

Forschungsprogramm Umgebungs- und Abwärme, Wärme-Kraft-Kopplung (UAW)

Wärmepumpe mit Zwischeneinspritzung bei Scrollkompressoren

ausgearbeitet durch **Michele Zehnder, Daniel Favrat** Laboratoire d'énergétique industrielle, EPFL,1015 Lausanne *michele.zehnder@epfl.ch*

Erich Zahnd, Juraj Cizmar

Hochschule für Technik und Architektur, 3400 Burgdorf juraj.cizmar@hta-bu.bfh.ch

Daniel Trüssel (Projektleiter) Kälte-Wärme-Technik AG, 3123 Belp daniel.truessel@kwt.ch

im Auftrag des **Bundesamtes für Energie**

April 2000

Schlussbericht

Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit werden die Eigenschaften eines **Wärmepumpen-Kreisprozesses mit Zwischeneinspritzung bei Scrollkompressoren** theoretisch und praktisch untersucht (Abb. 2.1). Mittels eines internen Wärmeübertragers wird das zur Einspritzung geführte Kältemittel teilverdampft. Eine Glykol-Wasser Wärmepumpe mit ca. 12 kW Heizleistung bei B-5/W50 ist als Funktionsmuster gebaut worden, um im Labor bei verschiedenen Betriebsbegingungen (B-5/0/5 bei W35/50 und B-10/W60) getestet zu werden. Als Kältemittel wird R407C verwendet. Für die theoretische Behandlung wurden die exakte Geometrie der Einspritzungsöffnungen bestimmt. Die Ergebnisse werden im Bezug auf die Verwendung der monovalent betriebenen Heiz-Wärmepumpe im Gebiet der Sanierungsbauten beurteilt.

Stationäre Messungen mit Einspritzung ergeben eine **Erhöhung der Heizleistung um 15%**, verglichen mit dem Betrieb ohne Einspritzung (Abb. 4.2 und 4.5). Durch Verstellen des Einspritz-Handventiles wird die erbrachte Heizleistung nicht verändert, die Verdichtungsendtemperatur hingegen kann damit kontrolliert werden. Dadurch ergibt sich eine wesentliche Erweiterung des Betriebsbereiches. Beim Betriebspunkt B-10/W60 kann eine **Senkung der Verdichtungsendtemperatur** von 110°C auf 75°C mittels Einspritzung erreicht werden.

Durch die optimale Einspritzung bleibt die Leistungszahl (COP) praktisch unverändert (Abb. 4.1 und 4.4). Der bisher einzige in dieser Grösse verfügbare Verdichtertyp mit Zwischeneinspritzöffnungen hat eine für die Nassdampfeinspritzung nicht optimale Einspritzgeometrie. Die dadurch entstehenden Verluste kompensieren daher in nahezu allen Betriebspunkten die thermodynamischen Vorteile eines solchen Konzeptes. Der optimale COP wird bei einer minimalen Einspritzmenge, welche sich bei einer thermostatischen Einspritz-Regelung ergibt, erreicht. Bei Erhöhung der Einspritzmenge fällt der COP linear ab und erreicht beim gemessenen Betriebspunkt B-10/W60 einen um bis 15% tieferen Wert.

Zwei miteinander verglichene Einspritz-Konfigurationen (Trennung der Kältemittelströme vor und nach dem internen Wärmeübertrager) ergeben gleichwertige Ergebnisse in COP und Heizleistung.

Die Simulation des Prozesses und insbesondere der Einspritzung kann mittels der aus den Messungen gewonnenen Erkenntnissen erarbeitet werden. Für die Kompressionsphase während der Einspritzung wird eine Anpassungskonstante definiert, deren Wert durch die Messungen ermittelt wurde. Die Simulationsergebnisse genügen für eine qualitative Betrachtung. Aus der Simulation ergibt sich ein grosses **Verbesserungspotential durch Senkung des Mitteldruckes** (Tab. 5.2). Eine Verschiebung der Position der Einspritzöffnungen in eine spätere Kompressionsphase bringt keine Verbesserung der Leistungsmerkmale, entfernt aber die Kompressionskurve weiter weg von der Sättigungsgrenze.

Diese Arbeit ist im Auftrag des Bundesamtes für Energie entstanden. Für den Inhalt und die Schlussfolgerungen ist ausschliesslich der Autor dieses Berichtes verantwortlich.

Résumé

Dans ce projet une **pompe à chaleur à injection intermédiaire avec des compresseurs scroll** est étudiée par les approches pratique et théorique (fig. 2.1). A l'aide d'un échangeur de chaleur intermédiaire le réfrigérant est évaporé partiellement avant être injecté. Une pompe à chaleur eau glycolée - eau d'une puissance de 12 kW au point B-5/W50 a été construite. Elle a été testée en laboratoire pour différentes conditions telle que B-5/0/5 à W35/50 et B-10/W60. Le réfrigérant choisi est le R407C. Pour l'étude théorique la géométrie exacte de la position des trous d'injection est prise en compte. Les résultats d'essais sont analysés dans l'hypothèse d'une implémentation monovalente dans le marché de remplacement de chaudières.

Les mesures stationnaires avec injection montrent une **augmentation de puissance de chauffage de 15%** par rapport aux tests sans injection (fig. 4.2 et 4.5). Une modification de l'ouverture de la vanne d'injection manuelle ne fait pas varier la puissance de chauffage, mais un contrôle de la température en fin de compression est possible. Il en résulte un élargissement du domaine de fonctionnement. Pour le fonctionnement B-10/W60, par exemple, un **abaissement de la température maximale** de 110°C à 75°C à été atteint grâce à l'injection intermédiaire.

Le **coefficient de performance (COP) reste pratiquement inchangé** pour un débit d'injection optimal (fig. 4.1 et 4.4). Le seul modèle de compresseur actuellement disponible sur le marché ne dispose pas d'une géométrie adaptée à l'injection de vapeur saturée. Les pertes issues de cette géométrie compensent alors les avantages thermodynamiques de ce concept. Le COP optimal est atteint avec un débit d'injection minimal qui résulte d'un réglage de l'injection par une vanne thermostatique. Une augmentation de ce débit fait chuter le COP linéairement et atteint une réduction de 15% pour le point testé B-10/W60.

Deux configurations d'injection ont été comparées (séparation du débit de réfrigérant avant et après l'échangeur de chaleur interne) et montrent un fonctionnement équivalent.

La simulation du cycle et de l'injection en particulier a pu être effectuée à l'aide des paramètres expérimentaux. Une constante empirique est définie pour la phase de compression pendant l'injection. Les Résultats de simulation servent pour une analyse qualitative du comportement de la pompe à chaleur. Le plus **grand potentiel d'amélioration des performances est trouvé par une diminution du niveau de pression intermédiaire** (tab. 5.2). Un changement de la position d'ouverture des trous d'injection n'apporte pas d'améliorations notables, mais la courbe de compression peut ainsi être éloignée de la limite de saturation.

Abstract

This project is evaluating a **heat pump cycle with midstage injection at scroll compressors**. The injected refrigerant is evaporated partially by an internal heat exchanger (fig. 2.1). A glycol-water heat pump with 12 kW heat capacity at B-5/W50 was built and tested in the laboratory at several conditions (B-5/0/5 at W35/50 and B-10/W60). The refrigerant is R407C. For the theoretical analysis the exact geometry of the injection wholes is determined. The results are discussed in the hypothesis of a monovalent heating implementation in the market of retrofitting fuel based heating systems.

Measurements at stationary test conditions with injection show an **increase of the heat output by 15%** compared to the values without injection (fig 4.2 and 4.5). The heat output is not affected by the position of the manually regulated injection valve. The end of compression temperature can be controlled by the amount of injected refrigerant. The application range for this heat pump is enlarged and at the point B-10/W60 the **maximum system temperature** has been reduced from 110°C to 75°C.

The **coefficient of performance (COP) with and without injection is comparable** at the major part of the tested points (fig. 4.1 and 4.4). The only available compressor type with the possibility of injection has a geometry which is not adapted for saturated vapor. The resulting reduction in performance is equivalent to the gain by the better thermodynamic concept. The optimum COP is reached with an injection rate issued by a thermostatic valve control. With higher injection rate, the COP is decreasing linearly and a reduction up to 15% is achieved at B-10/W60.

Two injection configurations (the injected refrigerant is separated before and after the economizer exchanger) have been compared and show equivalent results.

The simulation model has been developed considering the test results. For the compression phase during injection a correction factor has been introduced. The simulation can be used to analyse of the qualitative behavior. A high potential of performance improvement can be achieved by reducing the injection pressure level (table 5.2). Shifting the position of the injection wholes in higher pressure regions does not affect the performances but can keep the compression curve away from the saturation limit.

Inhaltsverzeichnis

ZUSAMMENFASSUNG

Résumé

ABSTRACT

1	ZIELE DER ARBEIT	1
2	Lösungsweg	2
2.1	Thermodynamisches Konzept	2
3	AUFBAU DER VERSUCHSANLAGE	4
3.1	Auswahl des Verdichters	5
3.2	Auslegung der Wärmeübertrager	5
3.3	Expansionsventile	5
3.4	Hydraulischer Anschluss, Beschrieb	6
4	Messergebnisse	7
4.1	Betriebsregime	7
4.2	Datenerfassung	7
4.3	Genauigkeitsangaben und Fehlerabschätzung	
4.4	Auswertung der Messungen mit / ohne Einspritzung	9
4.5	Variable Einspritzmenge	11
4.6	Analyse der Komponenten für die Eingabe in das Simulationsmodell	14
4.7	Zusammenfassung Messungen	17
5	SIMULATION	18
5.1	Definition des Prozesses	
5.2	Allgemeine Dateneingabe für die Kreislaufberechnung	
5.3	Simulation der Einspritzung	
5.4	Vergleich Simulation zu Messung für verschiedene Einspritzmengen	
5.5	Optimierung des Betriebes mit Einspritzung	
5.6	Zusammenfassung und Einschränkungen der Simulationsergebnisse	
6	WEITERVERWENDUNG DER ERGEBNISSE	30
6.1	Wissenschaftliche Verwendungsmöglichkeiten	
6.2	Transfer in die Praxis	
Symb	OLVERZEICHNIS	

LITERATURVERZEICHNIS

ANHANG

1 ZIELE DER ARBEIT

Mit dem Projekt Swiss Retrofit Heat Pump will das Bundesamt für Energie den Ersatz von Heizkesseln durch Wärmepumpen bei Sanierungen fördern.

In diesen Fällen hat Aussenluft erste Priorität. Es können aber auch Erdwärmesonden oder das Grundwasser als Wärmequelle eingesetzt werden. Um der breiten Verwendung zum Durchbruch zu verhelfen ist es dringend notwendig, die Kosten der Gesamtanlage massiv zu senken. Dies wird mitunter im vorgeschlagenen Konzept angestrebt.

Für den Betrieb einer Heiz-Wärmepumpe in bestehenden Gebäuden (Einfamilienhäusern) müssen folgende **Bedingungen** erfüllt sein:

- 1. Erweiterung der bestehenden Einsatzgrenzen bezüglich der Heizwassertemperatur (bis 60°C) bei tiefen Aussenlufttemperaturen (-12°C).
- 2. Erhöhung der Heizleistungsabgabe bei tiefen Aussentemperaturen.
- 3. Verbesserung der Leistungszahl bei allen Betriebsregimes.
- 4. Berücksichtigung der Warmwasserbereitung durch die Wärmepumpe.

Folgende Ziele werden in dieser Arbeit verfolgt:

- 1. Erarbeitung von theoretischen Grundlagen zur Berechnung der Kreisprozesse unter Verwendung eines Scroll-Verdichters mit Zwischeneinspritzung.
- 2. Entwicklung eines allgemein einsetzbaren Wärmepumpen-Aggregates für verschiedene Wärmequellen, insbesondere für die Retrofit-Anwendung. So können Umgebungsluft, Erdsonde, Grundwasser und andere Wärmequellen für Heizzwecke und Brauchwasser-Aufbereitung genutzt werden. Angestrebt wird eine signifikante Kostensenkung durch Produktion in grösseren Stückzahlen. Das Aggregat wird mit einer, geeigneten Steuerung/Regelung ausgerüstet.

2 LÖSUNGSWEG

2.1 Thermodynamisches Konzept



Abbildung 2.1: Wärmepumpe mit Zwischeneinspritzung und Zwischendruckkühlung

Durch den Einsatz eines Scroll Verdichters mit Möglichkeit der Zwischeneinspritzung wird das Einsatzgebiet der einfachen einstufigen Wärmepumpe grundsätzlich erweitert. Mittels der Zwischeneinspritzung kann die Verdichterendtemperatur kontrolliert werden und im extremen Betriebsbereich erheblich gesenkt werden. Die Einspritzung ermöglicht ebenfalls eine Optimierung des thermodynamischen Kreisprozesses in Bezug auf Leistungszahl und eine beträchtliche Erhöhung der verfügbaren Heizleistung durch den Einsatz eines internen Wärmeübertragers.

Ein für dieses Projekt hergestelltes Funktionsmuster dient als Grundlage für den Vergleich des Betriebes mit und ohne Einspritzung. Zwei verschiedene Varianten der Einspritzung werden miteinander verglichen und ausgewertet. Durch Simulation des Kreisprozesses insbesondere der Zwischeneinspritzung können weitere Optimierungsschritte erarbeitet werden.

3 AUFBAU DER VERSUCHSANLAGE



 Abbildung 3.1:
 Fliessbild und Messpunkte, Wärmepumpe mit Zwischendruckkühlung. (Messtellenverzeichnis Siehe Tabelle A–1 im Anhang)

Die für die Messungen gebaute Versuchsanlage ermöglicht die Zwischeneinspritzung über zwei verschiedene Schaltungen:

- a) Economizer Schaltung (ECO)
- b) Schaltung 5 (S5)

Sie werden mit den Ventilen V1 und V2 eingeschaltet. Wie aus der Abbildung 3.1 ersichtlich ist, darf jeweils nur das Ventil V1 oder das Ventil V2 geöffnet sein.

Die Economizer Schaltung (ECO)

Die Zwischeneinspritzung mit der Economizer Schaltung erfolgt nach öffnen des Ventils V2. Nach der Kondensation 4-5 erfolgt eine Unterkühlung des Kältemittels im Economizer 9-10. Anschliessend wird die Einspritzmenge \dot{m}_{inj} abgezweigt (Stelle 11), auf den Einspritzdruck gedrosselt (11-7), im Economizer teilverdampft (7-8) und schliesslich dem Hauptstrom im Verdichter beigemischt.

Die Schaltung 5 (S5)

Zusätzlich wird die Schaltungsvariante der Kondensatentnahme vor dem Economizer untersucht. (Schaltung 5 im Programm KMKreis). Sie wird mit dem Ventil V1 eingeschaltet.

Im Gegensatz zur Economizer Schaltung wird der *einzuspritzende Massenstrom* \dot{m}_E bereits nach der Kondensation abgezweigt (Stelle 6), auf den Einspritzdruck gedrosselt 6-7, bevor im Economizer die Erwärmung 7-8 erfolgt.

Das Messtellenverzeichnis (Tabelle A-1) befindet sich im Anhang.

3.1 Auswahl des Verdichters

Die Auslegung der Wärmepumpenkomponenten erfolgte hauptsächlich über verfügbare Auswahlprogramme.

Ausgewählt wurde ein hermetischer Scrollverdichter der Serie Copeland ZF. Dieser Verdichtertyp hat einen Anschluss für Flüssigkeits- oder Dampfeinspritzung und ermöglicht eine effiziente Verdichtung auch bei sehr hohen Druckverhältnissen.

Typ, Bezeichnung	Volumenstrom	Nenn-Drehzahl
Copeland Scroll ZF 15 K4E TFD	14.5 m ³ /h	2900 min ⁻¹

3.2 Auslegung der Wärmeübertrager

Bezeichnung	Fabrikat	Тур
Verdampfer	SWEP	Platten V27-70
Kondensator	SWEP	Platten B27-60
Economizer	Alfa Laval	Platten CB26-6

3.3 Expansionsventile

Der Hauptmassenstrom des Kältemittels wird mit einem thermostatischen Expansionsventil (ExV1) entspannt.

Für die Entspannung des Einspritzmassenstromes M_{inj} sind zwei verschiedene Drosselorgane (ExV2) untersucht worden. Ein thermostatisches und ein von Hand betätigtes Expansionsventil. Mit dem thermostatischen Expansionsventil, mit Temperaturfühler nach dem Economizer, wird keine Flüssigkeit in den Verdichter eingespritzt. Die Einspritzmenge ist gering. Eine Einspritzung von Flüssigkeit und somit eine Erhöhung der Einspritzmenge kann durch ein Handregelventil erreicht werden.



3.4 Hydraulischer Anschluss, Beschrieb

Abbildung 3.2: Hydraulischer Anschluss der Versuchswärmepumpe

Die Wärmepumpe ist an einen Solekreislauf als Wärmequelle und an einen Heizwasserkreislauf als Wärmesenke angeschlossen. Die Sole ist ein Wasser-Ethylenglykol-Gemisch mit einer Konzentration von 34%. Dieses Gemisch ist bis –20°C frostsicher und hat bei tieferen Temperaturen keine Sprengwirkung mehr.

Der Solekreislauf ist ein geschlossenes System. Als Energiespeicher dient ein 600 Liter Boiler mit elektrischem Heizregister. Mit Hilfe des Mischventils wird die erforderliche Soletemperatur am Hauptverdampfer-Eintritt erreicht.

Mit dem Strangregulierventil wird der Volumenstrom der Sole und somit auch die Temperaturdifferenz im Verdampfer manuell eingestellt.

Im Gegensatz zum Solekreislauf ist der Heizwasserkreislauf ein offenes System. Durch Zumischen von kaltem Netzwasser wird die erforderliche Temperatur am Hauptkondensator-Eintritt erreicht. Wie beim Solekreislauf wird der Volumenstrom bzw. die Temperaturdifferenz zwischen Vor- und Rücklauf mit dem Strangregulierventil manuell verstellt.

Um einer Entleerung des Kreislaufes entgegenzuwirken wird der Abfluss an der höchsten Stelle des Systems montiert.

Das Messstellenverzeichnis (Tabelle A-1) befindet sich im Anhang dieses Berichtes.

4 MESSERGEBNISSE

4.1 Betriebsregime

Gemäss den Messbedingungen des Wärmepumpen Testzentrums in Töss wurden folgende Betriebspunkte gemessen:

- Serie 1+2 bei einer Heizvorlauftemperatur von 50°C: B-5/W50 B0/W50 B5/W50, sowie bei einer Heizvorlauftemperatur von 35°C: B-5/W35 B0/W35 B5/W35. Betriebsregimes ohne Einspritzung (KE), mit Einspritzung Variante 1 (S5, Massenstrom wird vor dem internen Wärmeübertrager abgezweigt) und Variante 2 (ECO, Massenstrom wird nach dem Wärmeübertrager getrennt). Die Einspritzmenge wird durch ein thermostatisches Expansionsventil geregelt.
- Serie 3+4 bei B-5/W50 Variante 2 (ECO) mit variabler Einspritzmenge. Regelung durch ein manuell verstellbares Handventil, sowie Serie 5 bei B-10/W60 mit variabler Einspritzmenge.

4.2 Datenerfassung

Die Sensorsignale werden mit drei 20-Kanal-Multiplexern vom Datenlogger registriert und über die serielle Schnittstelle (RS232) auf einen PC übertragen. Nachdem die Daten im Rechner aufbereitet worden sind, werden sie am Bildschirm grafisch und tabellarisch angezeigt sowie in einer Datei mit der zugehörigen Zeit gespeichert. Die Messwerte werden alle 5 Sekunden aktualisiert.

4.3 Genauigkeitsangaben und Fehlerabschätzung

Die maximalen Abweichungen der Messwerte addieren sich aus der Toleranz der Sensoren und der Datenerfassung. Sie sind in der folgenden Tabelle zusammengestellt:

Messgrösse	Messprinzip	Messbereich	Max. Abweichung inkl. Datenerfassung
Temperatur	PT 100, ¹ / ₃ Klasse B, 4-Leiter	-50 ÷ 180 °C	± 0.5% Messwert + 0.16 °C
Druck	Piezoresistiver Industrie- druckmessumformer	0 ÷ 5 bar 0 ÷ 40 bar	± 0.15% Messbereich ± 0.10 % Messbereich (gem. Kalibrierung des Herstellers)
Volumenstrom Sole, Wasser	Magnetisch Induktiv	$0.5 \div 17.6 \text{ m}^3/\text{h}$ (frei einstellbar)	\pm 0.5% Messwert \pm 0.01% Messbereich
Volumenstrom Kältemittel	Messturbine	0.5 ÷ 20 l/min	±1% Messbereich
Elektr. Leistung Verdichter	Spannung- und Strommes- sung mit Hallsensoren	0 ÷ 15 kW	± 2%

Tabelle 4.1:	Messumformer und	Genauigkeits ang aben
--------------	------------------	-----------------------

Durch Propagation der Messfehler ergeben sich die maximalen relativen Fehler in den folgenden zu bestimmenden Grössen:

- *Heizleistung¹* = 0.8% *Volumenstrom* + 2 * 0.5% *Temperaturdifferenz* = 1.8%
- *Elektrische Leistung* = 2% *Verdichter*
- *COP* = 1.8% *Heizleistung* + 2% *Elektrische Leistung* = 3.8%

Die gemessenen COP-Werte fallen in die ermittelte Fehlerbandbreite.

¹ Der angegebene Toleranzwert der Temperaturmessung von 0.16 °C entfällt, weil die Sensoren gegenseitig abgestimmt worden sind. Wird die Toleranz des magnetisch induktiven Durchflussmessers mit der durchschnittlichen Wassermenge umgerechnet, ergibt sich eine ungefähre Abweichung von 0.8%.

4.4 Auswertung der Messungen mit / ohne Einspritzung

Der im Kapitel 3 beschriebene Kreisprozess der Wärmepumpe wird unter stationären Bedingungen getestet und ausgewertet. Folgende Vergleiche zeigen das bei den aktuell erhältlichen Komponenten mögliche Potential auf.



4.4.1 Vergleich Leistungszahl und Heizleistung

Abbildung 4.1:Leistungszahl (COP) berechnet aus den thermischen Messungen der externen Ströme,
Serien 1+2 mit Heizwasservorlauftemperatur bei 35°C (W35) und bei 50°C (W50), Ein-
spritzmenge durch thermostatisches Expansionsventil geregelt.

Die beiden untersuchten Schaltungen des Kreisprozesses (ECO und S5) sind sich gleichwertig und ergeben nur kleine Verbesserungen im COP gegenüber dem Betrieb ohne Einspritzung.



Abbildung 4.1bis: Gütegrad der Messungen Serien 1+2 mit Heizwasservorlauftemperatur bei 35°C (W35) und bei 50°C (W50), Einspritzmenge durch thermostatisches Expansionsventil geregelt.

Bei tiefen Glykoltemperaturen und hohen Kondensationstemperaturen wird die verfügbare Heizleistung hingegen um 15% erhöht (<u>Abbildung 4.2</u>). Dadurch ist ebenfalls eine Abstufung der Heizleistungsabgabe bei höheren Aussentemperaturen möglich, was bei einem monovalenten Betrieb der Wärmepumpe entgegen kommt.



Abbildung 4.2: Heizleistungsabgabe. Erhöhung durch Einspritzung bei B-5/W50 15% mit thermostatischer Expansionsregelung in der Zwischenstufe, Serien 1+2 mit Heizwasservorlauftemperatur bei 35°C (W35) und bei 50°C (W50).

4.4.2 Verdichtungsendtemperatur

Mit der thermostatischen Expansionsregelung bei der Einspritzung (Serie 1+2), wird keine wesentliche Reduktion der Austrittstemperatur erreicht. Sogar das Gegenteil kann hervortreten, wenn nämlich die Einspritzmenge zu klein ausfällt. Die durch diese Regelung hervortretenden Einspritzmengen sind in der Grössenordnung der kritischen Einspritzmenge. Bei allen Betriebsregimes werden Mengen von ca. 5 - 10 g/s eingespritzt, was ca. 10% - 15% des am Verdichtereintritt gemessenen Durchflusses entspricht.

Die im nächsten Paragraphen beschriebenen Messungen zeigen, dass die hohen Austrittstemperaturen wesentlich gesenkt werden können.



Abbildung 4.3: Vergleich der Verdichtungsendtemperatur mit/ohne Einspritzung Serien 1+2 mit thermostatischer Expansionsregelung in der Zwischenstufe und mit Heizwasservorlauftemperatur bei 35°C (W35) und bei 50°C (W50).

4.5 Variable Einspritzmenge

Die ersten beiden Messserien haben gezeigt, dass bei hohen Temperaturhüben zwischen den externen Energieträgern, die erwarteten Vorteile in Bezug auf den COP und der Senkung der Verdichtungsendtemperatur nicht erreicht werden können. Daraufhin wurde die thermostatische Expansionsregelung durch ein von Hand einstellbares Expansionsventil ersetzt. Dadurch kann eine höhere Einspritzmenge getestet werden. Die experimentellen Ergebnisse zeigen teils verbesserte Eigenschaften des Gesamt-Kreisprozesses.



Abbildung 4.4: COP (extern) Verlauf mit und ohne Einspritzung. Serien B-5/W50 und B-10/W60.

Der Verlauf der Leistungszahl deutet auf bedeutende interne Verluste bei der Einspritzung hin. Die Vorteile des thermodynamischen Konzeptes der Einspritzung werden durch diese Verluste nahezu kompensiert oder bei grösserer eingespritzter Menge sogar übertroffen. In Bezug auf die Leistungszahl müsste die Einspritzung so klein gehalten werden, dass das eingespritzte Kältemittel vollständig verdampft aus dem Economizer tritt.



Abbildung 4.5: Vergleich der erbrachten Heizleistung mit/ohne Einspritzung bei den Betriebspunkten B-5/W50 und B-10/W60.

Die <u>Abbildung 4.5</u> zeigt, dass die abgegebene Heizleistung praktisch konstant verläuft. Es spielt also keine Rolle wieviel Kältemittel zur Einspritzung geführt wird. Eine mögliche Ursache für die Begrenzung in der Leistungsabgabe kann der Anstieg des Mitteldruckes sein.

Die Vermutung, dass die Zugangsleitung, sowie die Einspritzöffnungen in der Verdichtungskammer, zu klein für die Einspritzung von gesättigtem gasförmigem Kältemittel sind bestätigt sich in diesen Messreihen. Der Widerstand in dieser Leitung ist sehr gross und der gemessene Druck auf der Einspritzstufe steigt drastisch an. Der theoretische Mitteldruck beim Betriebspunkt B-5/W50 liegt bei 8 bar und die gemessenen Werte steigen von 10 bar bis hinauf zu 13.5 bar.



Abbildung 4.6: Einspritzdruck (gemessen) in Abhängigkeit der Einspritzmenge. Serien B-5/W50 und B-10/W60.

Die Austrittstemperatur aus dem Verdichter kann sehr genau mit der Einspritzmenge kontrolliert werden. Bei den gemessenen Betriebspunkten können auch bei hohen Einspritzmengen noch keine Betriebseinschränkungen festgestellt werden.



Abbildung 4.7: Verdichterendtemperatur zur eingespritzten Menge. Serien B-5/W50 und B-10/W60.

4.6 Analyse der Komponenten für die Eingabe in das Simulationsmodell

4.6.1 Verdichter

Der isentrope Wirkungsgrad, sowie der Liefergrad des Verdichters dienen als Berechnungsgrundlage der Verdichtung. Thermische Verluste während der Kompression, sowie Umwandlungsverluste im Motor und in den Lagerungen sind vernachlässigt. Es wird somit davon ausgegangen, dass das eintretende Kältemittel verlustfrei und ohne Erwärmung bis in die Kompressionskammer angesaugt wird.

Die Berechnung des isentropen Wirkungsgrades basiert auf folgenden Grössen:



Abbildung 4.8: Isentroper Wirkungsgrad, Serien 1+2 mit Heizwasservorlauftemperatur bei 35°C (W35) und bei 50°C (W50), ohne Einspritzung.



Abbildung 4.9: Liefergrad, Serien 1+2 mit Heizwasservorlauftemperatur bei 35°C (W35) und bei 50°C (W50), ohne Einspritzung.

4.6.2 Wärmeübertrager

Die gemessenen minimalen Temperaturdifferenzen zeigen eine korrekte Auslegung der Hauptwärmeübertrager. Einzig die Werte des Econoomisers sind etwas erhöht. Eine Leistungsdifferenz zwischen den beiden Schaltungen (ECO und S5) schlägt sich in einer Erhöhung der minimalen Temperaturdifferenz nieder. Eine Vergrösserung dieses Wärmeübertragers würde die verfügbare Heizleistung noch ein wenig erhöhen.



Abbildung 4.10: Minimale Temperaturdifferenz im Verdampfer, Serien 1+2: Einspritzmenge geregelt durch thermostatisches Expansionsventil, Vergleich mit/ohne Einspritzung



Abbildung 4.11: Minimale Temperaturdifferenz im Kondensator, Serien 1+2: Einspritzmenge geregelt durch thermostatisches Expansionsventil, Vergleich mit/ohne Einspritzung



Abbildung 4.12: Minimale Temperaturdifferenz im Economizer, Serien 1+2: Einspritzmenge geregelt durch thermostatisches Expansionsventil, Vergleich mit/ohne Einspritzung

4.7 Zusammenfassung Messungen

Aus den untersuchten Messungen auf dem Funktionsmuster können folgende Erkenntnisse gezogen werden:

- 1. Die **Einspritzung in der Zwischendruckstufe** erbringt mit den zur Zeit erhältlichen Komponenten (insbesondere Scroll-Verdichter mit Zwischeneinspritzung Reihe (ZF)) *nicht die zu erwartenden Vorteile* in Bezug auf COP und Verdichterendtemperatur.
- 2. Mittels thermostatischer Expansionsregelung in der Zwischendruckstufe kann die Endtemperatur nicht signifikant gesenkt werden. Die Druckverluste bei der Einspritzung sind sehr gross, so dass bei der Vermischung in der Kompressionskammer kein Kühleffekt mehr stattfindet. Durch **Erhöhung der Einspritzmenge** wird eine bedeutende Senkung der Endtemperatur erzielt, ohne dabei an Funktionsgrenzen zu stossen. *Die mittlere Druckstufe steigt* aber bedingt durch die hohen Einspritzverluste weiter an. Dies führt zu einer Reduktion der Leistungszahl.
- 3. Die Auslegung der Komponenten erscheint *korrekt*. Die Überprüfung der Energiebilanz der Wärmepumpenkreislaufes zeigt einen Energieüberschuss von 600 bis 900 W. Bei der nachträglichen Überprüfung der elektrischen Leistungsaufnahme ergaben sich um 300 W niedrigere Werte. Die restliche Differenz kann teilweise durch nicht berücksichtigte Wärmeverluste erklärt werden.

Die Auswertung der Leistung beruht auf den Messungen der zu- und abgeführten Wärmeströme.

4. Der Vergleich der beiden Schaltungen (S5: Einspritzmenge vor dem Economizer abgezweigt und ECO: Einspritzmenge nach dem Economizer abgezweigt) ergibt in Bezug auf COP und Heizleistung *praktisch identische Werte*. Die Wahl der Schaltung kann somit in Bezug der kostengünstigeren Variante fallen. Diesbezüglich zeigen der Verlauf der Pinchwerte im Economizer einen leichten (aber für die Grösse dieser Anlage einen unbedeutenden) Vorteil der ersten Variante.

5 SIMULATION

5.1 Definition des Prozesses



Abbildung 5.1: Vereinfachtes Schema der Versuchsanlage mit Bezeichnung der Simulationspunkte

Gegenüber der einfachen Wärmepumpe beinhaltet der vorliegende Kreisprozess einen internen Wärmeübertrager, welchen wir als Economizer bezeichnen werden. Die in den Economizer geleitete Kältemittelmenge wird dazu benutzt, den Hauptstrom weiter zu unterkühlen und gleichzeitig die Verdichterendtemperatur zu senken. Im Enthalpie – Druck Diagramm ist die als ECO bezeichnete Einspritzvariante dargestellt (Kältemittel-Teilung nach dem Economizer Wärmeübertrager).

Die Zwischeneinspritzung im Scroll Verdichter erfolgt über 2 kleine Einspritzlöcher welche 90° verschoben in die fixe Volute gebohrt worden sind. Diese Bohrungen sind während einer Umdrehung von 270° offen und erstrecken sich gleitend über einen bestimmten Volumenbereich. Im Simulationsmodell wird die Einspritzung etappenweise berechnet (gestrichelte partielle Einspritzung im Diagramm oben). Zusätzlich zum Druckverlust in den Einspritzbohrungen, welche wahrscheinlich für eine Nasseinspritzung dimensioniert worden sind (Durchmesser von 1.5 mm), addieren sich weitere Druckverluste in einer um den ganzen Scrollkopf führenden Einspritzleitung (Durchmesser 3 mm). Der gemessene Arbeitsdruck im Economizer kommt über dem theoretisch optimalen geometrischen Mitteldruck zu liegen. Bei grösserer Einspritzmenge erhöhen sich die Druckverluste signifikant und der gemessene Mitteldruck steigt zusätzlich an.

5.2 Allgemeine Dateneingabe für die Kreislaufberechnung

5.2.1 Vereinfachende Annahmen

Um die Kreisberechnung durchführen zu können, wurden verschiedene Annahmen getroffen:

Wärmeverluste vernachlässigt

Da alle Elemente auf der Anlage thermisch isoliert sind, werden die thermischen Verluste für die Simulation vernachlässigt. Durch Erstellen der Energiebilanzen für jedes Element können auf der Anlage die Verluste lokalisiert werden.

• Ölanteil im Kältemittel vernachlässigt

Um die thermodynamischen Kenngrössen bestimmen zu können wird von einem ölfreien Kreislauf ausgegangen. Die Erwärmung des Ölanteiles während der Kompression wird vernachlässigt. Die zirkulierende Ölmenge in den Wärmübertragern ist gering.

• Hilfsenergien

Die zur Förderung der externen Ströme benötigten Hilfsenergien werden in der Simulation ausgeklammert und sind für den Vergleich der verschiedenenKenngrössen nicht von Bedeutung. Die resultierenden COP Werte verstehen sich also ohne diese Hilfsenergien.

5.2.2 Definition der Komponenten

 Scroll Kompressor mit Zwischeneinspritzung Der eingebaute Verdichtertyp ist ein Scroll Modell (Copeland ZF15) mit folgenden Kenngrössen:

theoretisches Fördervolumen (pro Umdrehung): 83.3 cm3.

eingebautes Volumenverhältnis (VRi) = 3.0.

Position der Einspritzlöcher bei 0° - 270° und bei 90° - 360° mit einem Durchmesser von 1.5 mm.

Optimaler isentroper Wirkungsgrad gemäss den Messwerten bei 67% (bei angenommener adiabater Kompression)

• Wärmeübertrager

Die Wärmeübertrager sind Plattenwärmeübertrager und unterscheiden sich lediglich in Anzahl und Grösse der Platten.

Die Simulation erfolgt durch die Eingabe der Pinchwerte (minimale Temperaturdifferenz im Übertrager). Die gemessenen, sowohl als auch die theoretischen Werte werden in der Simulation berücksichtigt.

5.3 Simulation der Einspritzung

Wie bereits erläutert erstreckt sich die Einspritzung im Kompressionsvolumen über eine gewisse Wegstrecke und muss deshalb zur genaueren Simulation in mehrere Teilschritte aufgeteilt werden.



Abbildung 5.2: Erster Teilschritt der Zwischeneinspritzung im Scroll Verdichter

Der Ausgangsdruck $P_{2,i}$ eines Teilschrittes ist durch die Position der Einspritzlöcher vorgegeben. Dieser Druck lässt sich aus der zu erwartendenden Kompressionskurve eines virtuellen zwischen Verdampfer und Kondensator arbeitenden Kompressors ermitteln. Zur vereinfachenden Behandlung der Simulation wird von einem 1 Loch Modell ausgegangen. Dieses Einspritzloch ist bei einer Position von 45° nach dem Verschluss des Kompressionsvolumens geöffnet und schliesst bei 315° wieder. Mittels eines Scroll Geometrie Programmes, welches am LENI EPFL entwickelt worden ist, kann der Verlauf des Volumens einer dem ZF Typen entsprechenden Geometrie veranschaulicht werden <u>Abbildung 5.3</u>:



Abbildung 5.3: Verlauf des Kompressionsvolumen im Scroll Verdichtertyp ZF15.

Zwischen dem Verschluss der Kompressionskammer und der Öffnung zum Verdichteraustritt verringert sich das Volumen einer Kompressionskammer praktisch linear mit dem Rotationswinkel. Der Verschluss kommt bei einem Winkel von 360° zu liegen. Die Öffnung zum Austrittsloch liegt im vorliegenden Fall bei 900°. Zwischen Verschluss und Öffnung liegen somit 1.5 Umdrehungen. Eine Einspritzöffnung ist also während der Hälfte der Kompression offen. Diese Öffnungslänge kann durch anderweitige Positionierung der Einspritzung nicht wesentlich reduziert werden.

Das Simulationsmodell unterteilt die Einspritzung in n Teilschritte welche wie folgt berechnet werden:

- 1. Isenthalpe Expansion der Einspritzmenge (n-ter Teil der gesamten Einspritzmenge)
- 2. Isobare Vermischung der Einspritzmenge mit Verdichterinhalt und isentrope Zustandsänderung bei konstant gehaltenem Kompressionsvolumen.
- 3. Teilverdichtung mit vorgegebenem isentropen Wirkungsgrad während dem n-ten Teil der gesamten Öffnungslänge.

Die durch die Einspritzung im Kompressor verursachten **zusätzlichen Verluste** werden im Verdichtermodell dem *isentropen Wirkungsgrad* der Teilverdichtung angerechnet. Die Verluste beruhen auf einer Erhöhung der Turbulenzen während der Verdichtungsphase. Diese erhöhen sich mit der relativen Einspritzmenge bez. der Ansaugmenge.

Daraus ergibt sich folgende Berechnung der Teilkompression:

$$\eta_s^* = \eta_s - c_t \frac{M_{inj}}{\dot{M}_1}$$

mit $c_t = 0.3$: Anpassungsgrösse
empirisch bestimmt.

Für die Berechnung der oben aufgeführten Teilschritte werden folgende **Eingabegrössen** benötigt:

- *Gesamte Einspritzmenge* Für den Vergleich mit den Messergebnissen können die gemessenen Mengen verwendet werden.
- *Mitteldruckniveau im Economizer:* Dieser ebenfalls gemessene Wert wirkt sich auf das Leistungs-Steigerungspotential des gesamten Kreisprozesses aus.

Im reellen Betrieb sind diese beiden Grössen miteinander gekoppelt (siehe <u>Abbildung 5.4</u>) und können in der Simulation nicht einzeln behandelt werden. Der Mitteldruck im Economizer hängt hauptsächlich vom Druckverlust des eingespritzten Kältemittels, sowie von der Position der Einspritzlöcher ab. Die Berechnung des Druckverlustes des gesättigten Kältemittelgemisches erweist sich als sehr ungenau und es wird deshalb vorerst darauf verzichtet.

5.4 Vergleich Simulation zu Messung für verschiedene Einspritzmengen

Zur Validierung des Modells, sowie zur Abgleichung der Modellparameter in der Einspritzung werden die Messungen mit variabler Einspritzmenge berücksichtigt. Daraus werden die minimalen Temperaturdifferenzen der Wärmeübertrager übernommen. Die beiden Eingabegrössen (Mitteldruck im Economizer, sowie Einspritzmenge) entsprechen ebenfalls den gemessenen Werten. Die Kompression wird hingegen mittels eines einfachen Verdichtermodells simuliert.

Durch die Unsicherheiten bezüglich der Energiebilanzen in den Messungen ergeben sich grosse Unterschiede zwischen der internen und externen Leistungszahl. Der Vergleich der Daten erfolgt deshalb über die direkt gemessenen thermodynamischen Grössen wie Druck und Temperatur. Das Ziel der Simulation ist es möglichst nah an die gemessenen Prozesstemperaturen zu gelangen.

Abbildung 5.4: Vergleich Messung – Simulation im log P – h Diagramm. Kreisprozess mit und ohne Einspritzung. Betriebspunkt B-10/W60 verschiedene Einspritzmengen a) 6 g/s b) 16 g/s und c) 23 g/s.

Die Abbildungen 5.4 veranschaulichen die in den Messungen gemachten Erfahrungen mit variabler Einspritzmenge. Mit zunehmender Einspritzmenge steigt der Mitteldruck an. Das sich in der Kompressionskammer befindliche Kältemittel wird so weit abgekühlt, dass es die Sättigungsgrenze erreicht. In Abb. 5.4 b) gleitet das Gemisch entlang der Sättigungsgrenze. Eine höhere Einspritzmenge (wie im Fall c)) sollte möglichst vermieden werden, da der Ölfilm an der Volutenwand ausgewaschen werden könnte.

B-10/W60	a) Einspritzmenge 6g/s		b) Einspritzmenge 16g/s		c) Einspritzmenge 23g/s	
	Messung	Simulation	Messung	Simulation	Messung	Simulation
COP intern [-]	2.47	2.39	2.14	2.23	1.97	2.12
Heizleistung [kW]	9.70	10.40	9.75	10.26	9.73	10.13
Economizer- leistung [kW]	1.36	1.22	1.05	1.12	0.78	0.84
T_cp Austritt [°C]	118.27	117.18	87.44	85.63	74.50	70.64

Der oben aufgeführte Kreisprozess zeigt folgende Leistungsmerkmale:

 Tabelle 5.1:
 Vergleich der Leistungsmerkmale, Messreihe B-10/60 (Serie 3).

Simulationsunsicherheit:

Aus den beiden Betriebsregimes B-5/W50 und B-10/W60 wird das Simulationsmodell angeglichen und insbesondere der eingeführte Modellparameter c_t bestimmt. Die Fehlerbestimmung des kältemittelseitig berechneten COP's und der Heizleistung wird durch die Unsicherheiten in der Energiebilanz der Messungen erschwert. So zum Beispiel erreicht der gemessene interne COP, beim Punkt B-5/W50 mit einer Einspritzmenge von 8 g/s, den Wert 3.41 (Vergleichsmessung ohne Einspritzung 3.05). Diese erhebliche Verbesserung kommt jedoch weder in der Simulation zum Ausdruck (COP intern mit Einspritzung 2.98), noch in der Bestimmung der externen Leistungszahl (ebenfalls praktisch gleichbleibender COP gegenüber dem Prozess ohne Einspritzung).

5.5 Optimierung des Betriebes mit Einspritzung

Mögliche Verbesserungsvorschläge zum Konzept mit Einspritzung werden hier untersucht und mittels der Simulation auf die Leistungsmerkmale (COP und Heizleistung), sowie auf die Betriebsgrenzen hin diskutiert.

Die potentiellen Optimierungsmöglichkeiten des Prozesses sind:

1) Kontrolle des Mitteldruckes im Economizer:

Für den theoretischen zweistufigen Wärmepumpenprozess liegt der ideale Mitteldruck in der geometrischen Mitte zwischen Kondensation und Verdampfung. Der ideale Zwischendruck der reellen Maschine hängt aber von den Einspritzverlusten und der Position der Einspritzlöcher ab.

5. Simulation

- 2) Verringerung der Druckverluste in der Ansaugleitung:
 - Die Saugleitungen im verfügbaren Verdichter sind sehr klein dimensioniert und verursachen einen erheblichen Druckverlust. Grössere für die Dampfeinspritzung dimensionierte Leitungen werden angenommen. Die daraus resultierenden Druckverluste können aber nicht ohne ein dynamisches Fluidberechnungsprogramm (z.B. Fluent) bestimmt werden. Die Nähe zur Sättigung erschwert die Berechnung zusätzlich.
- 3) Positionierung der Einspritzlöcher in der Kompressionsvolute: Wie durch Öffnen eines Copeland ZF Verdichters festgestellt werden konnte, liegen die Einspritzlöcher gleich zu Beginn der Verdichtung. Unter der Bedingung, dass die Einspritzleitung des Verdichters vergrössert werden kann, könnte die gleiche Einspritzmenge auch weiter entfernt vom Kompressionsbeginn eingespritzt werden. Das Risiko in den Sättigungsbereich zu gelangen ist dadurch kleiner.
- 4) Variieren der Einspritzmenge:

Es gilt zu untersuchen, ob eine Vergrösserung der eingespritzten Menge eine Steigerung der Heizleistung und des COP erfährt. Dies ist unabhängig zum verursachten Druckabfall in der Saugleitung zu untersuchen. Der Einfluss dieser Einspritzmenge zum Temperaturrückgang ist bezüglich der Einsatzgrenzen nicht zu vergessen.

Vorgang zur Berechnung der Einflüsse obengenannter Parameter:

Die Verschiedenen Einflüsse werden ausgehend von den Messungen B-5/W50 und B-10/W60 mit 16 g/s Einspritzung untersucht. Dabei wird der Kondensations- und Verdampfungsdruck festgehalten. Überhitzung, sowie Unterkühlung und ebenfalls die minimalen Temperaturdifferenzen in den Wärmeübertragern sind theoretische Werte. Der Verdichter ist modelliert.

Die Referenzwerte der Simulation dieser beiden Messungen sind:

Simulation B-10/W60	Zwischendruck 15 bar; Einspritzmenge 16 g/s;			
	Beginn Einspritzung bei 45° Volutenwinkel.			
	COP = 2.30; Heizleistung = 10.3 kW; T_cp_aus = 82 °C			
	(Vergleichswerte ohne Einspritzung: 2.34; 8.4 kW; 109°C)			
Simulation B-5/W50	Zwischendruck 12.5 bar; Einspritzmenge 16 g/s;			
	Beginn Einspritzung bei 45° Volutenwinkel.			
	COP = 2.79; Heizleistung = 12.0 kW; T_cp_aus = 74°C			
	(Vergleichswerte ohne Einspritzung: 3.01; 10.4 kW; 91°C)			

5.5.1 Verringerung der Druckverluste

In der Simulation stehen 2 Möglichkeiten offen die Druckverluste zu senken. Die erste ist die Veränderung des Mitteldruckes und die zweite ist die Verschiebung der Einspritzöffnung.

• Veränderung des Mitteldruckes bei konstanter Einspritzmenge und fixem Einspritzloch.

Die Senkung des Mitteldruckes bewirkt starke Variationen der untersuchten Grössen. Der COP, die Heizleistung, sowie die Verdichterendtemperatur steigen stark an. Die Werte verändern sich linear zum Druckniveau. In untenstehender Tabelle sind die Merkmale des so berechneten Kreisprozesses aufgeführt:

B-10/W60 Einspritzmenge 16 g/s	Zwischendruck [bar]					
Position Einspritzloch 45°	17.5	15	12.5	10	7.5	5
COP intern [-]	2.25	2.30	2.34	2.40	2.46	2.53
Heizleistung [kW]	9.7	10.3	10.9	11.6	12.4	13.0
Economizerleistung [kW]	0.43	1.0	1.7	2.4	3.2	3.9
T_cp Austritt [°C]	75	83	92	103	115	124

 Tabelle 5.2:
 Ergebnisse Variation Zwischendruck, B-10/W60

• Veränderung der Position des Einspritzloches bei konstanter Einspritzmenge und fixem Zwischendruck.

Die Berechnung dieser Variante zeigt für alle drei Merkmale (COP, Heizleistung und Endtemperatur) nur minimale Veränderungen und befinden sich innerhalb der Unsicherheit. Das reelle Verhalten der Anlage in Bezug auf diese Veränderung ist nicht überprüfbar und eine Optimierung der Position der Einspritzung muss mit einem verfeinerten Simulationsmodell gemacht werden.

5.5.2 Einspritzmenge

Aus den beiden Messserien mit variabler Einspritzmenge ist ersichtlich, dass sich Endtemperatur, aber nicht unbedingt Heizleistung beeinflussen lassen. Mit ansteigender Einspritzmenge steigt jedoch der Zwischendruck an und behindert einen optimalen Betrieb in Bezug auf die Leistungszahl der Maschine. Der COP sinkt ab.

In der Simulation wird die Einspritzung bei unverändertem Zwischendruck betrachtet.

B-10/W60 Zwischendruck 15 bar	Einspritzmenge [g/s]					
Position Einspritzloch 45°	2	4	8	12	16	20
COP intern [-]	2.35	2.38	2.36	2.33	2.30	2.26
Heizleistung [kW]	9.4	9.8	10.1	10.2	10.3	10.4
Economizerleistung [kW]	0.32	0.68	0.88	0.95	1.02	1.09
T_cp Austritt [°C]	116	116	105	93	83	75

Für den Betriebspunkt B-10/W60 verhalten sich die untersuchten Kenngrössen des Prozesses wie folgt:

Tabelle 5.3:Ergebnisse Variation der Einspritzmenge B-10/W60.

Durch Erhöhung der eingespritzten Menge wird vor allem die Verdichterendtemperatur beeinflusst. Fällt diese Menge unter eine Limite (hier ca. bei 4 g/s), so bleibt die Temperatur praktisch unverändert, die übertragene Wärme im Economizer sinkt jedoch stark ab. Unter dieser Limite fällt die Leistungszahl, sowie der COP ebenfalls unter den optimalen Wert.

Abbildung 5.5: Verdichterendtemperatur in Abhängigkeit zur eingespritzten Menge, Simulation B-10/W60

Abbildung 5.6: COP in Abhängigkeit zur eingespritzten Menge, Simulation B-10/W60

Einsatzgrenzen:

Die Simulationsergebnisse, sowie auch die Messreihen zeigen, dass bezüglich der Endtemperatur der Einsatzbereich einer solchen Wärmepumpe stark ausgeweitet werden kann. Durch Erhöhung der Einspritzmenge kann die maximale Systemtemperatur stark abgesenkt werden. Bei einem solchen Konzept muss überprüft werden, wie stark das Kältemittelgemisch während der Kompression unter die Sättigungskurve fallen darf.

Durch die ausgeweiteten Einsatzgrenzen, müssen die Komponenten für die erhöhten Kondensationsdrücke dimensioniert sein.

Aufgrund der hier gemachten Erfahrungen kann der Betriebspunkt B-10/W60 mit der bestehenden Anlage angefahren werden.

5.6 Zusammenfassung und Einschränkungen der Simulationsergebnisse

Die Simulation des Kreisprozesses mit Einspritzung hat gezeigt, dass durch eine geometrisch korrekte Auslegung der Einspritzung COP und Heizleistung gegenüber der Variante ohne Einspritzung erhöht werden kann. Insbesondere die *Senkung des Mitteldruckes* ergibt ein verbessertes thermodynamisches Verhalten und erhöht im Gleichschritt COP und Heizleistung. Dafür muss der Einspritzkanal erheblich verkürzt und die Einspritzlöcher vergrössert werden. Für einen Betrieb im Retrofitgeschäft mit Luft als Energieträger muss durch *ausreichender Einspritzmenge* die Verdichtungsendtemperatur kontrolliert werden. Je nach Position der Einspritzöffnung(en) im Verdichter kann das Kältemittel während der Kompression derart abgekühlt werden, dass es in den Sättigungsbereich fällt, was sich im Langzeitbetrieb der Wärmepumpe nachteilig auswirken könnte. *Eine Verschiebung der Einspritzöffnungen* in höhere Winkelpositionen bewirkt einzig einen grösseren Abstand zur Sättigungslinie.

Beim Betrieb einer solchen Einheit ergäbe sich folgendes Funktionsverhalten:

- a) **Extreme Bedingungen:** Maximale Einspritzrate, bestimmt durch Temperaturlimite beim Austritt aus dem Verdichter.
- b) **Mittlerer Betrieb:** Minimale Einspritzrate, so dass COP und Heizleistung noch nicht abfallen.
- c) **Übergangssaison:** Ohne Einspritzung, sobald sich im reellen Betrieb der COP mit Einspritzung unter den Wert desjenigen ohne Einspritzung fällt.

6 WEITERVERWENDUNG DER ERGEBNISSE

6.1 Wissenschaftliche Verwendungsmöglichkeiten

Die in diesem Projekt gesammelten Erkenntnisse bezüglich des *Wärmepumpenkreisprozesses mit Zwischeneinspritzung* bilden einen Anfang für weitere Entwicklungen. Die Modellbildung ist noch sehr einfach gestaltet und muss noch weiter verfeinert werden, um zuverlässige Berechnungen machen zu können. Die vorliegenden Ergebnisse zeigen mögliche Verbesserungen auf, welche erst mit neuem Material (sprich geeigneter Scroll Kompressor mit Zwischeneinspritzung) aufgezeigt werden können.

Die Optimierung der Simulation muss in folgenden Bereichen weiter vorangetrieben werden:

- Berechnung der Druckverluste im Einspritzkanal in Anwesenheit eines zweiphasen Stromes (stationäre Berechnung).
- Dynamisches Verhalten der Einspritzmenge (während einer Umdrehung der Scroll Volute).
- Berechnung des Kompressionswirkungsgrades (isentrop) bei geöffneter Einspritzöffnung.

Durch die verbesserte Simulation können optimierte Einspritzgeometrien vorgeschlagen werden.

Die zu erwartenden Verbesserungen in COP und in der Erhöhung der Heizleistung stimmen zuversichtlich, dass weitere Entwicklungen von solchen Kompressortypen gemacht werden.

6.2 Transfer in die Praxis

Die Hauptprobleme im Retrofit Geschäft sind:

Kosten:

- Meist sind bestehende Ölheizungen installiert, bei welchen ein Grossteil der Infrastruktur bestehend ist und mehrere Kesselgenerationen überstehen.
- Einem Ölkessel für 7'000.— musste bis anhin eine Erdsondenwärmepumpe für 40'000.— entgegengestellt werden.
- Meist unwirtschaftliche Betriebskosten, da die Wärmepumpe bei monovalentem Betrieb auf minimale Aussentemperatur ausgelegt werden muss.

Technik:

- Meist hohe Vorlauftemperaturen notwendig, was schlecht für die Wärmepumpen ist.
- Oftmals müssen teurere R134a Wärmepumpen eingesetzt werden (+20%)
- Luft-Wasser Wärmepumpen oftmals schwierig einzubauen, da Luftführung ins Haus schwierig.
- Diskussion über Dimensionierung von Wärmepumpen (Luft-Wasser) (Bivalent, mono-energetisch)

Die im vorliegenden Projekt behandelte Wärmepumpe löst einige dieser Probleme.

So kann z.B. die Wärmepumpe kleiner dimensioniert werden als mit konventionellen Wärmepumpen, da durch die Zuschaltung der Zwischeneinspritzung eine Leistungserhöhung von 15 - 20 % erfolgt. Bei tiefen Aussentemperaturen und hohen Vorlauftemperaturen wird die Zwischeneinspritzung zugeschaltet und die notwendige Heizleistung kann auch mit einem kleiner dimensionierten Verdichter erreicht werden.

Durch die Zwischeneinspritzung wird im kritischen Bereich die Heissgastemperatur sehr niedrig gehalten.

Abbildung 6.1: Beispiel einer Auslegung der Retrofit-Wärmepumpe

In obriger Grafik ist ersichtlich, wie die Wärmepumpenauslegung mit Einspritzung gemacht werden kann.

- Fall 1: entspricht einer monovalenten Anlage mit Auslegungstemperaturen von L-10/W60.
- Fall 2: entspricht der Auslegung mit Zwischeneinspritzung. Die Wärmepumpe leistet demnach zu viel bei einer Auslegungstemperatur L-6.5 /W 54.

Für die Praxis bedeutet dies konkret, dass die Wärmepumpe in der Regel eine Leistungsstufe kleiner dimensioniert werden kann. Dadurch ist die Wirtschaftlichkeit viel eher gegeben, da einerseits die Initialkosten kleiner sind aber auch die Betriebskosten sind günstiger, da die Wärmepumpe ein besseres Teillastverhalten hat als eine monovalente Anlage.

Symbolverzeichnis

Symbol	Einheit	Bedeutung
В	°C	Brine, Sole
COP		Coefficient of Performance, Leistungszahl
C_t	-	Anpassungsgrösse
h	kJ/kg	Enthalpie
L	°C	Luft
М	kg/s	Massendurchfluss
$\eta_{\scriptscriptstyle s}$	-	isentroper Wirkungsgrad
Р	bar, Pa	Druck (absolut)
S	kJ/kg K	Entropie
Т	°C, K	Temperatur
V	m ³	Volumen
W	°C	Wasser

Index	Bedeutung
ср	Kompressor
ext	extern
inj	Einspritzung
int	intern

Literaturverzeichnis

- ASHRAE, ASHRAE Fundamentals, American Society of Heating and Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Atlanta 1997.
- *EN 255*, Europäische Norm für die Prüfbedingungen der Wasser/Wasser, Sole/Wasser und Luft/Wasser elektrisch betriebenen Kompressions-Wärmepumpen.
- *Hewlett-Packard Company*, Handbuch HP34970A, Teilenummer 34970-90411, Loveland Colorado 1997.
- *NIST*, National Institute of Standards and Technology, US Dep. Of Commerce, Gaithersburg 1998.
- *SRHP*, Ausschreibung Swiss Retrofit Heat Pump, Internet: www.waermepumpe.ch/fe, Pflichtenheft Swiss Retrofit Heat Pump, Bundesamt für Energie 1999.

Anhang

Messstellenverzeichnis

Anz.	Bezeich-	Gerät	Medium	Messbereich	Signal	Genauigkeit	Fabrikat
	nung	Einsatzort		Messprinzip			Тур
	Anschluss						
	WP						
1	101	Temperaturfühler	Wasser	-50+180°C	$\Delta \mathbf{V}$	1/3 Klasse B	Roth+Co. AG
		Verflüssigereintritt		Pt 100 4-Leiter		0.1 + 0.0005 * t	W500.4L.04,0X0070.5-
1	102	Temperaturfühler	Wasser	-50+180°C	$\Delta \mathbf{V}$	1/3 Klasse B	Roth+Co. AG
		Verflüssigeraustritt		Pt 100 4-Leiter		0.1 + 0.0005 * t	W500.4L.04,0X0070.5-
1	103	Temperaturfühler	Glykol	-50+180°C	$\Delta \mathbf{V}$	1/3 Klasse B	Roth+Co. AG
		Verdampfereintritt		Pt 100 4-Leiter		0.1 + 0.0005 * t	W500.4L.04,0X00/0.5-
1	104	Temperaturfühler	Glykol	-50+180°C	$\Delta \mathbf{V}$	1/3 Klasse B	Roth+Co. AG
		Verdampferaustritt		Pt 100 4-Leiter		0.1 + 0.0005 * t	W 500.4L.04,0A0070.5-
1	105	Durchflussmessung	Glykol	03000 l/h	420 mA	0.5% Messw. +	Endress & Hauser
		Verdampfereintritt		Magn.		0.01% Endw.	Promag 33AT
_	107	D 16		Induktiv	4.00	0.00/ 3.5	
1	106	Durchflussmessung	Wasser	03000 l/h	420 mA	0.5% Messw. +	Endress & Hauser
		Verflussigeraustritt		Magn. In dulutiv		0.01% Endw.	Promag 33AT
	Vacialant			Παυκιν			
	Kreismuj WP						
1	201	Temperaturfühler	R407C	-50+180°C	ΔV	1/3 Klasse B	Roth+Co. AG
	201	Verdichter ein	K407C	Pt 100 4-Leiter	4	$0.1 \pm 0.0005 * t$	W500.4L.04,0X0070.5-
1	202	Temperaturfühler	R407C	-50+180°C	$\Delta \mathbf{V}$	1/3 Klasse B	Roth+Co. AG
-		Verdichter aus		Pt 100 4-Leiter	_,	0.1 + 0.0005 * t	W500.4L.04,0X0070.5-
1	203	Elektr. Leistungsmessung		3-phasig, 15A	420 mA	< 2%	Transmetra
		Verdichter		Hallsensoren			LVT310
1	204	Druckmessumformer	R407C	0 5 bar	420 mA	0.2% Endwert	Haenni
		Verdichter ein		Piezoresistiv			ED 510
1	205	Druckmessumformer	R407C	0 40 bar	420 mA	0.2% Endwert	Haenni
		Verdichter aus		Piezoresistiv			ED 510
1	206	Temperaturfühler	R407C	-50+180°C	$\Delta \mathbf{V}$	1/3 Klasse B	Roth+Co. AG
		Verflüssiger ein		Pt 100 4-Leiter		0.1 + 0.0005 * t	W500.4L.04,0X0070.5-
1	207	Temperaturfühler	R407C	-50+180°C	$\Delta \mathbf{V}$	1/3 Klasse B	Roth+Co. AG
		Verflüssiger aus		Pt 100 4-Leiter		0.1 + 0.0005 * t	W500.4L.04,0X0070.5-
1	208	Druckmessumformer	R407C	0 40 bar	420 mA	0.2% Endwert	Haenni
		Verflüssiger ein		Piezoresistiv			ED 510
1	209	Temperaturfühler	R407C	-50+180°C	$\Delta \mathbf{V}$	1/3 Klasse B	Roth+Co. AG W500 4L 04 0X0070 5
		Sammler aus		Pt 100 4-Leiter		0.1 + 0.0005 * t	W 500.4L.04,0A0070.5-
1	210	Temperaturfühler	R407C	-50+180°C	$\Delta \mathbf{V}$	1/3 Klasse B	Roth+Co. AG W500 41 04 0X0070 5-
_		Economizer aus		Pt 100 4-Leiter	. ==	0.1 + 0.0005 * t	W 500.4L.04,0A0070.5
1	211	Temperaturfühler	R407C	-50+180°C	$\Delta \mathbf{V}$	1/3 Klasse B	Roth+Co. AG W500 41, 04 0X0070 5-
		EcoEinspritzung ein	D 40EC	Pt 100 4-Leiter	4 77	0.1 + 0.0005 * t	D. (L. G. A.G.
1	212	Temperaturfuhler	R40/C	-50+180°C	$\Delta \mathbf{V}$	1/3 Klasse B	Roth+Co. AG W500.4L.04.0X0070.5-
1	010	EcoEinspritzung aus	D 407C	Pt 100 4-Leiter	4.20	0.1 + 0.0005 * t	
1	213	Druckmessumformer	K40/C	U 40 Dar	420 MA	0.2% Endwert	Haenni ED 510
1	214	Durchflussmessor	R407C	0.5.201/min	50 2000 Hz	1/2 1% Endwort	Bachofen AC
1	214	VM Sommlor	140/C	0.320 1/111111 Magatur-1-1	502000 FIZ	T/- 1 % Enawert	
		Kivi-Sammier aus	D 405 ~	Messturbine		(40(T -	SWISSIIOW 800/6
1	215	Durchflussmesser	R407C	0.520 l/min	502000 Hz	+/- 1% Endwert	Bachofen AG
		Vor Exp-Vent. Kondens.	ļ	Messturbine			Swissflow 800/6
1	216	Temperaturfühler	R407C	-50+180°C	$\Delta \mathbf{V}$	1/3 Klasse B	Roth+Co. AG
		Verdampfer ein		Pt 100 4-Leiter		0.1 + 0.0005 * t	w500.4L.04,0X0070.5-

Visualisierung der Zwischeneinspritzung im Scrollkompressor

Abbildung A - 1: Scrollverdichter mit Zwischeneinspritzung, Schema der geometrische Auslegung.

Einspritzbereich: Erste Öffnung 0° - 270°. Zweite Öffnung 90° - 360°.

Durchmesser der Einspritzöffnungen = 1.5 mm.