

Inhaltsverzeichnis

1	Zielsetzung	2
2	Theoretische Grundlage	2
2.1	Bestimmung der realen Güteziffer	2
2.2	Bestimmung des Massendurchsatzes	3
2.3	Bestimmung der mechanischen Kompressorleistung N_{mech}	3
3	Prinzipieller Aufbau einer Wärmepumpe	4
4	Durchführung	5
5	Messwerte	7
6	Auswertung	9
6.1	Aufgabenteil a)	9
6.2	Aufgabenteil b)	9
6.3	Aufgabenteil c)	9
6.4	Aufgabenteil d)	9
6.5	Aufgabenteil e)	9
6.6	Aufgabenteil f)	9
6.7	Aufgabenteil g)	9
7	Literatur	10

1 Zielsetzung

Mit dem Versuch „Wärmepumpe“ soll die Funktionsweise einer Wärmepumpe verstanden und zudem soll eine Aussage über die Gütezahl und den Massendurchsatz, sowie den Wirkungsgrad des Kompressors getroffen werden.

2 Theoretische Grundlage

Beobachtungen und der zweite Hauptsatz der Thermodynamik zeigen, dass der Wärmefluss zwischen zwei gekoppelten Medien (z.B. durch ein Transportmedium), unterschiedlicher Temperatur, immer vom wärmeren zum kälteren zeigt.

Es ist jedoch möglich diesen Wärmefluss umzudrehen. Dafür muss jedoch zusätzliche Energie aufgebracht werden zum Beispiel in Form von mechanischer. Eine Vorrichtung die in der Lage ist dies zu tun ist eine sogenannte Wärmepumpe. Dazu nutzt es einen Kompressor und ein Transportmedium, sowie ein Ventil.

2.1 Bestimmung der realen Gütezahl

Das Verhältnis der transportierenden Wärmemenge und der dafür notwendigen Arbeit (A) beschreibt die Größe der Gütezahl (v) (unter idealisierten Bedingungen). Diese kann aus dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik hergeleitet werden:

Der erste Hauptsatz der Thermodynamik besagt, dass Energien ineinander umwandelbar sind, aber nicht gebildet, bzw. vernichtet werden können. Dies bedeutet im Kontext der Wärmepumpe, dass

$$Q_1 = Q_2 + A \quad (1)$$

gilt, wobei Q_1 die Wärme, welche von dem Transportmedium abgegeben wird und Q_2 die Wärme, welche an das Transportmedium abgegeben wird, darstellt. Daraus ergibt sich für die Gütezahl:

$$v = \frac{Q_{\text{transp}}}{A} \stackrel{(3)}{\Rightarrow} v_{\text{id}} = \frac{T_1}{T_1 - T_2}. \quad (2)$$

Aus dem zweiten Hauptsatz der Thermodynamik und der Annahme, dass während der Wärmeübertragung kein Wärmeverlust der beiden Reservoirs stattfindet und die Wärmeübertragung reversibel verläuft, ergibt sich idealisiert:

$$\frac{Q_1}{T_1} - \frac{Q_2}{T_2} = 0. \quad (3)$$

Da jedoch eine Wärmepumpe in der Realität nicht in der Lage ist den Prozess der Wärmeübertragung vollständig reversibel durchzuführen und dieser Prozess dadurch irreversibel wird, gilt:

$$\frac{Q_1}{T_1} - \frac{Q_2}{T_2} > 0. \quad (4)$$

So ergibt sich für eine reale Wärmepumpe mit (1) und (4):

$$v_{\text{real}} < \frac{T_1}{T_1 - T_2}. \quad (5)$$

Aus dieser Gleichung (5) folgt, dass die Wärmepumpe umso weniger Arbeit braucht, desto geringer die Differenz der beiden Temperaturen ist.

Des weiteren lässt sich die pro Zeiteinheit gewonnene Wärmemenge $\frac{\Delta Q_1}{\Delta t}$ errechnen, indem aus einer Messreihe T_1 als Funktion der Zeit t die Größe $\frac{\Delta T_1}{\Delta t}$ für ein geeignet gewähltes Zeitintervall Δt ermittelt wird. Daraus ergibt sich dann

$$\frac{\Delta Q_1}{\Delta t} = (m_1 c_w + m_k c_k) \frac{\Delta T_1}{\Delta t}, \quad (6)$$

wobei $m_1 c_w$ die Wärmekapazität des Wassers im Reservoir 1 und $m_k c_k$ die Wärmekapazität der Kupferschlange und des Eimers bedeuten. Für die Güteziffer v ergibt sich dann

$$v = \frac{\Delta Q_1}{\Delta t N} \quad (7)$$

mit N als die vom Wattmeter angezeigte und über das Zeitintervall Δt gemittelte Kompressorleistung.

2.2 Bestimmung des Massendurchsatzes

Der Massendurchsatz berechnet sich nach [D206 verlinken, S. 5] über den Differenzquotienten über:

$$\frac{\Delta Q_2}{\Delta t} = (m_2 c_w + m_k c_k) \frac{\Delta T_2}{\Delta t} \quad (8)$$

und

$$\frac{\Delta Q_2}{\Delta t} = L \frac{\Delta m}{\Delta t} \quad (9)$$

mit (8) und (9) folgt:

$$L \frac{\Delta m}{\Delta t} = (m_2 c_w + m_k c_k) \frac{\Delta T_2}{\Delta t} \iff \frac{\Delta m}{\Delta t} = (m_2 c_w + m_k c_k) \frac{1}{L} \frac{\Delta T_2}{\Delta t}, \quad (10)$$

falls die Verdampfungswärme L bekannt ist.

2.3 Bestimmung der mechanischen Kompressorleistung N_{mech}

Für die Arbeit A_m des Kompressors, wenn er das Gasvolumen V_a auf den Wert V_b verringert, gilt:

$$A_m = - \int_{V_a}^{V_b} p dV. \quad (11)$$

Näherungsweise wird nun angenommen, dass die Kompression adiabatisch erfolgt. Für den Zusammenhang zwischen Druck und Volumen gilt die Poissonsche Gleichung

$$p_a V_a^\kappa = p_b V_b^\kappa = p V^\kappa. \quad (12)$$

Damit erhält man für A_m

$$A_m = -p_a V_a^\kappa \int_{V_a}^{V_b} V^{-\kappa} dV = \frac{1}{\kappa - 1} p_a V_a^\kappa (V_b^{-\kappa+1} - V_a^{-\kappa+1}) = \frac{1}{\kappa - 1} \left(p_b \sqrt[\kappa]{\frac{p_a}{p_b}} - p_a \right) V_a \quad (13)$$

und für die mechanische Kompressorleistung N_{mech}

$$N_{\text{mech}} = \frac{\Delta A_m}{\Delta t} = \frac{1}{\kappa - 1} \left(p_b \sqrt[\kappa]{\frac{p_a}{p_b}} - p_a \right) \frac{\Delta V_a}{\Delta t} = \frac{1}{\kappa - 1} \left(p_b \sqrt[\kappa]{\frac{p_a}{p_b}} - p_a \right) \frac{1}{\rho} \frac{\Delta m}{\Delta t}. \quad (14)$$

ρ ist dabei die Dichte des Transportmediums im gasförmigen Zustand beim Druck p_a . Das hier benutzte Transportgas ist Dichlordifluormethan ($\text{Cl}_2\text{F}_2\text{C}$) mit $\rho_0 = 5,51 \frac{\text{g}}{\text{l}}$. Mit Hilfe der idealen Gasgleichung kann nun ρ für Normalbedingungen ($p = 1 \text{ Bar}$, $T = 0^\circ\text{C}$) berechnet werden. Außerdem gilt $\kappa = 1,14$.

3 Prinzipieller Aufbau einer Wärmepumpe

Die Wärmepumpe benutzt als Transportmedium ein reales Gas, welches durch Phasenumwandlung in der Lage ist Wärme zu transportieren. Um dies besonders effizient tun zu können ist es sinnvoll ein Gas mit einer möglichst hoher Kondensationswärme zu verwenden. Der schematische Aufbau einer Wärmepumpe ist in Abbildung 1 zu sehen. Der Kompressor K erzeugt eine annähernd adiabatische Kompression, also eine Kompression ohne Wärmeverluste an die Umgebung. Zusätzlich wird durch diese Kompression ein Mediumskreislauf im System eingeleitet. Durch das Drosselventil D und dem hohen Strömungswiderstand baut sich ein Druckunterschied zwischen dem Eingang des Ventils und dessen Ausgang auf ($p_b - p_a$).

Die Apparatur ist so konzipiert, dass das Gas Reservoir 2 und 1 durchströmt und jeweils sein Zustand in einem der beiden ändert. Dies bedeutet, dass das Gas sich im Reservoir 2 vergasförmigt und in Reservoir 1 durch den erhöhten Druck (p_b) wieder verflüssigt und so seine, durch die Vergasung, aufgenommene Wärme wieder abgibt. Die Messgröße der Verdampfungswärme ist L pro Gramm Substanz. Somit ist das Reservoir 1 das wärmere und Reservoir 2 das kältere.

Damit die Apparatur störungsfrei arbeiten kann ist es notwendig weitere Armaturen ins System zu integrieren. Diese haben jedoch keinen direkten Einfluss auf die prinzipielle Wirkungsweise. So benutzt man einen sogenannten „Reiniger“ R, welches das verflüssigte Transportmedium von Gasblasen reinigt, sodass eine blasenfreie Flüssigkeitszufuhr zum Drosselventil D gewährleistet werden kann. Zudem wird eine „Steuerungsvorrichtung“ S für das Drosselventil benutzt, sodass die Durchlässigkeit der Drosselventils über die Temperaturdifferenz zwischen Eingang und Ausgang ($T_2 - T_1$) des Reservoirs 2 gesteuert werden kann.

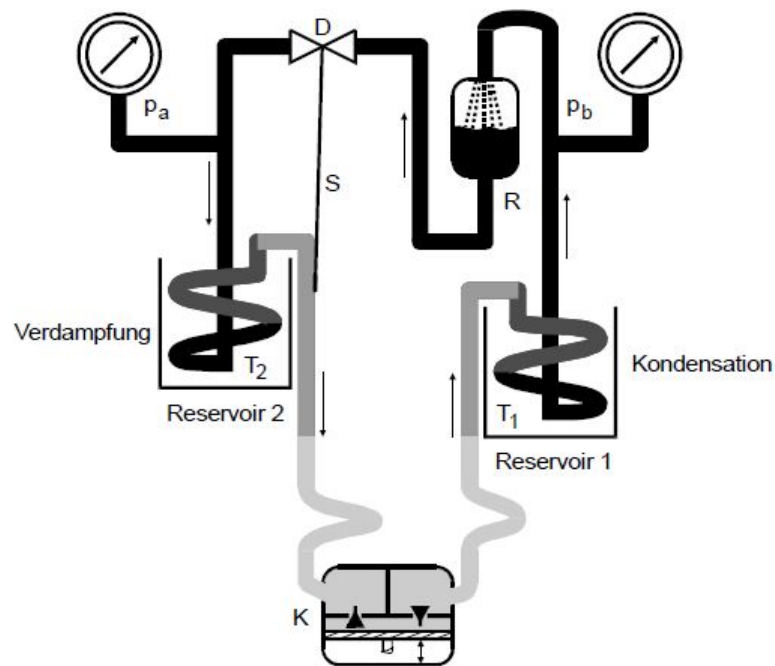


Abb. 1: Prinzipieller Aufbau einer Wärmepumpe ($p_b > p_a$; $T_1 > T_2$)

4 Durchführung

Der Versuchsbau ist folgendermaßen:

Sobald der Kompressor eingeschaltet wird, werden die Temperaturen T_1 und T_2 , die Drücke p_1 und p_2 und die Kompressorleistung N an den Anzeigegeräten abgelesen. Damit die Zeitabstände beim Ablesen möglichst gleich sind, werden die Größen immer in derselben Reihenfolge notiert. Um die Drücke p_1 und p_2 zu erhalten, muss noch 1 bar auf die gemessenen Drücke p^*1 und p^*2 addiert werden.

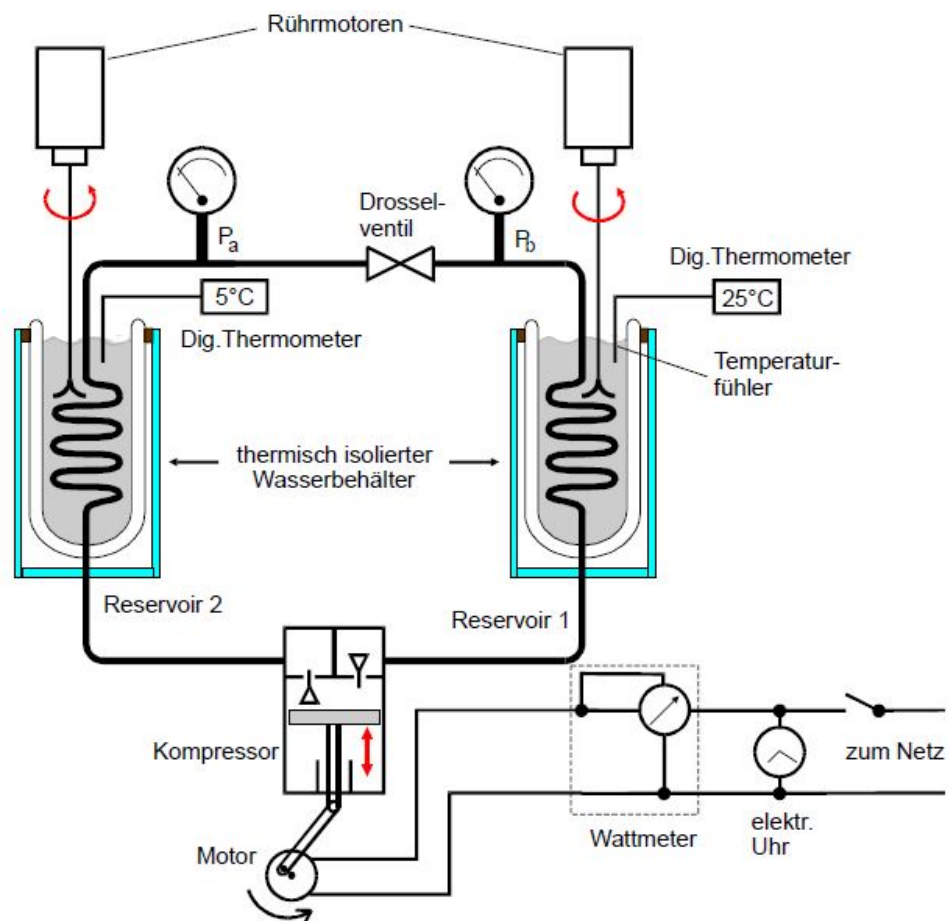


Abb. 2: Schematische Darstellung der kompletten Messapparatur

5 Messwerte

Die folgenden Messwerte wurden uns zur Verfügung gestellt:

t / min	$T_1 / ^\circ\text{C}$	p_1 / bar	$T_2 / ^\circ\text{C}$	p_2 / bar	N / W
0	21,7	4,0	21,7	4,1	120
1	23,0	5,0	21,7	3,2	120
2	24,3	5,5	21,6	3,4	120
3	25,3	6,0	21,5	3,5	120
4	26,4	6,0	20,8	3,5	120
5	27,5	6,0	20,1	3,4	120
6	28,8	6,5	19,2	3,3	120
7	29,7	6,5	18,5	3,2	120
8	30,9	7,0	17,7	3,2	120
9	31,9	7,0	16,9	3,0	120
10	32,9	7,0	16,2	3,0	120
11	33,9	7,5	15,5	2,9	120
12	34,8	7,5	14,9	2,8	120
13	35,7	8,0	14,2	2,8	120
14	36,7	8,0	13,6	2,7	120
15	37,6	8,0	13,0	2,6	120
16	38,4	8,5	12,4	2,6	120
17	39,2	8,5	11,7	2,6	120
18	40,0	9,0	11,3	2,5	120
19	40,7	9,0	10,9	2,5	120
20	41,4	9,0	10,4	2,4	120
21	42,2	9,0	9,9	2,4	120
22	42,9	9,5	9,5	2,4	120
23	43,6	9,5	9,1	2,4	120
24	44,3	10,0	8,7	2,4	120
25	44,9	10,0	8,3	2,4	120
26	45,5	10,0	8,0	2,3	120
27	46,1	10,0	7,7	2,2	122
28	46,7	10,5	7,4	2,2	122
29	47,3	10,5	7,1	2,2	122
30	47,8	10,75	6,8	2,2	122
31	48,4	11,0	5,6	2,2	122
32	48,9	11,0	4,3	2,2	122
33	49,4	11,0	3,4	2,2	122
34	49,9	11,0	3,0	2,2	122
35	50,3	11,0	2,9	2,2	122

Tab. 1: Messdaten

6 Auswertung

6.1 Aufgabenteil a)

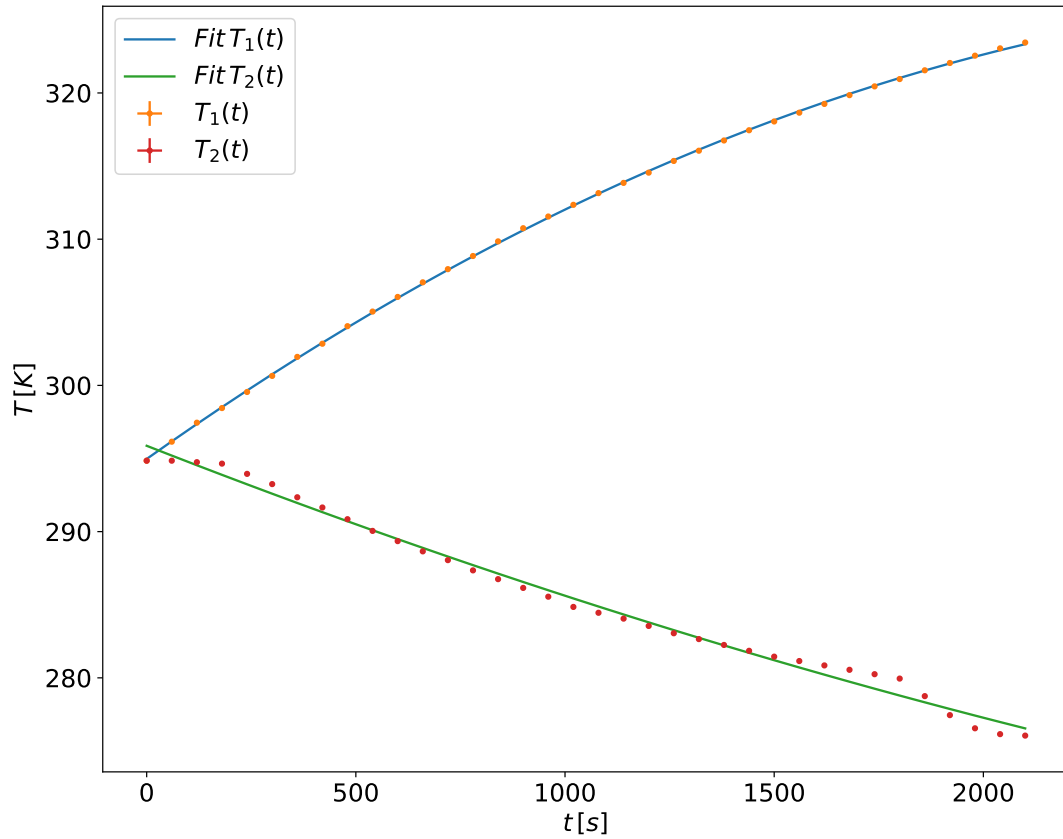


Abb. 3: Auswertung mit ausgleichsgeraden

6.2 Aufgabenteil b)

6.3 Aufgabenteil c)

6.4 Aufgabenteil d)

6.5 Aufgabenteil e)

6.6 Aufgabenteil f)

6.7 Aufgabenteil g)

An eine ideale Wärmepumpe wird die Forderung gestellt, dass die Wärmeübertragung reversibel verlaufen muss. Da das in der Realität nicht möglich ist, kann die vom Trans-

portmedium aufgenommene Wärme und die mechanische Energie nicht jederzeit in einem umgekehrt laufenden Prozess vollständig wieder zurückgewonnen werden. Außerdem ist davon auszugehen, dass der gesamte Aufbau durch äußere Einwirkungen beeinflusst werden und dies zu Leistungsabfällen führen kann. Des weiteren ist zu erwähnen, dass die Isolierung den Wärmeaustausch nicht vollständig verhindert werden kann. Somit erfolgt auch die Kompression nicht vollständig adiabatisch. Diese Faktoren wirken sich alle negativ auf die Güteziffer aus.

7 Literatur