Kohlendioxid in Heizungswärmepumpen oder Luft-Luft-Klimaanlagen. Er ist gekennzeichnet durch eine Austrittstemperatur des Kohlendioxids aus dem Hochdruckwärmeübertrager von über 31°C . Dies führt dann bei der anschließenden Drosselung ins Zweiphasengebiet zu sehr großen thermodynamischen Verlusten. Und im Endergebnis ist die Leistungszahl dieses Prozesses denjenigen entsprechenden normalen Kaltdampfprozessen mit anderen Kältemitteln deutlich unterlegen.

Trotz dieser theoretischen ungünstigen Ausgangslage, gibt es einige Forscher [5] und [6], die darauf hinweisen, daß unter Berücksichtigung realer Prozeßbedingungen Prozesse mit Kohlendioxid trotzdem energetisch konkurrenzfähig sein können. Sie berücksichtigen dabei die Abhängigkeit des Kompressionswirkungsgrades vom Druckverhältnis und die hervorragenden Wärmeübertragungseigenschaften des Kohlendioxids.

Unser Anliegen ist jedoch, die grundlegende Verbesserung des Prozesses B, indem wir uns den beiden Hauptverlustquellen annehmen:

- den großen Irreversibilitäten bei der Drosselung und
- den relativ hohen Kompressionsaustrittstemperaturen, die bei vielen Anwendungen nicht ausgenutzt werden können.

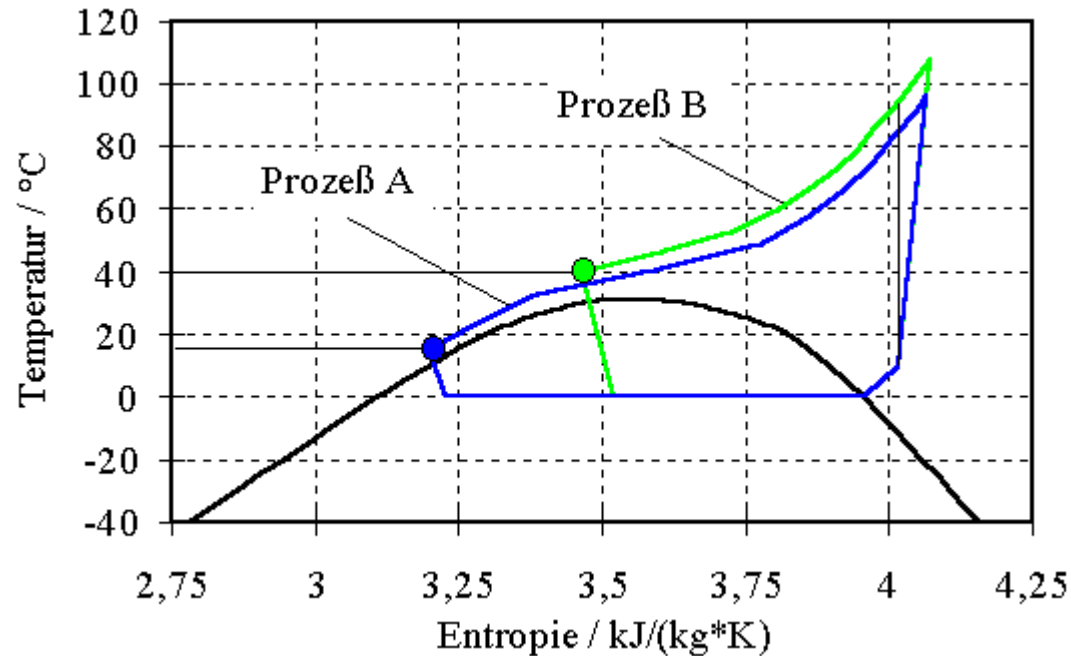


Abbildung 1: t,s-Diagramm transkritischer CO₂-Kreisläufe bei unterschiedlichen Prozeßparametern

2 THERMODYNAMISCHE PROZESSVERBESSERUNGEN

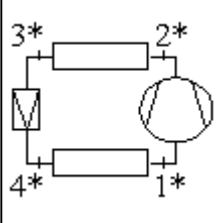
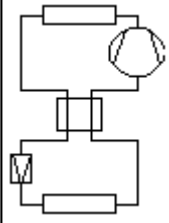
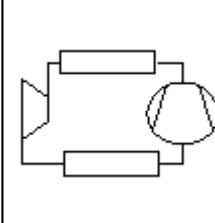
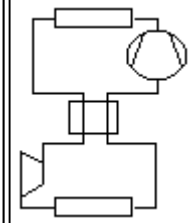
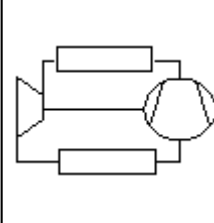
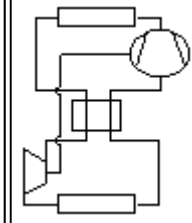
Für die thermodynamische Bewertung des transkritischen Kreislaufes wurden verschiedene Prozeßmodifikationen für den Klima-Kälte-Bereich bei folgenden Bedingungen berechnet und anschließend bewertet, vgl. Tabelle 1.

- Verdampfungstemperatur: 0°C
- Überhitzung: 10 K
- Austrittstemperatur aus dem Wärmeübertrager auf Hoch- bzw. auf Mitteldruck: 40°C
- isentroper Wirkungsgrad der extern angetriebenen Hauptkompressorstufe (auch für Prozeß 5 und 6): 0,7
- isentroper Wirkungsgrad der Nebenkompessorstufe (prozeßintern durch die Expansion des Kohlendioxids angetrieben): 0,85
- isentroper Wirkungsgrad der Expansion: 0,85

Die Wirkungsgrade der Nebenkompessorstufe und der Expansion wurden auf Grund der Prozeßparameter und des Bauprinzips der in Abschnitt 3 vorgeschlagenen Expansions-Kompressions-Maschine gewählt.

- kleinste Temperaturdifferenz im inneren Wärmeübertrager: 5 K
- Prozeß 3 und 4 ohne Nutzung der gewonnenen Expansionsarbeit
- Prozeß 5, 6 sowie 9 bis 14 mit Nutzung der gewonnenen Expansionsarbeit
- die Verdichtungsarbeit der 2. Stufe ist gleich der gewonnenen Expansionsarbeit $w_{t, \text{Exp.}} = w_{t, \text{Komp.}}$
- der Hoch- und Mitteldruck der Prozesse wurden jeweils solange variiert bis ein Maximalwert der Leistungszahl gefunden wurde.

Tabelle 1: Einstufige CO₂ - Prozesse

Prozeß	1	2	3	4	5	6
Schaltbild						
p_{HD} [MPa]	10,09	9,85	9,94	9,76	9,53	9,49
q_0 [kJ/kg]	135,9	165,2	147,0	173,6	138,9	167,5
COP_{KM}	1,99	2,07	2,19	2,19	2,77	2,53
Verbesserung [%]	-	4,0	10,0	10,0	39,2	27,1

Der einstufige Standardkälteprozeß (1) wurde durch den Einsatz eines inneren Wärmeübertragers bzw. einer arbeitsleistenden Entspannung bzw. deren Kombination in Tabelle 1 modifiziert.

Die Verwendung eines inneren Wärmeübertragers (2) führt im Vergleich zum Bezugsprozeß (1) zu energetischen Vorteilen. Eine größere Verbesserung der Leistungszahl wird mit dem Einsatz einer arbeitsleistenden Entspannung erzielt (3). Die gewonnene Expansionsarbeit wird noch nicht in den Prozeß eingebunden. Die Verbesserung der Leistungszahl ist auf die Vergrößerung der spezifischen Kälteleistung bei der isentropen Entspannung zurückzuführen. Es ist dabei energetisch nahezu unbedeutend, ob ein innerer Wärmeübertrager verwendet wird (4).

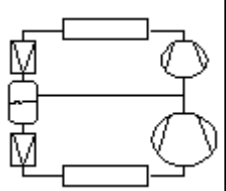
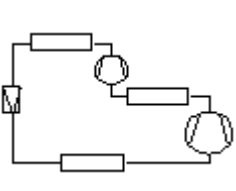
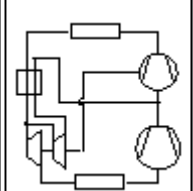
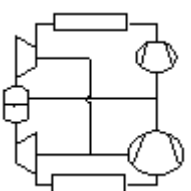
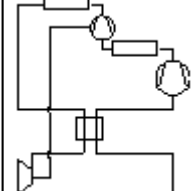
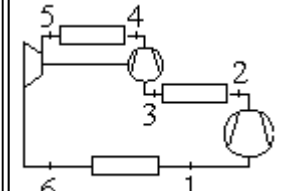
Ein qualitativer Sprung in Bezug auf die Leistungszahl wird erzielt, indem die gewonnene Expansionsarbeit einen Teil der benötigten Verdichtungsarbeit (5) leistet, vgl. [7] und [8]. Die Verwendung eines inneren Wärmeübertragers (6) verschlechtert in diesem Fall die

Leistungszahl des Prozesses.

Aus den Berechnungen des einstufigen Prozesses ergeben sich folgende Schlußfolgerungen:

- eine signifikante Verbesserung der Leistungszahl wird durch die arbeitsleistende Entspannung mit Einbindung der gewonnenen Expansionsarbeit erzielt
- für eine maximale Leistungszahl ist der Einfluß der Verringerung der von "außen" zuzuführenden Verdichtungsarbeit größer als die Zunahme der spezifischen Kälteleistung.

Tabelle 2: Zweistufige CO₂ - Prozesse

Prozeß	7	8	9	10	11	12
Schaltbild						
p _{HD} [MPa]	9,54	10,47	9,14	9,10	9,51	9,66
p _{MD} [MPa]	5,94	6,82	7,91	5,19	7,35	7,04
q ₀ [kJ/kg]	186,3	140,5	158,4	207,8	168,1	141,8
COP _{KM}	2,30	2,32	3,10	3,18	3,03	3,28
Verbesserung [%]	15,6	16,6	55,8	59,8	52,3	64,8

In Tabelle 2 sind zwei zweistufige Prozesse mit isenthalper Entspannung (7) und (8) verschiedenen modifizierten Kreisläufen mit arbeitsleistender Entspannung gegenübergestellt. Der thermodynamische Vorteil einer zweistufigen Verdichtung wird in den Prozessen (7) und (8) deutlich, vgl. auch [9], die aber schlechter als (5) sind. Eine Verbesserung der Leistungszahl des einstufigen Prozesses (5) wird erst bei Verwendung einer arbeitsleistenden Entspannung in den verschiedenen zweistufigen Schaltungen (9), (10) und (11) möglich. Die maximale Leistungszahl wird in (12) erzielt und stellt eine Verbesserung von ca. 65% gegenüber Prozeß (1) dar. Die Prozesse 1 und 12 sind in Abbildung 2 dargestellt. Die Verringerung der aufzuwendenden Kreisprozeßarbeit einer zwei- gegenüber einer einstufigen Verdichtung mit Zwischenkühlung wird durch die schraffierte Fläche (2s, 2s*, 3*, 5 und 4s) veranschaulicht.

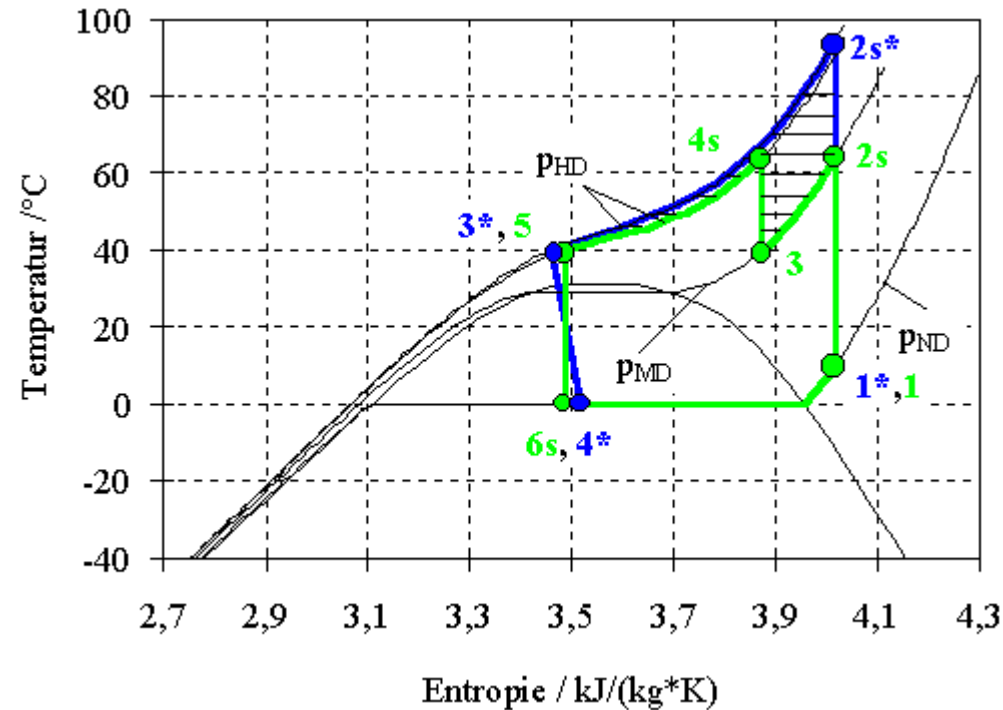


Abbildung 2: t,s-Diagramm mit ein- bzw. zweistufigen Prozeß

Die Abnahme der Verdichtungsendtemperatur der ersten Verdichtungsstufe und die kleineren Druckverhältnisse der Verdichtung sind weitere Vorteile der zweistufigen Prozeßführung.

Von der Verbesserung um 64,8% gehen übrigens nur 4,3% auf den Zuwachs an spezifischer Kälteleistung zurück.

Die thermodynamischen Prozeßberechnungen zeigen also, daß eine deutliche Verbesserung der Leistungszahl bei Verwendung einer arbeitsleistenden Entspannung und gleichzeitiger Einbindung der gewonnenen Expansionsarbeit in eine zusätzliche Verdichtungsstufe möglich ist. Für einen ersten versuchstechnischen Aufbau wurde der Prozeßverlauf in (12) gewählt.

3 EXPANDER-KOMPRESSOR-MASCHINE

Die Verwendung von Expander-Kompressor-Maschinen ist im Bereich der Kältetechnik relativ selten [10]. Das Haupteinsatzgebiet der

auch als Kompaner bezeichneten Komponente liegt im Bereich der Kryotechnik [11]. Es handelt sich dabei häufig um autarke Komponenten, in denen die gewonnene Expansionsarbeit direkt für die Verdichtung des Kältemittels prozeßintern verwendet wird.

In [12] und [13] wurde auf die Problematik einer arbeitsleistenden Entspannung in transkritischen CO₂-Prozessen und deren Realisierung bereits näher eingegangen.

3.1 Anforderungen und Auswahl einer geeigneten Bauart

Für die Wahl einer geeigneten Bauart der Expansions-Kompressions-Maschine ergeben sich folgende konstruktive Vorgaben und thermodynamische Randbedingungen:

- geringer Kostenaufwand bei größtmöglicher Leistungszahl
- kontinuierlicher Betrieb bei unterschiedlichen Prozeßparametern (verschiedene Verdampfungstemperaturen und Eintrittszustände des Kohlendioxids auf der Verdichtungs- und Expansionsseite)
- die gewonnene Expansionsarbeit soll direkt und unter der Maßgabe geringer Verluste für die Kompression des Kältemittels verwendet werden
- Massenstrom im Auslegungspunkt ca. 0,1 kg/s
- hohe Dichte des Kohlendioxids in den relevanten Zustandspunkten 3,5 und 6, vgl. Abbildung 2
- Druckdifferenz von ca. 26 bar in der zweiten Verdichtungsstufe und
- eine Druckdifferenz von ca. 62 bar bei der einstufigen Expansion.

Der angestrebte Prozeßverlauf, der Stand von Forschung und Entwicklung bzw. die Nicht-Verfügbarkeit zweistufiger Verdichter mit einem zusätzlichen Arbeitsraum für eine arbeitsleistende Entspannung des Kohlendioxids führten zur Notwendigkeit, eine neuartige autarke Maschine zu entwickeln, in der Expansion und Verdichtung gleichzeitig ablaufen.

Aus thermodynamischer Sicht ergeben sich aus dem Massenstrom sowie der Dichte relativ kleine Volumenströme. Die Druckdifferenz auf der Expansionsseite ist ein weiterer einschränkender Parameter bei der Wahl einer geeigneten Bauart. In [14] ist ein Überblick über die verschiedenen Verdichterbauarten enthalten.

Aus den oben aufgeführten Randbedingungen ist bei der Konstruktion der Expansions-Kompressions-Maschine die Kolbenbauweise allen anderen Bauarten, zum Beispiel der Strömungsmaschine in [7], vorzuziehen. Die Verwendung des Dreh- und Rollkolbenprinzips ist auf Grund der hohen Druckdifferenz auf der Expansionsseite und den daraus resultierenden Anforderungen an die Spaltgröße nicht möglich [15].

Für eine kontinuierliche Betriebsweise der Expansions-Kompressions-Maschine wird das in Abbildung 3 dargestellte Konzept vorgeschlagen.

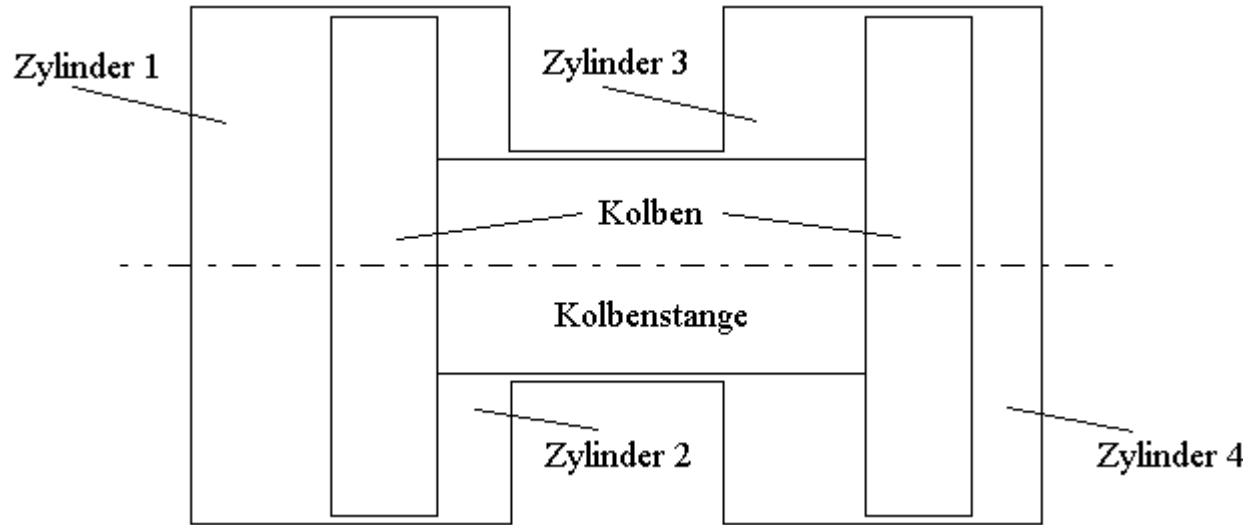


Abbildung 3: Prinzip einer Expansions-Kompressions-Maschine in Freikolbenbauweise

Die Expansions-Kompressions-Maschine besteht aus zwei doppelt wirkenden Kolben, die mittels einer Kolbenstange verbunden sind. Die Expansions-Kompressions-Maschine wird in Freikolbenbauweise ausgeführt. Es entstehen 4 Arbeitsräume, die in zwei Verdichtungs- (2 und 3) und zwei Expansionsräume (1 und 4) aufgeteilt werden.

Eine hermetische Bauweise ist möglich. Übertragungsverluste, zum Beispiel durch die Umwandlung einer rotierenden in eine translatorische Bewegung, treten nicht auf. Lediglich die Reibungskräfte der Dichtungen zwischen den verschiedenen Arbeitsräumen wirken der Kolbenbewegung entgegen. Es ist ein einfaches Prinzip, das bei entsprechender Frequenz sehr kompakt realisiert werden kann.

3.2 Funktionsbedingungen

Für den Betrieb der Expansions-Kompressions-Maschine sind folgende Voraussetzungen zu erfüllen:

- a. die spezifische Expansions- ist größer bzw. mindestens gleich der benötigten spezifischen Verdichtungsarbeit ($w_{t5,6} \geq w_{t3,4}$) und
- b. das Gesamtkräfteverhältnis der vier Kolbenflächen muß über dem Kolbenhub stets positiv in Richtung der Kolbenbewegung sein.

$$F_g = \sum_{i=4}^n p_{n,Kolben} * A_{n,Kolben} \quad (1)$$

Die Bedingung a) ist relativ einfach zu erfüllen, die Realisierung der Bedingung b) ist weitaus schwieriger.

Während einer Kolbenbewegung von links nach rechts wird im Zylinder 1 das Kohlendioxid expandiert, in 2 verdichtet und ausgeschoben, in 3 wird das im Zylinder verbliebene Kohlendioxid von Verdichtungs- auf Verdichtungsansaugdruck expandiert, und es wird Kältemittel für den nächsten Verdichtungsprozeß angesaugt. In Zylinder 4 wird das expandierte Kältemittel ausgeschoben.

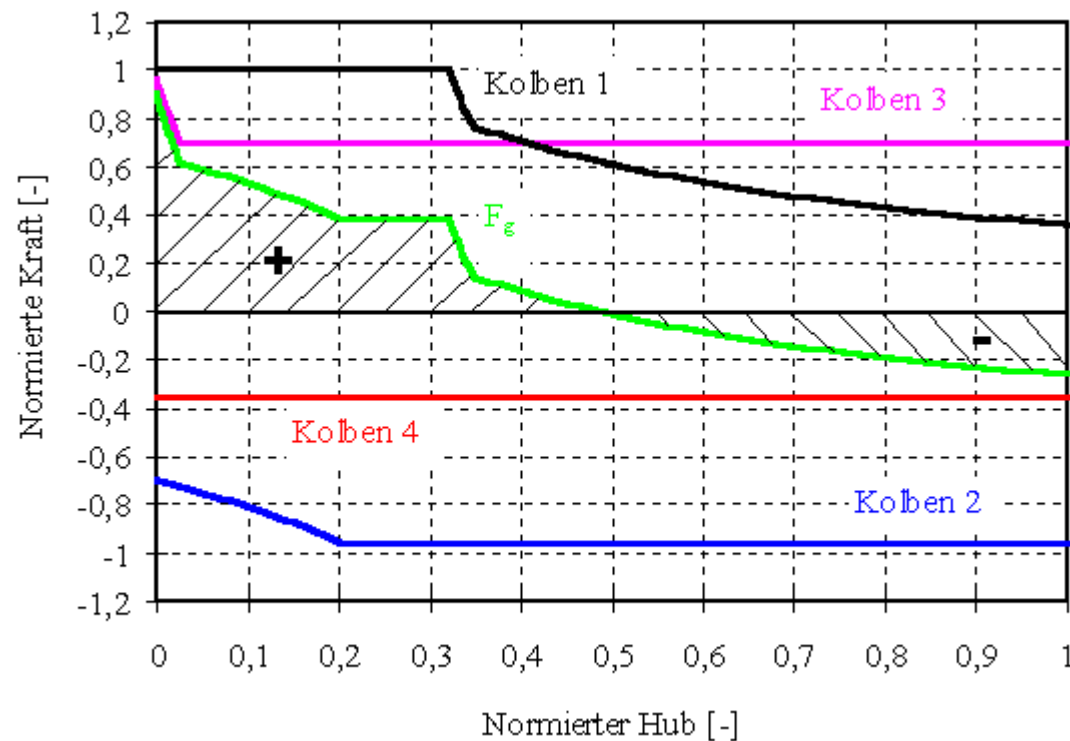


Abbildung 4: Kraft, Hub-Diagramm für eine vollständige Expansion

Die in Abbildung 4 gezeigte resultierende Kraft F_G verdeutlicht, daß bei ca. 47% des Hubes eine positive Kraft und bei den verbleibenden 53% eine negative Kraft auf den Kolben wirkt. Der Kolben wird bei $F_G = 0$ in seiner Lage verharren.

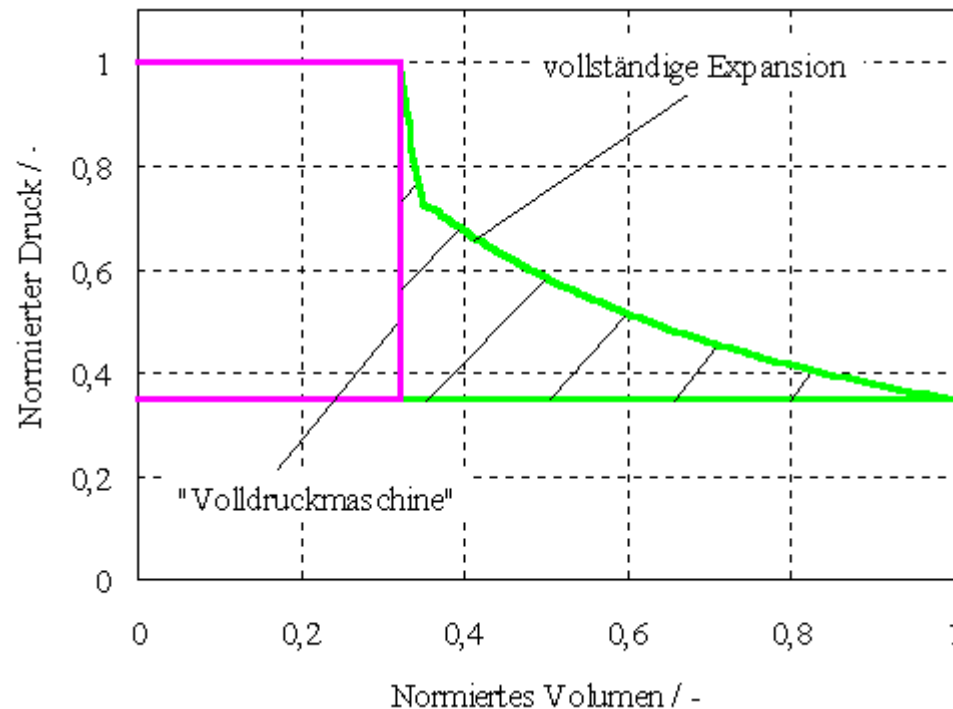


Abbildung 5: p,V-Diagramm für eine vollständige Expansion und des Volldruckprinzps

Aus dem Kraftverlauf ist zu erkennen, daß zum Anfang des Kolbenhubes ein relativ großer Überschuß an Arbeit zur Verfügung steht, der im zweiten Teil des Hubes als Ausgleich für das Arbeitsdefizit eingesetzt werden könnte. Die Voraussetzung dafür wäre die Speicherung der Arbeit, wie sie in einer Kolbenmaschine mittels Schwungmasse an der Kurbelwelle realisiert wird. Die generelle Einbindung eines Speichersystems mittels einer Masse oder einer mechanischen Feder bzw. einer Gasfeder in die nach dem Freikolbenprinzip arbeitende Expansions-Kompressions-Maschine ist nur mit einem hohen konstruktiven Aufwand möglich.

Eine andere und für den ersten Versuchsbetrieb einfacher zu realisierende Lösung stellt das Volldruckprinzip auf der Expansionsseite des Kältemittels dar, vgl. Abbildung 5. Es wird bei diesem Prinzip ausschließlich die Volumenänderungsarbeit bei der Füllung des Zylinders genutzt. Im Anschluß daran wird das Einlaßventil geschlossen und das Auslaßventil geöffnet. Auf die Volumenänderungsarbeit der Expansion des Kohlendioxids wird verzichtet. Der entstehende thermodynamische Verlust ist durch die schraffierte Fläche gekennzeichnet. Daraus ergibt sich der in Abbildung 6 dargestellte Kräfteverlauf.

Die Funktion der Expansions-Kompressions-Maschine ist somit sichergestellt.

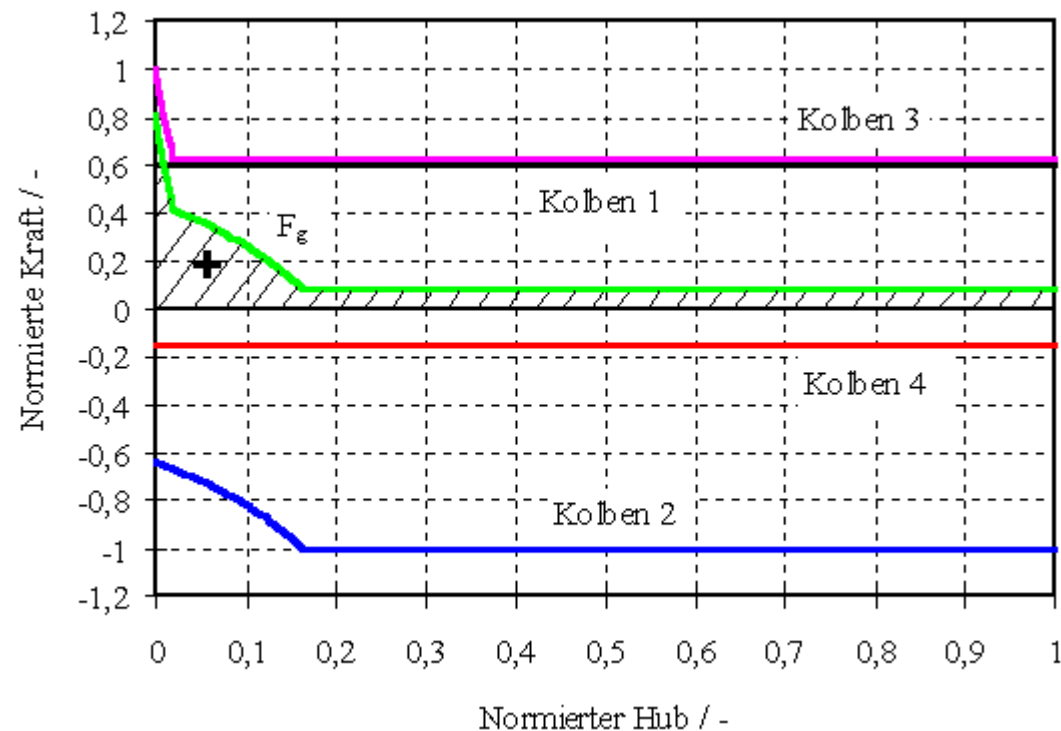


Abbildung 6: Kraft, Hub - Diagramm bei Volldruckprinzip

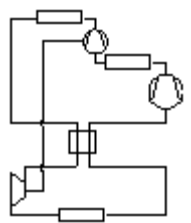
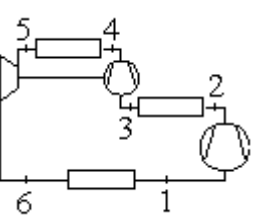
3.3 Thermodynamische Effizienz der Volldruckmaschine

Die Leistungszahl der nach dem Volldruckprinzip arbeitenden Expansions-Kompressions-Maschine wird nicht die Leistungszahl mit

vollständiger Expansion erreichen. In Tabelle 3 sind die wichtigsten Daten für Prozesse mit bzw. ohne inneren Wärmeübertrager dargestellt.

Die Leistungszahl der nach dem Volldruckprinzip arbeitenden Maschine ist im Vergleich zu einer vollständigen Expansion (Prozeß 6) ca. 12% kleiner. Der Einsatz eines inneren Wärmeübertragers führt zu keiner Verbesserung der Leistungszahl. Die Enthalpieniedrigung bei der "idealen" arbeitsleistenden Entspannung in der Volldruckmaschine beträgt im Vergleich mit der isentropen Entspannung ca. 78%. Da wir außerdem ein Wirkungsgrad von 0,85 annehmen, ergibt sich im Vergleich mit der isentropen Entspannung ein realer Wirkungsgrad von $0,78 \cdot 0,85 = 0,663$.

Tabelle 3: Volldruckprinzip

Prozeß	13	14
Schaltbild		
p_{HD} [MPa]	11,49	13,92
p_{MD} [MPa]	8,57	8,91
q_0 [kJ/kg]	190,3	170,7
COP_{KM}	2,76	2,88
Verbesserung [%]	40,2	44,7

In Abbildung 7 erkennt man, daß der optimale Mittel- und Hochdruck bei der Verwendung der Volldruckmaschine deutlich höher liegt als bei Verwendung der vollständigen Expansion. Es sollte in diesem Zusammenhang erwähnt werden, daß es sich bei den Leistungszahlen in Abhängigkeit zum Beispiel vom Hochdruck jeweils um sehr "flache" Optima handelt.

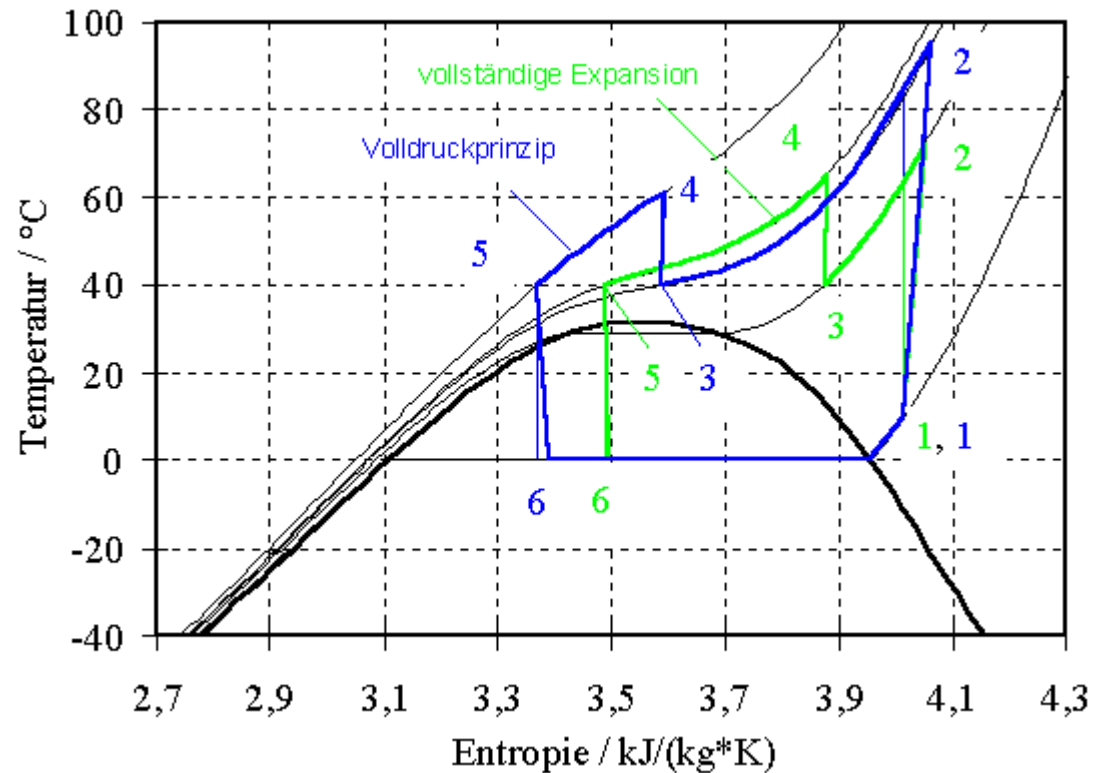


Abbildung 7: t, s - Diagramm mit vollständiger Expansion und "Volldruckprinzip"

4 VERSUCHSMASCHINE

4.1 Auslegungspunkt

Der Betriebspunkt einer Expansions-Kompressions-Maschine mit voll- bzw. unvollständiger Expansion wird durch das Dichteverhältnis bei Ein- bzw. Austritt des Kältemittels auf der Verdichtungs- bzw. der Expansionsseite bestimmt. Bei der Ausführung als Volldruckmaschine ist das Dichteverhältnis des Eintrittszustandes der Verdichtung und der Expansion entscheidend.

$$Z = \frac{\rho_3}{\rho_5} \quad \text{festes Dichteverhältnis} \quad (2)$$

Während des Betriebes werden sich entsprechend der Temperaturverhältnisse verschiedene Mittel- und Hochdrücke einstellen, die zum einen das Dichteverhältnis stets erfüllen müssen und zum anderen einen Einfluß auf die erreichbaren Leistungszahlen haben. Bei dem gewähltem Dichteverhältnis der Versuchsmaschine ergeben sich für Verdampfungstemperaturen von -10 bis 10°C und gleichen Austrittstemperaturen von 35 bis 45°C auf der Hoch- und Mitteldruckseite eine Abweichung von der jeweils maximalen Leistungszahl von weniger als 1,5%. Der sich selbständig einstellende Hochdruck wird im Bereich zwischen 95 und 150 bar liegen.

4.2 Technische Parameter und Einbindung der Versuchsmaschine in die bestehende Versuchsanlage

In Zusammenarbeit mit der Firma Maximator, die u.a. Druckübersetzer für den Bereich der Hydraulik/Pneumatik in Freikolbenbauweise herstellt, wurde eine für Kohlendioxid modifizierte Expansions-Kompressions-Maschine ausgelegt, konstruiert und gefertigt. Ein Ausschnitt der Expansions-Kompressions-Maschine ist in Abbildung 8 dargestellt. Ein zweiter gleicher Arbeitszylinder schließt sich auf der rechten Seite der Abbildung, gespiegelt an der Achse A-A, an.

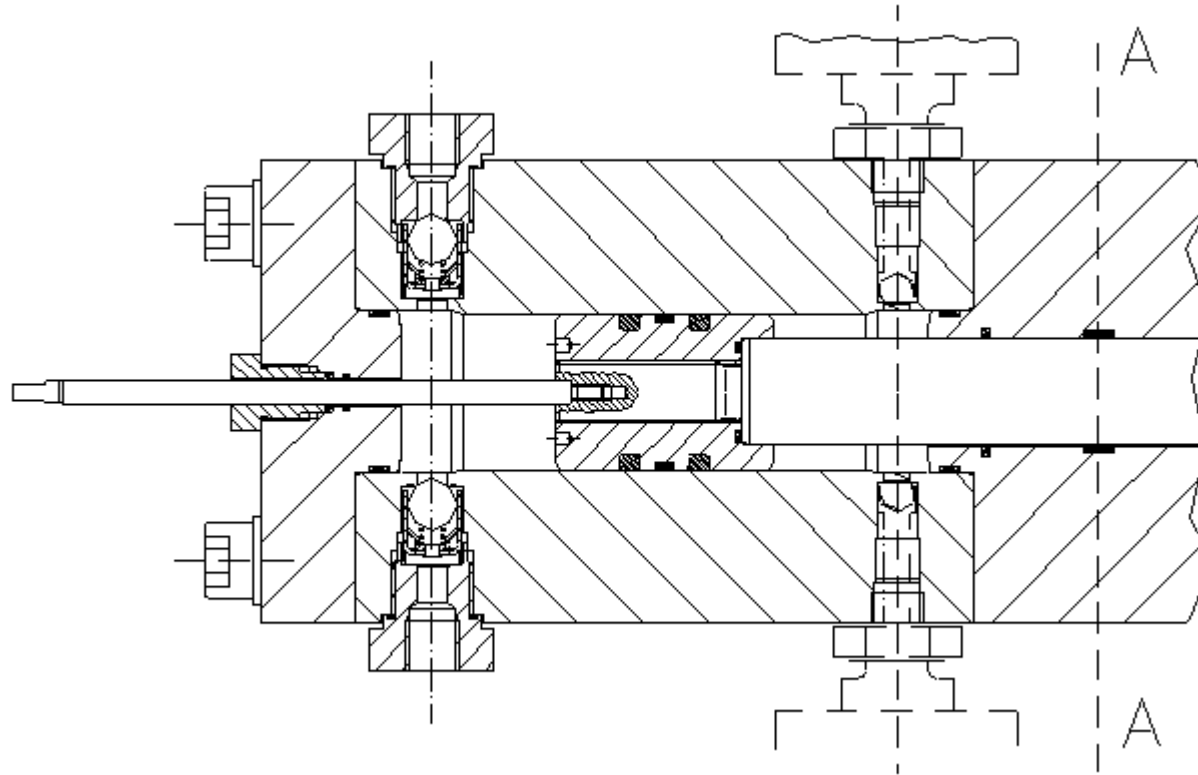


Abbildung 8: Detaildarstellung der Expansions-Kompressions-Maschine

Die auf beiden Seiten herausgeführte "kleine" Kolbenstange dient zur Steuerung der Ventile auf der Expansionsseite in Abhängigkeit vom Kolbenhub. Eine zusätzliche Schmierung ist nicht notwendig.

Die Versuchsmaschine hat folgende Parameter:

- Kolbenhub 100 mm
- Kolben- bzw. Kolbenstangendurchmesser 50 bzw. 34 mm
- Frequenz im Auslegungszustand 0,7 Hz
- Dichteverhältnis $\rho_3/\rho_5 = 0,55$

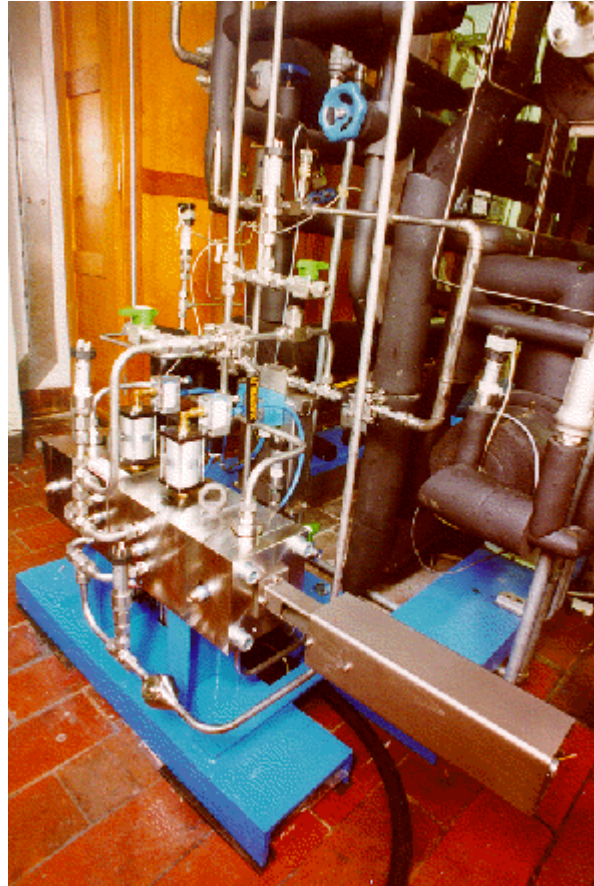


Abbildung 9: CO₂ - Expansions-Kompressions-Maschine

Bei dem Hauptkompressor (1. Stufe) handelt es sich um einen offenen Verdichter der Firma Bock Kältemaschinen. Die Parameter im Auslegungszustand der Expansions-Kompressions-Maschine sind:

- Drehzahl von 1500 min^{-1} und
- Fördervolumenstrom von $5,43 \text{ m}^3/\text{h}$.

Die Versuchsmaschine wurde in die bestehende Versuchsanlage eingebaut, vgl. Abbildung 10. Die unterbrochenen Linien im Kältekreislauf stellen verschiedene Möglichkeiten dar, die Expansions-Kompressions-Maschine bei bereits laufendem Hauptkompressor in Betrieb zu nehmen.

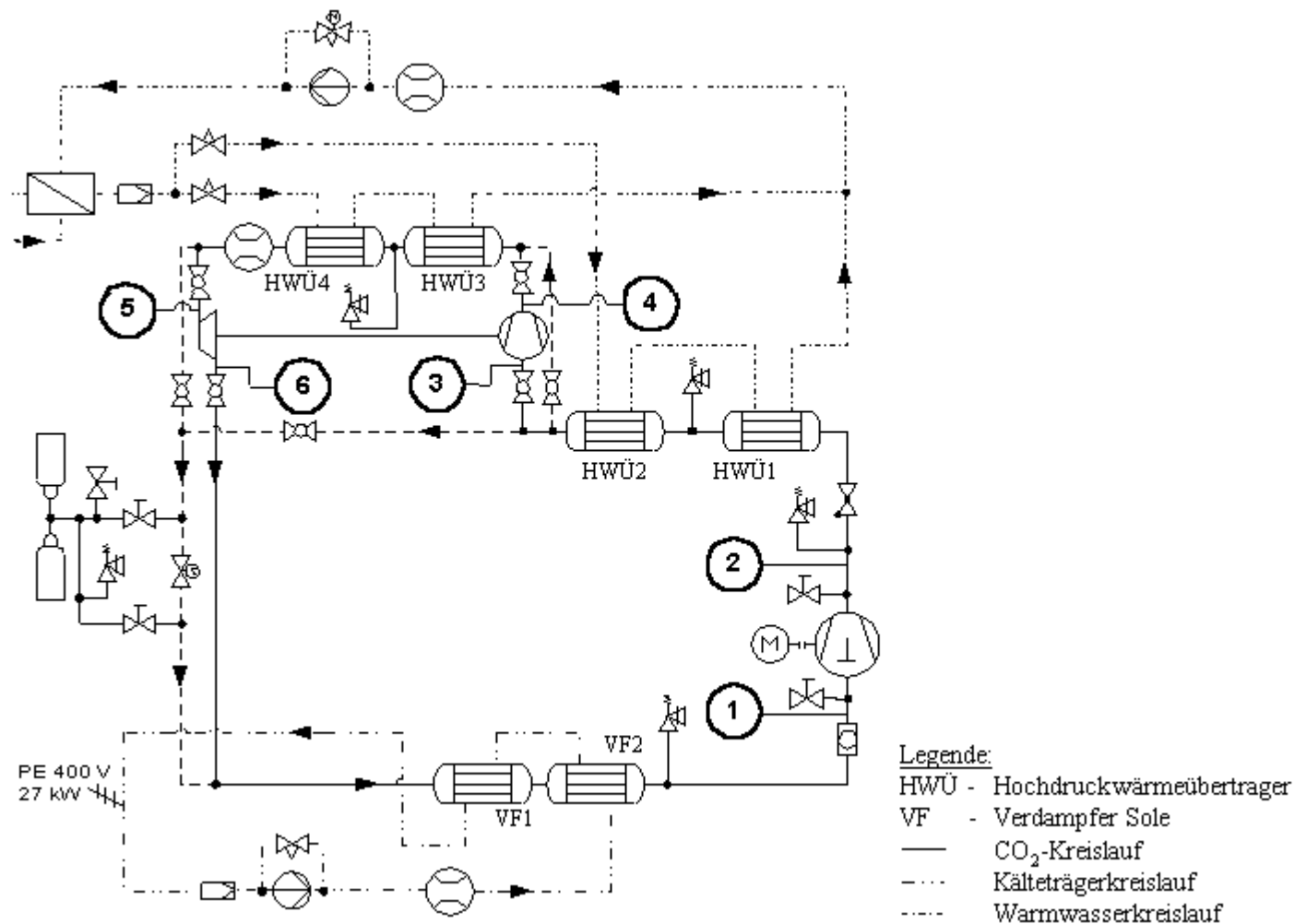


Abbildung 10: Schaltbild bei Einbindung der Expansions-Kompressions-Maschine

4.3 Betriebsverhalten

Die Versuchsmaschine ist für ein breites Parameterfeld ausgelegt. Falls es doch zu einem Stillstand des Kolbens auf Grund von unvorhergesehenen Betriebszuständen kommt, wird der Hauptverdichter auf einen höheren Mitteldruck verdichten und den Kolben in seine Endlage schieben. Die Funktion der Versuchsmaschine ist somit zu jedem Zeitpunkt gewährleistet.

Folgende Problemkreise werden bei dem Betrieb der Expansions-Kompressions-Maschine erwartet:

- Inbetriebnahme und Einstellung des Betriebspunktes der Expansions-Kompressions-Maschine bei bereits laufendem Hauptverdichter
- Expansion des Kältemittels in das Zweiphasengebiet und das sich daran anschließende Ausströmen des zweiphasigen Kältemittels durch die Auslaßventile
- Betrieb eines schnellaufenden Hauptverdichters und der langsamlaufenden Versuchsmaschine (Druckschwankungen in den Wärmeübertragern, insbesondere auf Mitteldruckniveau)
- Arbeitsgeräusche verursacht durch das Volldruckprinzip
- Temperatureinflüsse bei der wechselnden Beaufschlagung des Zylinders mit unterschiedlich temperiertem Kohlendioxid
- Ansaugen von zweiphasigen Kältemittel auf der Verdichtungsseite bei unterkritischem Mitteldruck
- Einfluß der Reibungsverluste der Dichtungen auf den Betrieb
- Kontrolle der Überhitzung des Kältemittels im Verdampfer.

5 AUSBLICK

Der Einsatz einer arbeitsleistenden Entspannung mit Einbindung der gewonnenen Expansionsarbeit ist in allen Anwendungen mit Kohlendioxid als Kältemittel thermodynamisch vorteilhaft und besonders sinnvoll in Prozessen, in denen die Austrittstemperatur aus dem Hochdruckwärmeübertrager oberhalb der kritischen Temperatur des Kohlendioxids liegt und deshalb die Entspannung in einem Bereich mit großen Dampfanteilen im Zweiphasengebiet stattfindet.

Die vorgestellte Expansions-Kompressions-Maschine wurde zunächst mit Blick auf den Kälte-Klima-Bereich ausgelegt. Sie ist ebenso für Wärmepumpenanwendungen bei ungefähr gleichen Prozeßparametern geeignet.

Ein weiteres und für das Kältemittel Kohlendioxid interessantes Einsatzgebiet ist der Bereich der Gewerbekälte. Es liegt nun nahe zu überprüfen, ob der Einsatz der nach dem Volldruckprinzip arbeitenden Expansions-Kompressions-Maschine für die Verbesserung der Leistungszahl auch in diesem Anwendungsbereich geeignet ist. In Tabelle 4 sind verschiedene Prozesse für eine Verdampfungstemperatur von -40°C bei sonst gleichen Prozeßbedingungen wie in Abschnitt 2 zusammengestellt.

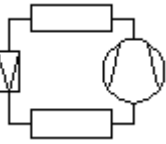
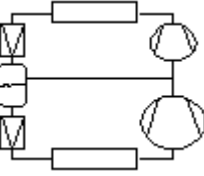
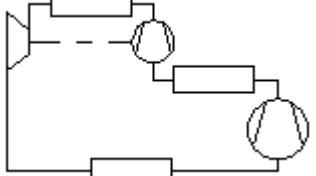
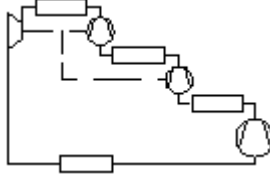
Der einstufige Prozeß I besitzt auf Grund der sehr hohen Verdichtungsendtemperatur und sehr großer Drosselverluste nur eine sehr kleine Leistungszahl und ist deshalb für diesen speziellen Anwendungsfall nur schlecht geeignet. Es ist deshalb ein Prozeß mit zweistufiger Verdichtung vorzuziehen. Dieser Prozeß II dient von nun an als Bezugsprozeß. Mit ihm werden die Prozesse III und IV verglichen. Der Prozeß III wurde zusätzlich in einen Prozeß mit arbeitsleistender Entspannung nach dem Volldruckprinzip (IIIa) bzw. einen mit vollständiger Expansion (IIIb) unterteilt.

Der Vergleich zeigt einen Anstieg der Leistungszahl um ca. 9 bzw. 36 %. Leider ergibt sich, daß die irreversiblen Verluste des Volldruckprinzips im Vergleich zur vollständigen Expansion bei abnehmender Verdampfungstemperatur zunehmen. Der Anteil der zur Verfügung stehenden nutzbaren Expansionsarbeit beträgt nur ca. 56% gegenüber der vollständigen "idealen" Expansion. Die Verwendung des Volldruckprinzips bringt ein zu kleines Nutzen/Aufwand Verhältnis. Man muß sich bemühen, eine technische Lösung mit vollständiger bzw. mindestens teilweiser Expansion des Kältemittels zu finden.

Eine weitere Verbesserung wird durch eine zusätzliche dritte Verdichtungsstufe mit Rückkühlung erzielt wie in Prozeß IV gezeigt wird. Die zweite und dritte Verdichtungsstufe wird dabei von der Expansion des Kältemittels angetrieben.

Die Leistungszahlen für den Bereich der Gewerbekälte könnten also durch den Einsatz einer vollständigen arbeitsleistenden Entspannung deutlich verbessert werden, nur können wir hierfür noch keine einfache Lösung präsentieren.

Tabelle 4: Prozeßvergleich für Anwendungen im Gewerbekältebereich

	I	II	III		IV
Schaltbild					
			IIIa	IIIb	
p_{HD} [MPa]	11,25	9,74	19,68	10,00	12,52
p_{MD2} [MPa]	-	-	-	-	8,96
p_{MD1} [MPa]	-	4,16	9,46	5,42	5,72
q_0 [kJ/kg]	144,9	228,5	186,7	166,0	183,2

COP _{KM}	0,78	1,02	1,11	1,39	1,48
Verbesserung [%]		-	8,8	36,3	45,1
Verschlechterung [%]	13,5				

6 ZUSAMMENFASSUNG

Die thermodynamische Effizienz transkritischer Prozesse kann durch die arbeitsleistende Entspannung mit Einbindung der gewonnenen Expansionsarbeit in den Verdichtungsprozeß deutlich verbessert werden.

Für die Entspannung und Verdichtung des Kältemittels in einer zweiten Verdichtungsstufe wird für den Kälte-Klima- und Wärmepumpenbereich eine kombinierte Expansions-Kompressions-Maschine in Freikolbenbauweise vorgeschlagen. Charakteristisch für die nach dem Volldruckprinzip arbeitende Maschine ist die einfache Betriebs- und Bauweise. Die Leistungszahl der Volldruckmaschine nimmt bei den angegebenen Prozeßparametern in Bezug auf einen einstufigen Prozeß mit isenthalper Entspannung um ca. 44,7% zu.

Die Versuchsmaschine wurde in die bestehende Versuchsanlage eingebaut und der Versuchsbetrieb wird in Kürze aufgenommen.

Danksagung

Wir danken dem BMBF und den Industriepartnern Behr Industrietechnik, Bock Kältemaschinen GmbH & Co., Fuchs DEA Schmierstoffe GmbH, Otto Egelhof GmbH & Co., Konvekta-IPEK Entwicklungszentrum, Maximator und Wilo für die Förderung und Unterstützung des Projektes (Förderkennzeichen 0326981 5).

Unser besonderer Dank gilt Herrn Dr.-Ing. U. Adolph für die wertvollen Hinweise bei der Konstruktion der Expansions-Kompressions-Maschine sowie Herrn Dipl.-Ing. N. Wünsche (TU Dresden, Professur für Energiewirtschaft) für die Betreuung des aufwendigen Meßwerterfassungssystems.

Nomenklatur

Formelzeichen:

ρ	Dichte	kg/m ³
d	Durchmesser	mm
f	Frequenz	Hz

Indizes:

0	Verdampfer, Verdampfungs-
g	gesamt
t	technisch

h	Kolbenhub	mm	Exp.	Expansion
w	spezifische Arbeit	kJ/kg	HD	Hochdruck
A	Fläche	mm ²	Komp.	Kompression
COP	Leistungszahl	-	KM	Kältemaschine
F	Kraft	kN	MD	Mitteldruck
Z	Dichteverhältnis	-	WP	Wärmepumpe

Literaturverzeichnis

- /1/ Lorentzen, G. Large Heat Pumps using CO₂ Refrigerant, IIR Meeting Gent (1993) 191-197
- /2/ Plank, R. Handbuch der Kältetechnik (1959) 3 30-33, Springer-Verlag
- /3/ Neksa, P. und Rekstad, H. und Zakeri G. H. CO₂ Prototype Hot Water Heat Pump characteristics, system design and experimental results Proceedings: Heat Pump Systems, Energy Efficiency, and Global Warming Linz, A (1997) 165-172
- /4/ Heyl, P. und Kraus, W.E. und Quack, H. CO₂-Wärmepumpe zur Warmwasserbereitung - Ergebnisse und Erfahrungen DKV-Tagungsbericht 24 Bd. II/2 Hamburg, G (1997) 87-100
- /5/ Aarlien, R. und Frivik, P.E., Comparison of Practical Performance between CO₂ and R22 Reversible Heat Pumps for Residential Use Preprints Natural Working Fluids '98 Oslo, N (1998) 341-350
- /6/ Yin, J. et. al. Experimental and Model Comparison of Transcritical CO₂ versus R134a and R410 System Performance Preprints Natural Working Fluids '98 Oslo, N (1998) 331-340
- /7/ Robinson, D.M. und Groll, E.A. Efficiencies of Transcritical CO₂-Cycles with and without an Expansion Turbine Proceedings IEA Heat Pump Centre Trondheim, N (1997)
- /8/ Horst, L. Verbesserte CO₂-Expansions-Kältemaschine Zeitschrift für Sauerstoff- und Stickstoffindustrie (1911) 3 12 241-246

- /9/ Inagaki, M. und Sasaya, H. und Ozakli, Y. Pointing to the Future: Two-Stage CO₂ Compression Proceedings Heat Transfer Issues in Natural Refrigerants College Park, USA (1997) 131-138
- /10/ Hartmann, K. Kreisverbesserung durch Zwei-Phasen-Entspannungsturbine DKV-Tagungsbericht 21 Bonn, G (1994) Bd. II/1 241-252
- /11/ Fastowski, W.G. und Petrowski, J.W und Rowinski, A.E. Kryotechnik (1970), Akademie-Verlag Berlin
- /12/ Quack, H. und Kraus, W.E. Carbon Dioxide as a Refrigerant for Railway Refrigeration and Air Conditioning Proceedings: New Application of Natural Working Fluids in Refrigeration and Air Conditioning Hannover, G (1994) 489-494
- /13/ Kraus, W.E. und Quack, H. CO₂ - Kältemaschinen- und Wärmepumpenkreisläufe mit arbeitsleistender Entspannung DKV-Tagungsbericht 21 Bonn, G (1994) Bd. II/1 231-239
- /14/ Jungnickel, H. und Agsten, R. und Kraus, W.E. Grundlagen der Kältetechnik (1990) 3 108-109, Verlag Technik GmbH Berlin
- /15/ Fagerli, B. Theoretical Analysis of Compressing CO₂ in Scroll Compressors Preprints Natural Working Fluids'98 Oslo, N (1998) 204-213
- /16/ Heyl, P und Kraus, W.E. und Quack, H. Expander-Compressor for a more efficient Use of CO₂ as refrigerant Preprints Natural Working Fluids '98 Oslo, N (1998) 195-203