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

Dynamischer Wärmepumpentest

Validierung des Modellansatzes und Entwicklung einer Prüfprozedur Phase 2

ausgearbeitet durch
Beat Hubacher
Prof. Dr. Max Ehrbar
Interstaatliche Hochschule für Technik Buchs
Labor für Thermodynamik und Kältetechnik
Werdenbergstrasse 4, 9471 Buchs
ehrbar@ntb.ch

im Auftrag des
Bundesamtes für Energie

Diese Arbeit ist im Auftrag des Bundesamtes für Energie entstanden. Für den Inhalt und die Schlussfolgerungen sind ausschliesslich die Autoren dieses Berichts verantwortlich

Dank

Die Autoren danken den nachfolgenden Herren für ihre vielfältigen und unverzichtbaren Beiträge zum Gelingen dieser Arbeit bestens. Der Dank gilt den Herren Dr. M. Zogg (Programmleiter BFE), Dr. E. Shafai (ETH Zürich), A. Montani (NOK/AXPO und Wärmepumpentestzentrum Töss) und D. Trüssel (Firma KWT Kälte Wärme Technik, Belp) für die wissenschaftliche Begleitung und Beratung, meinen Kollegen Prof. P. Fässler und Prof. A. Stähli (beide Interstaatliche Hochschule für Technik, Buchs) für die mathematischen Belange, sowie Herrn R. Bernegger (NTB) für die gewohnt sorgfältige Ausführung der Versuchsaufbauten.

Zusammenfassung

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit der Entwicklung eines Prüfverfahrens zur Ermittlung der Ein- und Ausschaltverluste von Wärmepumpen.

Vorgängig zu dieser Arbeit wurde das Problem mittels Simulation analysiert [2] und ein Ansatz zur Berechnung der Minderwärmeproduktion infolge des Ein- und Ausschaltens der Wärmepumpe entworfen. Dieser Ansatz lautet:

$$\Delta Q_{\text{mind}} = f_1(T_q, T_s) * f_{\text{dyn}}(\Delta t_{\text{on}}, \Delta t_{\text{off}}) \quad (\text{I})$$

ΔQ_{mind} ist die Minderwärmeproduktion der Wärmepumpe durch das Anfahren und Abstellen während eines Betriebszyklus (=einmal Anfahren+einmal Abstellen), T_s und T_q sind die Quellen- resp. Senkeneintrittstemperaturen, Δt_{on} die Laufzeit und Δt_{off} die Stillstandszeit der Wärmepumpe während eines Betriebszyklus. Dem Ansatz liegt die Annahme zu Grunde, dass das Betriebsparameterpaar Senken- und Quelleneintrittstemperatur unabhängig vom Betriebsparameterpaar Laufzeit und Stillstandszeit ist. Diese Annahme ist laut Messungen *nicht* streng erfüllt. Trotzdem wurde diese Unabhängigkeit für die weiteren Auswertungen und für das Prüfprozedere zu Grunde gelegt. Die daraus resultierende Unsicherheit in der Bestimmung der Minderwärmeproduktion liegt bei der untersuchten Wärmepumpe für f_1 im Mittel bei etwa 10 % und für f_{dyn} bei 20 %. Die übrigen Betriebsparameter (Senken- und Quellenmassenströme) wurden als konstant betrachtet. Es wurde zudem vorausgesetzt, dass die Prüfungen bei Luft-Wasser-Wärmepumpen quellenseitig mit trockener Luft durchgeführt werden, um unerwünschte Abtauzyklen des Prüflings während der Prüfung zu unterdrücken.

Der erste Teil der Arbeit hatte zum Ziel, diesen Algorithmus auf experimentellem Wege zu validieren. Dazu wurde eine Luft-Wasser-Wärmepumpe von etwa 10 kW Heizleistung in einer Doppelklimakammer durchgemessen und verschiedene Auswerteverfahren zur Bestimmung der Minderwärmeproduktion getestet. Die Messungen haben ergeben, dass die temperaturabhängige Funktion f_1 durch einen linearen Ansatz der Form

$$f_1 = \Delta Q_{\text{max}} = a + b * (T_{s,\text{ein}} - T_u) + c * T_q \quad (\text{II})$$

dargestellt werden kann, während die zeitabhängige Funktion f_{dyn} durch den Ansatz

$$f_{\text{dyn}} = \left[\frac{(1 - e^{-\frac{\alpha}{\beta}}) * e^{\frac{\alpha-1}{\gamma*\beta}}}{1 - e^{-\frac{\alpha}{\beta}} * e^{\frac{\alpha-1}{\gamma*\beta}}} - 1 \right] * \left[1 - e^{-\frac{\alpha}{\beta}} \right] \quad (\text{III})$$

wiedergegeben werden kann. α ist die relative Laufzeit der Wärmepumpe, bezogen auf die Zykluszeit, β ist das Verhältnis von Anfahrzeitkonstante zu Zykluszeit und γ ist das Verhältnis der Abstellzeitkonstanten zur Anfahrzeitkonstante. Für die Bestimmung der beiden Funktionen f_1 und f_{dyn} sind insgesamt 5 Anpasskonstanten aus dem Prüfprozedere zu ermitteln.

Der zweite Teil der Arbeit diente der Entwicklung des Prüfprozederes zur Bestimmung der Anpasskonstanten in (II) und (III). Die Vorgabe, ein möglichst einfaches Prozedere zu finden, ist unseres Erachtens erfüllt. Man nahm dazu bewusst eine gewisse Unsicherheit bei der Bestimmung der Minderwärmeproduktion in Kauf, mit der Ueberlegung, dass die Minderwärmeproduktion, von sehr kurzen Laufzeiten abgesehen, bezogen auf die ganze Wärmeabgabe relativ gering ist. Trotz der relativen Einfachheit des Prüfverfahrens rechnen wir mit einer zusätzlichen Prüfzeit von kumuliert etwa 65 Stunden.

Abstract

The presented investigation deals with the development of a test procedure to determine the reduction of the heat production caused by the on/off-cycling of a heat pump.

In a previous theoretical study [2], the problem was analysed by using the simulation method. This led to a proposed mathematical formula for the calculation of the reduction of heat production of the heat pump due to on/off-cycling:

$$\Delta Q_{\text{mind}} = f_1(T_q, T_s) * f_{\text{dyn}}(\Delta t_{\text{on}}, \Delta t_{\text{off}}) \quad (\text{I})$$

ΔQ_{mind} is the reduction of heat production due to cycling, T_q and T_s are the inlet temperatures of the heat source and the heat sink respectively, Δt_{on} is the on-time and Δt_{off} the off time. This formula is based on the assumption, that the temperature-function f_1 is independent from the time-function f_{dyn} . The measurements showed that this assumption is not entirely true. In spite of this we assumed the independence of the two functions for the ongoing investigations. The resulting error in calculating the heat reduction is believed to be within 10 % for the function f_1 and 20 % for f_{dyn} (average). The mass flow of the heat source and the sink is assumed to be constant and to respect the manufacturer's specifications. With air-to-water-heat pumps we stipulated dry air on the source side to prevent the heat pump from defrosting during the measurements.

The first part of the investigation aimed at validating the above mentioned algorithm in an experimental way. For that purpose an air-to-water-heat pump of approximately 10 kW heating capacity was run in a two-chamber-test facility. Different procedures to evaluate the heat reduction were tested. We found that the temperature-function f_1 can be represented by a linear algorithm of the form

$$f_1 = \Delta Q_{\text{max}} = a + b * (T_{s,\text{ein}} - T_u) + c * T_q \quad (\text{II})$$

while the time-dependent function f_{dyn} can be expressed as follows

$$f_{\text{dyn}} = \left[\frac{(1 - e^{-\frac{\alpha}{\beta}}) * e^{\frac{\alpha-1}{\gamma*\beta}}}{1 - e^{-\frac{\alpha}{\beta}} * e^{\frac{\alpha-1}{\gamma*\beta}}} - 1 \right] * \left[1 - e^{-\frac{\alpha}{\beta}} \right] \quad (\text{III})$$

α is the on-time, related to the cycle-time ($\Delta t_{\text{on}} + \Delta t_{\text{off}}$). β is the ratio of the cycle-time and the time-constant of the start-phase and γ is the ratio of the time-constant of the off-phase and the on-phase. For the approximation function (I) there are in total 5 coefficients to evaluate by the test procedure.

The second part of the work dealt with the development of a test procedure for determining the heat reduction due to on/off-cycling. The aim to develop a simple procedure can be considered as fulfilled. To achieve this goal we accepted certain uncertainties in the accuracy of the result due to the fact, that the heat reduction is normally a small part of the total heat production. In spite of the relatively simple test procedure, the test takes about 65 hours.

Inhaltsverzeichnis

1	Einführung	7
1.1	Ausgangslage	7
1.2	Ziel und Auftrag	7
2	Prüfstand.....	8
2.1	Versuchsaufbau in Klimakammer 1 + 2	8
2.1.1	Konzept.....	8
	Versuchsaufbau	9
2.1.3	Spezifikationen des Versuchsaufbaus	10
2.2	Messstellenliste	12
2.3	Prüfling	13
2.4	Messpunkte	14
2.4.1	Temperatur der Senken- und Quellenseite	14
2.4.2	Vereisung des Verdampfers, Abtauung	15
2.5	Datenerfassung	15
3	Mathematischer Ansatz für die Minderwärmeproduktion.....	17
3.1	Einführung	17
4	Auswerteprozeduren.....	20
4.1	Bestimmung der Kondensatorleistung	20
4.1.1	Momentane Kondensatorleistung	20
4.1.2	Mittlere, stationäre Kondensatorleistung.....	20
4.1.3	Korrektur der Heizleistung	20
4.2	Bestimmen der Minderwärmeproduktion	23
4.2.1	Auswerteverfahren 1.....	23
4.2.2	Auswerteverfahren 2.....	24
4.2.3	Auswerteverfahren 3.....	25
4.2.4	Minderwärmeproduktion für einen Zyklus	27
4.2.5	Mittlere Minderwärmeproduktion aus mehreren Zyklen	27
5	Zusammenfassung der Messungen	28
6	Auswertungen und Ergebnisse	30
6.1	Überblick	30
6.2	Die temperaturabhängige Funktion f_1 (=maximale Minderwärmeproduktion)	30
6.3	Die zeitabhängige Funktion f_{dyn}	31
6.4	Anfahrzeitkonstante τ_{on}	32
6.5	Abstellzeitkonstante τ_{off}	33
6.6	Relative Minderwärmeproduktion	35
6.7	Randeinflüsse auf die Minderwärmeproduktion	36
6.8	Elektrische Aufnahmeleistung	39
7	Tössprüfprozedere	41
7.1	Grundsätzliches und Zeitbedarf	41
7.2	Randbedingungen	41
7.3	Durchführung	42
7.3.1	Vorgehen	42
7.3.2	Zeitablauf	43
7.4	Auswertungen	43
7.4.1	Funktion f_1	44
7.4.2	Funktion f_{dyn}	45
7.4.3	Absolute und relative Minderwärmeproduktion	45

7.5	Praktische Erprobung des Prüfprozederes	45
8	Fehlerbetrachtung	49
8.1	Funktion f_1	49
8.2	Funktion f_{dyn}	50
9	Literaturverzeichnis	52
10	Symbolverzeichnis	53
 ANHANG		
A	Herstellerangaben zur Wärmepumpe	54
B	Kondensationsleistungskorrektur	55
C	Herleitung der Minderwärmeproduktion mit dem erweiterten Ansatz von Shafai	59
D	Messunsicherheit	61

1 Einführung

1.1 Ausgangslage

Die Angaben zur Heizleistung und elektrischen Energieaufnahme von Wärmepumpen erfolgen üblicherweise auf Basis der Dauerleistungen und in Abhängigkeit der Quellen- und Senktemperatur. Die Anpassung der Wärmeabgabe an den Bedarf eines beheizten Objektes wird meistens durch periodisches Ein- und Ausschalten wahr genommen.

Durch das Ein- und Ausschalten der Wärmepumpe entsteht gegenüber dem Dauerbetrieb eine Minderwärmeproduktion. Beim Anfahren des Kompressors wird zunächst ein Teil der produzierten Wärme für die Eigenerwärmung der Wärmepumpe abgezweigt. Dies dauert so lange, bis die asymptotischen Betriebstemperaturen erreicht sind. Die verschiedenen Wärmepumpenkomponenten, insbesondere der Kondensator und der Kompressor, kühlen während der Stillstandsphase aus und müssen zu Beginn des Anfahrens wieder auf Betriebstemperatur gebracht werden. Erfahrungsgemäss wird während den ersten 4 – 5 Minuten weniger Heizleistung abgegeben, was zu einer Minderwärmeproduktion führt. Diese muss durch eine längere Laufzeit jedes Zyklus kompensiert werden.

Das Bundesamt für Energie hat innerhalb des Programms Energie 2000 eine Untersuchung lanciert, mit der die Gesetzmässigkeiten dieser Taktverluste untersucht werden sollten. Dieses Forschungsprojekt läuft unter dem Namen „Dynamischer Wärmepumpentest“ und hat zum Ziel, ein ergänzendes Testprozedere für die Typenprüfung (z.B. im Wärmepumpentestzentrum Winterthur-Töss) zu entwickeln, das die Ermittlung dieser Minderwärmeproduktion durch das Ein- und Ausschalten der Wärmepumpe erlaubt. Der Namensbestandteil „Dynamisch“ steht für die instationären Vorgänge während des Anlaufens und Abstellens der Wärmepumpe. An der Interstaatlichen Hochschule für Technik in Buchs (NTB) wurde unter Leitung von Prof. M. Ehrbar in Zusammenarbeit mit Dr. E. Shafai von der Eidgenössischen Technischen Hochschule Zürich ETHZ ein Ansatz für die Bestimmung der Minderwärmeproduktion entwickelt. Innerhalb der ersten Projektetappe wurde ein Wärmepumpenmodell entwickelt, um mittels Simulation den Zusammenhang zwischen der Minderwärmeproduktion und der Quellen- und Senkeneintrittstemperatur einer Heizwärmepumpe aufgrund von physikalischen und thermodynamischen Überlegungen zu erkennen und zu analysieren. Daraus ergab sich ein Ansatz zur Berechnung der Minderwärmeproduktion durch das An- und Abstellen der Wärmepumpe.

In der vorliegenden zweiten Projektphase soll der gefundene Ansatz in einem ersten Schritt experimentell validiert werden. In einem zweiten Schritt soll aus den Messerfahrungen ein Prüfprozedere zur Ermittlung der Anpasskonstanten des oben erwähnten Ansatzes entwickelt werden.

1.2 Ziel und Auftrag

In der ersten Phase dieses Projektes „Dynamischer Wärmepumpentest“ wurde ein Ansatz zur Berechnung der Minderwärmeproduktion durch das Ein- und Ausschalten einer Wärmepumpe hergeleitet. In diesem Ansatz sind 5 Anpasskonstanten vorhanden, die maschinenabhängig sind (sogenannte Maschinenparameter). Ziele dieses Projektes sind erstens die Validierung des gewonnenen Ansatzes von Ehrbar/Shafai [2] und zweitens das Ausarbeiten und Austesten eines ergänzenden Prüfprozederes für den Prüfstand Töss zur Ermittlung dieser Maschinenparameter. Die Validierung des Ansatzes soll experimentell anhand einer Luft-Wasser-Wärmepumpe erfolgen.

2 Prüfstand

2.1 Versuchsaufbau in Klimakammer 1 + 2

2.1.1 Konzept

Die Messungen an einer Luft-Wasser-Wärmepumpe wurden in der Doppelklimakammer der Hochschule für Technik in Buchs durchgeführt. Die Klimakammer 1 entspricht der Kaltzelle. Dort wird die Quellenumgebung einer Luft-Wasser-Wärmepumpe erzeugt. Die Senkenseite wurde mit einem Wasserkreislauf ausgerüstet. Wie Abb. 1 zeigt, wird ein Strömungskurzschluss zwischen Ansaug- und Ausblasseite durch Versetzen der Ein- und Auslassstutzen um ca. 3 m verhindert. Zudem wurde eine selbsttätige Jalousieklappe am Ausblasstutzen der Quellenseite angebracht. Damit soll eine Autozirkulation über den Wärmepumpenverdampfer während des Stillstandes vermieden werden.

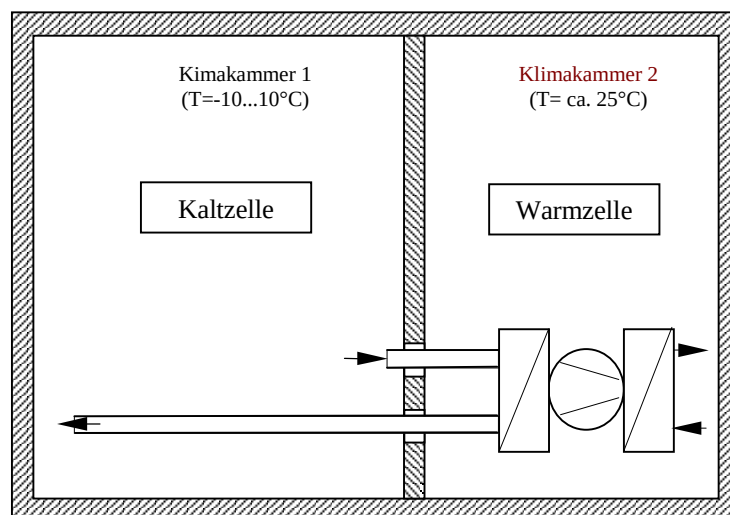


Abb. 1: Dispositionsschema der Aufstellung der geprüften Luft-Wasser-Wärmepumpe in der Klimakammer

Die senkenseitige Auslegung des Versuchsaufbaus ist aus Abb. 2 ersichtlich. Beim Versuchsaufbau wurde Gewicht auf möglichst geringe Reaktionen der Klimakammer und des Senkenrücklaufs gelegt. Die Randbedingungen sollen durch das Ein- und Ausschalten der Wärmepumpe möglichst wenig beeinflusst werden.

Die Klimakammer wurde so gut als möglich abgedichtet, um Wasserdampfdiffusion aus der Umgebung in die Klimakammer zu unterdrücken. Dies ist wichtig, um Abtauzyklen während der Messungen zu vermeiden.

Da die Klimaanlage der Warmkammer zum Zeitpunkt der Messungen noch nicht fertig gestellt war, konnten die Temperaturen der Warmkammer nur behelfsmässig eingeregelt werden und unterlagen daher gewissen Schwankungen. Dies hat sich im Nachhinein als belanglos erwiesen. Es hat sich im Laufe der Messungen gezeigt, dass für die Wärmeminderproduktion vor allem die Temperaturdifferenz Senkeneintritt-Umgebung der Wärmepumpe von Bedeutung ist. Die Schwankungen der Warmzellentemperatur hatten damit kaum Wirkung auf die Ergebnisse.

2.1.2 Versuchsaufbau

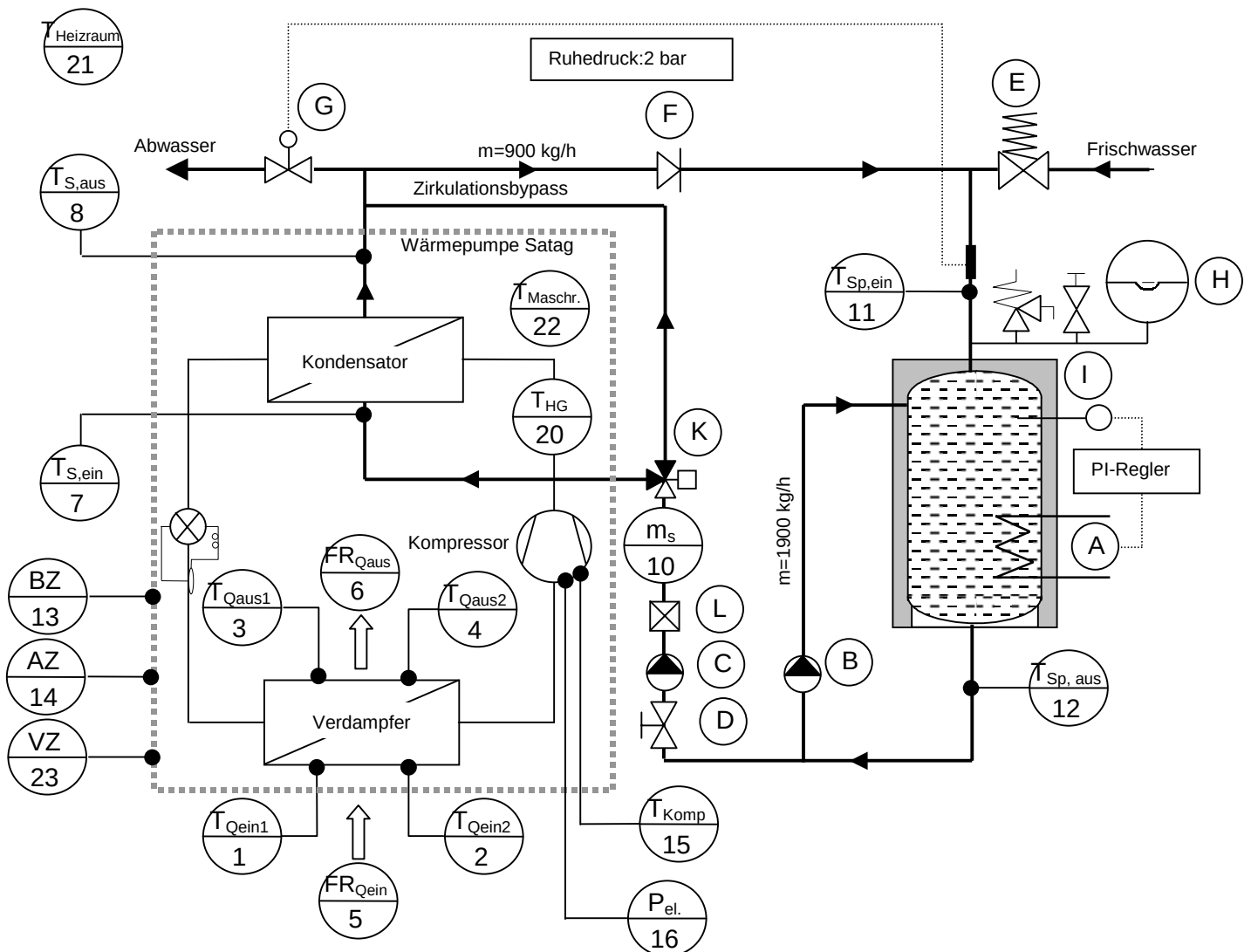


Abb. 2: Versuchsaufbau in Klimakammer 2 „Warmkammer“

Tab. 1: Legende zum Versuchsaufbau

Nr.	Beschreibung	Fabrikat, Typ
A	Heizregister	3 x 400 V, 3 x 2000 Watt
B	Zirkulationspumpe	Biral NBW 12, 45 Watt
C	Kondensatorpumpe	Biral NRB 11 SZ, 40/65 Watt
D	Drosselschieber	-
E	Druckminderer	Honeywell Braukmann D 06 F
F	Rückschlagventil	-
G	Therm. geregeltes Kaltwasserventil	AVTA 25, 25 – 65°C
H	Ausdehnungsgefäß	Stücklin PND
I	Sicherheitsventil	Stücklin SV82
K	Dreiwegventil	Siemens VXG41.15.MV
L	Wasserfilter	MSM-Wasserfilter MSM-N-WF 1"

Der Versuchsaufbau für die Minderwärmeproduktionsmessungen, wie er im Abb. 2 dargestellt ist, wird für die beschriebenen Messungen verwendet. Eine handelsübliche Luft-Wasser-Wärmepumpe wird auf der Senkenseite in einen Wasser-Ladekreislauf eingebunden, damit die im Kondensator produzierte Wärme abgegeben werden kann. Die Wärme wird an das Fortwasser abgegeben, indem Frischwasser dem Senkenkreislauf beigemischt wird. Das thermostatisch geregelte Kaltwasserventil „G“ regelt die Speichereintrittstemperatur, damit die Speichertemperatur auf dem Niveau der Rücklaufftemperatur gehalten wird. Mit der Umwälzpumpe „B“ wird eine stetige Zirkulation im Speicher erzeugt, damit eine homogene Temperaturverteilung vorhanden ist. Die benötigte Rücklaufftemperatur kann am Kaltwasserventil eingestellt werden. Der Massenstrom im Ladekreislauf kann mit dem Drosselschieber „D“ angepasst werden. Das Rückschlagventil „F“ verhindert, dass eine Fehlzirkulation entstehen kann. Die Sicherheitsorgane, wie Sicherheitsventil „I“ und Ausdehnungsgefäß „H“ sind an der Eintrittsseite des Speichers angebracht. Somit ist der neutrale Druckpunkt am Eintritt des Speichers. Das heisst, dass dort immer Ruhedruck (ca. 2 bar) herrscht. Somit herrscht nur zwischen dem Ausdehnungsgefäß und der Umwälzpumpe „C“ Unterdruck gegenüber dem Ruhedruck. Die anderen Leitungsabschnitte sind alle im Überdruck.

Das Dreiwegventil „K“ wird sofort nach dem Abstellen der Wärmepumpe geöffnet, damit über den Zirkulationsbypass der Senkenkreislauf in den Speicher umgeleitet werden kann. Somit wird ein Auskühlen¹ des Leitungswassers verhindert, da das Elektroheizregister des Speichers den Wärmeverlust laufend deckt. Wenn die Wärmepumpe wieder anläuft, wird so vermieden, dass ein „Kaltwasserzapfen“ von einigen Litern den Kondensator erreicht. Das Elektroheizregister wird stufenlos über einen Thyristorheizungssteller angesteuert. Die Speichertemperatur wird mit einem PI-Regler geregelt. Dieser regelt 3 x 2000 Watt elektrische Heizleistung.

2.1.3 Spezifikationen des Versuchsaufbaus

Wir gehen für die Dimensionierung der Versuchsanordnung vom Extremfall aus. Dies ist bei einer Quelltemperatur von 10°C und einer korrespondierenden Heizleistung von ca. 14 kW bei einer Senkentemperatur von 30°C. Zuerst berechnen wir den Temperaturabstand zwischen Vor- und Rücklaufftemperatur der Wärmepumpe basierend auf den Herstellerangaben. Dafür verwenden wir den Nennwasserdurchsatz durch den Kondensator von 950 l/h. Der resultierende Druckabfall beträgt 30 mbar. Somit erhalten wir folgenden Temperaturabstand zwischen Vorlauf- und Rücklaufftemperatur:

$$\Delta T_{\text{Kond}} = \frac{\dot{Q}_{\text{NennHeiz}}}{\dot{V}_{\text{Nenn}} \cdot \bar{\rho}_W \cdot c_W} = \frac{9.3 \cdot 3600 \cdot 1000}{950 \cdot 995 \cdot 4.187} = 8.5 \text{ K} \quad (1)$$

darin bedeuten:	$\dot{Q}_{\text{NennHeiz}}$:	Heizleistung der Wärmepumpe	[kW]
	$\dot{V}_{\text{Nenn}}$:	Normheizwasserdurchsatz	[l/h]
	$\bar{\rho}_W$:	Mittlere Dichte von Wasser	[kg/m ³]
	c_W :	Spez. Wärmekapazität von Wasser	[kJ/kgK]

¹ Rohrleitungswasser von 30°C kühlt innerhalb von 9 – 10 Stunden auf die Umgebungstemperatur von 20°C ab, wobei die Rohrleitung mit einer Isolationsmatte von 15 mm isoliert ist. Da die Stillstandszeiten zum Teil sehr lange sind, macht eine Zirkulationsleitung Sinn.

Wir führten alle Messungen mit einem Durchfluss von 900 l/h durch. Dies entspricht praktisch dem Normdurchfluss (950l/h). Unsere Messungen bewegen sich im Bereich zwischen sieben und 11 kW.

2.2 Messstellenliste

Nachfolgend sind alle Messstellen tabellarisch kurz definiert gemäss der Bezeichnungen im Messstellenplan Abb. 2.

Tab. 2: Messstellenverzeichnis

Nr.	Bezeichnung	Abk.	Grösse	Messwertgeber
1	Quelleneintrittstemperatur	$T_{Q,ein1}$	[°C]	Thermoelement K
2	Quelleneintrittstemperatur	$T_{Q,ein2}$	[°C]	Thermoelement K
3	Quellenaustrittstemperatur	$T_{Q,aus1}$	[°C]	Thermoelement K
4	Quellenaustrittstemperatur	$T_{Q,aus2}$	[°C]	Thermoelement K
5	Quelleneintrittsfeuchtigkeit	FR_{Qein}	[% rF.]	Kapazitive Feuchtigkeitssensoren
6	Quellenaustrittsfeuchtigkeit	FR_{Qaus}	[% rF.]	Kapazitive Feuchtigkeitssensoren
7	Senkeneintrittstemperatur	$T_{S,ein}$	[°C]	Thermoelement K
8	Senkenaustrittstemperatur	$T_{S,aus}$	[°C]	Thermoelement K
9	Temperaturdifferenz Senke	ΔT_S	[K]	Thermoelement K
10	Volumenstrom Senkenkreislauf	m_S	[l/imp.]	Wasserzähler Aqua Metro AMD 20
11	Speichereintrittstemperatur	$T_{Sp,ein}$	[°C]	Thermoelement K
12	Speicheraustrittstemperatur	$T_{Sp,aus}$	[°C]	Thermoelement K
13	Betriebszustand WP	BZ	Ein/Aus	Schliesskontakt am Schütz
14	Abtauzustand WP	AZ	Ein/Aus	Schliesskontakt am Schütz
15	Kompressoroberflächentemp.	$T_{Komp.}$	[°C]	Thermoelement K
16	El. Wirkleistung Kompressor	$P_{el,komp.}$	[W]	Infratec
20	Heissgastemperatur	T_{HG}	[°C]	Thermoelement K
21	Heizraumtemperatur	$T_{Heizraum}$	[°C]	Thermoelement K
22	Maschinenraumtemperatur	$T_{Maschr.}$	[°C]	Thermoelement K
23	Betriebszustand Ventilator (WP)	VZ	Ein/Aus	Schliesskontakt am Schütz

Von den 20 Messstellen sind 13 davon analoge Temperaturmessstellen, zwei analoge Feuchtigkeitsmessungen und fünf digitale Signale. Beim Quelleneintritt und –austritt werden zwei Temperaturen infolge der Temperaturschichtung gemessen. Die Senkenein- und –austrittstemperaturen werden unmittelbar am Kondensator gemessen.

2.3 Prüfling

Die für die Messungen ausgewählte Luft-Wasser-Wärmepumpe hat eine Heizleistung bei A2W35 von 9.3 kW. Dies entspricht einer normalen Einfamilienhausanwendung. Die wichtigsten Eckdaten der Wärmepumpe lauten wie folgt:

- Fabrikat: Satag Natura AW110.1 Hi
- Seriennummer: 0052576
- Heizleistung nach EN255: 9.3 kW (A2/W35)
- Leistungszahl: 3.3
- Max. Vorlauftemperatur: 45°C (A-15), 55°C (A-5)
- Heizwasserdurchsatz: 950 l/h
- Druckverlust Heizregister: 30 mbar
- Kältemittel: R407c

Nachfolgend sind die Leistungsdaten in Abhängigkeit der Aussentemperatur in 0 dargestellt. Für unseren Messbereich nimmt die Wärmepumpe im Maximum 14 kW Heizleistung auf.

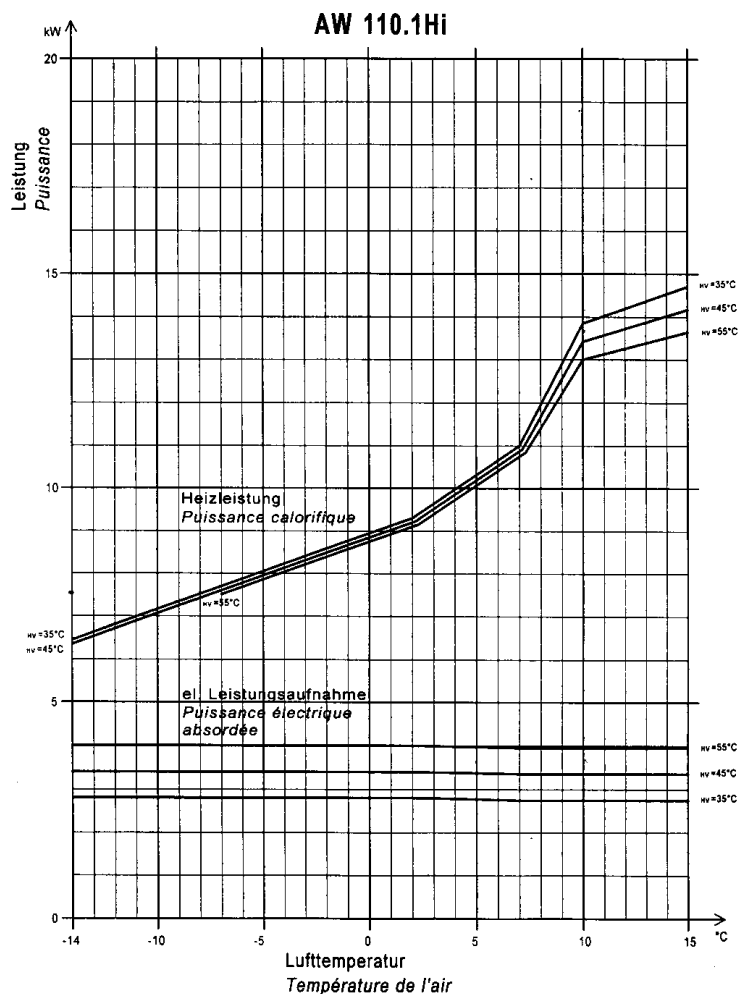


Abb. 3: Leistungsverlauf der untersuchten Wärmepumpe

2.4 Messpunkte

Die Wärmepumpe entzieht auf der Quellenseite der Klimakammer 1, der sogenannten Kaltzelle, Wärme für das Verdampfen des Kältemittels im Verdampfer der Wärmepumpe. Dies bedingt, dass die Klimakammer genügend Heizwärme in die Kaltzelle zuführen kann. Zudem wird in der Kaltzelle die Quelltemperatur, die sogenannte Lufteintrittstemperatur des Wärmepumpenverdampfers eingestellt. So kann die Aussenlufttemperatur simuliert werden.

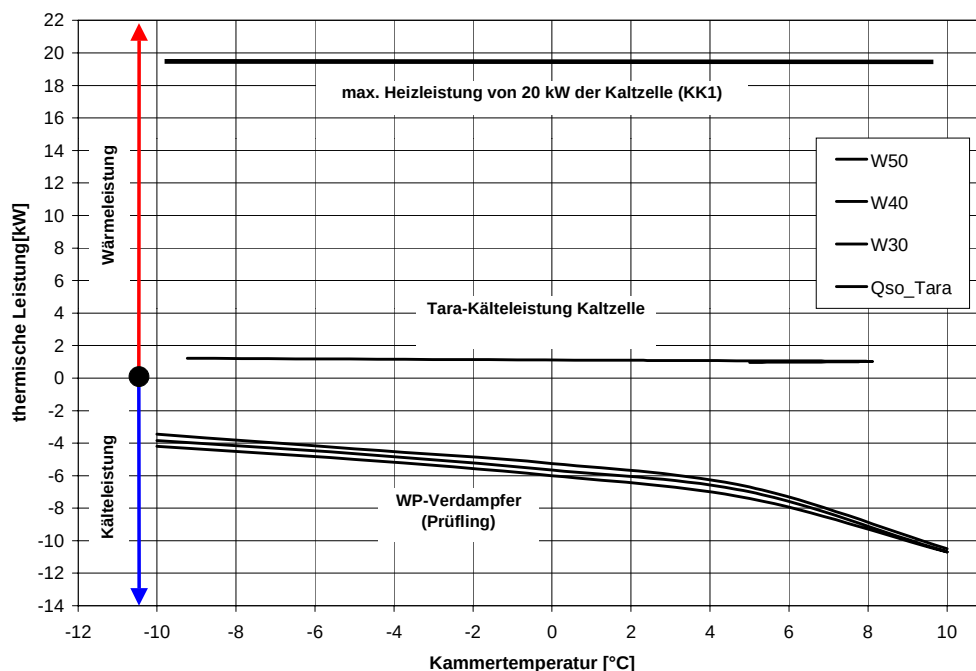


Abb. 4: Vorhandene Heizleistung der Klimakammer 1 in Bezug auf die benötigte Quellenleistung für den Verdampfer

Abb. 4 zeigt die Größenordnungen der angesprochenen Heiz- und Kälteleistungen. Das Diagramm zeigt den benötigten Tara-Kältebedarf für die Kammer. Die Tara-Anteile² sind von der Kammertemperatur abhängig und variieren im Temperaturbereich zwischen -10 und 10°C um 1.5 kW . Die unter Kapitel 2.3 spezifizierte Wärmepumpe hat bei den entsprechenden Betriebsbedingungen die im Diagramm dargestellten Verdampferleistungen. Die Wärmepumpenverdampferleistung ist deutlicher Temperaturabhängig als die Tara-Leistungen der Klimakammer, wie das Diagramm veranschaulicht. Die maximale Verdampferleistung wird in unserem Fall mit 11 kW bei 10°C erreicht. Das Diagramm zeigt auch, dass die Senktemperatur einen unbedeutenden Einfluss auf die Verdampferleistung hat. Die vorhandene Heizleistung von 20 kW reicht für jeden Arbeitspunkt aus, um dem Verdampfer genügend Wärme zuzuführen. Damit ist sichergestellt, dass die Heizleistung der Klimakammer ausreicht, um den erwähnten Gleichgewichtszustand zu erreichen.

2.4.1 Temperatur der Senken- und Quellenseite

Die Temperaturen für die Validierungsmessungen sollen einen möglichst grossen Bereich des Wärmepumpenarbeitsbereiches abdecken, um eine gute Basis für die Validierung des Modells zu erhalten. Für die Validierungsmessungen wurden wesentlich mehr Messpunkte als für die fünf Anpasskonstanten erforderlich ausgewählt. Abb. 5 zeigt die angestrebten

² Sommerfall: angenommene Umgebungstemperatur 32°C .

Messpunkte im Arbeitsbereich von -10 bis $+10^{\circ}\text{C}$ Quelleneintrittstemperatur und von 25 bis 45°C Senkeneintrittstemperatur.

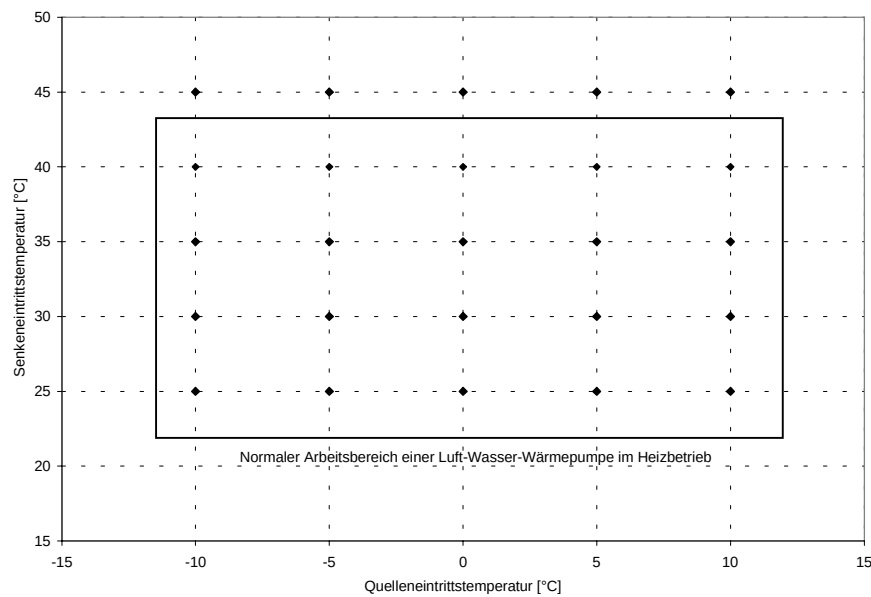


Abb. 5: Ideale Verteilung der Messpunkte

2.4.2 Vereisung des Verdampfers, Abtauung

Bei Temperaturen unterhalb etwa 5°C und den üblichen Luftfeuchtigkeiten setzt sich an den Verdampferlamellen Eis an, das von Zeit zu Zeit abgetaut werden muss. Diese Abtauvorgänge stören die Messungen in einem nicht tolerierbaren Ausmass, weshalb alle Versuche mit so trockener Luft gefahren wurden, so dass kein Eisansatz entstand. Die Minderwärmeproduktion wird dadurch kaum wesentlich verfälscht.

Wir erreichen dies durch folgende Massnahmen:

- Feuchtigkeit unterhalb von 60 % r.F. halten
- Abtaubetrieb der Wärmepumpe unterdrücken
- Abtaubetrieb der Klimakammer reduzieren

Die obigen Punkte können aber nur teilweise eingehalten werden, wie während den Messungen festgestellt wurde. Die Klimakammer kann nicht so dicht gemacht werden, dass keine Feuchtigkeitsdiffusion stattfindet. Dadurch findet eine leichte Bereifung des Verdampfers der Klimakammerkälteanlage statt. Aus diesem Grund muss dieser alle 45 Minuten für 4 Minuten abgetaut werden. Die Abtauung des Prüflings selbst wird während den Messungen aber unterdrückt.

2.5 Datenerfassung

Für die Bestimmung des Messintervalls gilt es für diese Messungen drei Gesichtspunkte zu berücksichtigen:

- Aufzeichnen des realen Temperatur- und Leistungsverlaufes im dynamischen Wärmepumpenbetrieb -> kurze Abtastzeiten
- Minimale Intervalldauer für Datenerfassungssystem
- Verarbeitbarkeit der aufgezeichneten Datenmenge

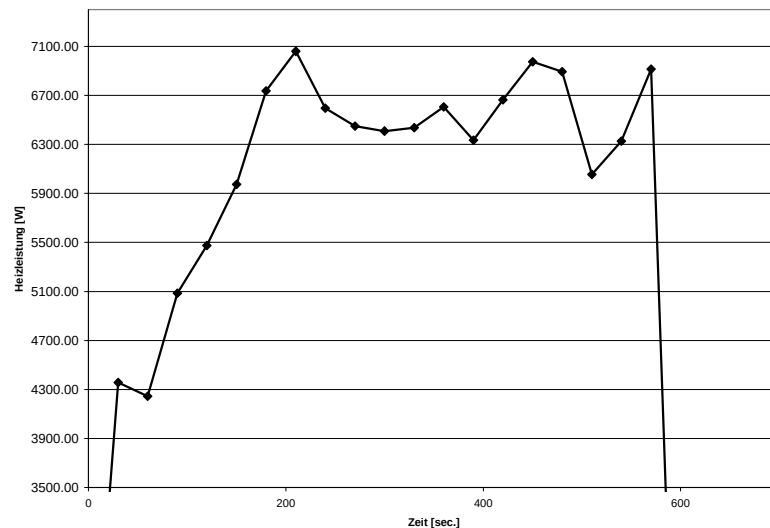


Abb. 6: Heizleistung gemessen bei einem Vorversuch mit einem Messintervall von 30 Sekunden

Das erste Kriterium kann anhand von Abb. 6 beurteilt werden. Der Verlauf der Heizleistung im Anfahrbetrieb wurde durch sieben Messpunkte erfasst. Das Messintervall war auf 30 Sekunden eingestellt, was als zu lang anzusehen ist. Hauptsächlich für den Anlaufbetrieb ist es wichtig, möglichst viele Messpunkte zu erhalten. Aus diesem Grund tasten wir alle 3.5 Sekunden³ alle Messstellen ab. So erhalten wir auch im eigentlichen Anfahrbetrieb viele Messpunkte für eine wirklichkeitsgetreue Aufzeichnung der Temperaturverläufe. Zwecks Reduktion der Datenmenge wird nach etwa 15 Minuten Betriebszeit das Abspeicherungsintervall auf 70 Sekunden erhöht. Die Abtastrate bleibt jedoch die selbe, hingegen werden für die Datenabspeicherung Mittelwerte der gemessenen Daten für das Abspeicherungsintervall erstellt.

³ Dies ist die minimal mögliche Abtastzeit bei dieser Messkonfiguration.

3 Mathematischer Ansatz für die Minderwärmeproduktion

Die in der 1. Etappe zum Modellansatz gemachten Überlegungen werden an dieser Stelle nochmals kurz erläutert. Genauere Informationen sind im Schlussbericht [2] der 2. Etappe zu finden.

3.1 Einführung

Wenn eine Wärmepumpe im on-off-Betrieb (Taktbetrieb) gefahren wird, so liegt die abgegebene Wärmeleistung unmittelbar nach dem Start unter der Dauerleistung, die erst nach einiger Zeit erreicht wird. Abb. 7 zeigt schematisch den Leistungsverlauf nach dem Start und schraffiert die Minderwärmeabgabe an die Wärmesenke.

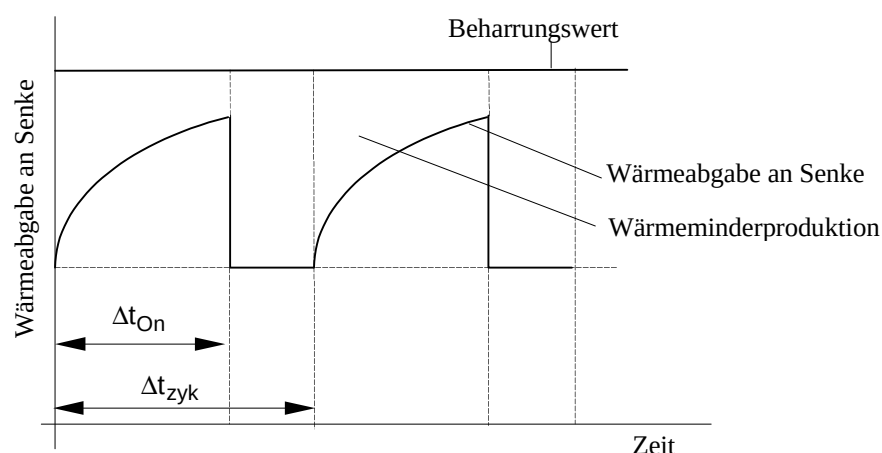


Abb. 7: Schematische Darstellung der Wärmeabgabe beim on-off-Betrieb einer Wärmepumpe

Der Modellansatz von Ehrbar [2] geht davon aus, dass die Minderwärmeproduktion bei gegebener Wärmepumpe im wesentlichen von folgenden vier Betriebsgrößen abhängig ist:

$$\Delta Q_{\text{mind}} = f(T_q, T_s, \Delta t_{\text{on}}, \Delta t_{\text{zyk}}) \quad (2)$$

darin bedeuten:	T_q :	Quelleneintrittstemperatur	[°C]
	T_s :	Senkeneintrittstemperatur	[°C]
	Δt_{on} :	Laufzeit Wärmepumpe	[s]
	Δt_{off} :	Stillstandszeit der Wärmepumpe	[s]
	Δt_{zyk} :	Zyklusdauer = $\Delta t_{\text{on}} + \Delta t_{\text{off}}$	[s]

Es wird unterstellt, dass die übrigen Randbedingungen, beispielsweise die Senken- und Quellenmassenströme, gemäss Herstellerangabe eingehalten werden und damit keiner Variation unterliegen.

Als weitere Vermutung wird auf Grund der Simulationsrechnungen [2] von Wirth postuliert, dass (2) wie folgt aufgebaut ist:

$$\Delta Q_{\text{mind}} = f_1(T_q, T_s) * f_{\text{dyn}}\left(\frac{\Delta t_{\text{on}}}{\Delta t_{\text{zyk}}}, \Delta t_{\text{zyk}}\right) \quad (3)$$

Man unterstellt damit, dass der Einfluss des Parameterpaares T_q und T_s unabhängig vom Parameterpaar Δt_{on} und Δt_{zyk} ist. Dies ist einer der Punkte, die von der Validierung bestätigt werden müssen. Die beiden Funktionen f_1 und f_{dyn} sind so normiert, dass f_1 die Minderwärmeproduktion bei unendlich langer Zykluszeit ist (=maximale Minderwärmeproduktion). f_{dyn} umfasst die zeitlichen Parameter und nimmt maximal den Wert 1 und minimal den Wert 0 an.

Die Simulationsergebnisse von Wirth [2] haben gezeigt, dass für die Funktion f_1 (= Minderwärmeproduktion bei unendlich langen Zyklen) ein Ansatz der Form

$$f_1 = \Delta Q_{\text{mind}_\infty} = a + b * T_s + c * T_q \quad (4)$$

verwendet werden kann. Weitergehende Ueberlegungen haben zudem aufgezeigt, dass die maximale Minderwärmeproduktion nicht direkt von der Senkeneintrittstemperatur $T_{s,\text{ein}}$, sondern von der Differenz Senkeneintrittstemperatur-Umgebungstemperatur der Wärmepumpe abhängig ist. In der Tat ist einzusehen, dass bei vollständiger Auskühlung der Wärmepumpe auf ihre Umgebungstemperatur der Wärmebedarf für das Wiederaufwärmen von Kondensator und Kompressor auf die asymptotischen Betriebswerte etwa proportional zur genannten Temperaturdifferenz verlaufen muss. Wie wir weiter unten sehen werden, wird diese Annahme durch die Messungen weitgehend gestützt. Dies bedeutet aber auch, dass die Minderwärmeproduktion auch von der Umgebungstemperatur am Aufstellungsort der Wärmepumpe abhängig ist. Steht die Wärmepumpe gänzlich im Freien, so ist die Minderwärmeproduktion höher als bei Aufstellung in einem warmen Keller.

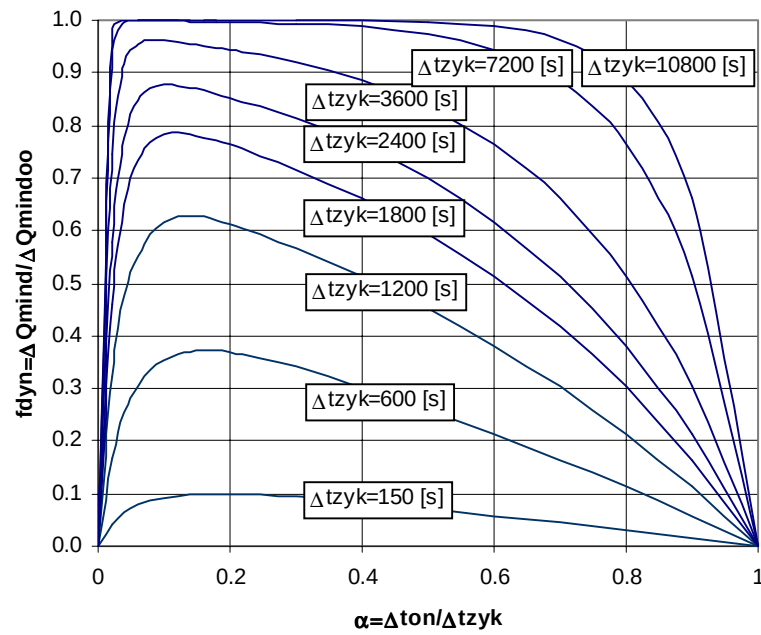
Auf Grund dieser Ueberlegungen verwenden wir im folgenden einen entsprechend modifizierten Ansatz für die Funktion f_1 :

$$f_1 = \Delta Q_{\text{mind}_\infty} = a + b * (T_{s,\text{ein}} - T_u) + c * T_q \quad (5)$$

Die Minderwärmeproduktion ist bei unendlich langer Zyklusdauer am grössten, da hier die Wärmepumpe nach dem Abstellen völlig auskühlt und nach dem Anfahren die asymptotischen Temperaturen des Dauerbetriebs erreicht. Bei kürzerer Zykluszeit kühlt die Maschine einerseits nicht ganz aus und erreicht andererseits auch nicht mehr die asymptotischen Temperaturwerte des Dauerbetriebs. Dadurch muss weniger Nutzwärme für die Eigenerwärmung der Wärmepumpe abgezweigt werden. Dies wird mit der Funktion f_{dyn} erfasst.

Auf Grund theoretischer Ueberlegungen und der Simulationsergebnisse von Wirth [2] wurde ein Verlauf der folgenden Art erwartet:

- a) Für unendlich lange Zykluszeiten muss die Funktion $f_{\text{dyn}}=1$ werden.
- b) Für relative Laufzeiten $\alpha=0$ und $\alpha=1$ muss $f_{\text{dyn}}=0$ werden.

Abb. 8: Erwarteter Verlauf der Funktion f_{dyn} laut Simulationsrechnung von Wirth

Shafai [2] hat für die Funktion f_{dyn} den folgenden Ansatz vorgeschlagen (einfachere Version):

$$f_{\text{dyn}} = \left[\frac{(1 - e^{-\frac{\alpha}{\beta}}) * e^{\frac{\alpha-1}{\gamma\beta}}}{1 - e^{-\frac{\alpha}{\beta}} * e^{\frac{\alpha-1}{\gamma\beta}}} \right] \cdot \left[1 - e^{-\frac{\alpha}{\beta}} \right] \quad (6)$$

α : relative Laufzeit $\Delta t_{\text{on}} / \Delta t_{\text{zyk}}$
 β : $\tau_{\text{on}} / \Delta t_{\text{zyk}}$
 γ : $\tau_{\text{off}} / \tau_{\text{on}}$

τ_{on} : Zeitkonstante Anfahren
 τ_{off} : Zeitkonstante Abstellen

Mit diesem Ansatz lassen sich die Simulationsergebnisse von Wirth gut anpassen. Für die relative Minderwärmeproduktion gilt dann:

$$\varphi_{\text{mind}} = \frac{\Delta Q_{\text{mind}}}{\Delta Q_{\text{mind}_\infty}} = \frac{f_1(T_q, T_s) * f_{\text{dyn}}\left(\frac{\Delta t_{\text{on}}}{\Delta t_{\text{zyk}}}, \Delta t_{\text{zyk}}\right)}{\dot{Q}_{\text{ss}}(T_q, T_s) * \Delta t_{\text{on}}} \quad (7)$$

ΔQ_{mind} : Minderwärmeproduktion [Wh]
 $\Delta Q_{\text{mind}_\infty}$: Maximale Wärmeproduktion bei $\Delta t_{\text{zyk}} = \text{unendlich}$ [Wh]
 $\dot{Q}_{\text{ss}}$: Stationäre Kondensatorleistung [W]

Die Unabhängigkeit der Funktionen f_1 und f_{dyn} würde bedeuten, dass der Wert der Funktion f_{dyn} bei gegebenem $\Delta t_{\text{on}} / \Delta t_{\text{zyk}}$ und Δt_{zyk} für alle Arbeitspunkte T_q und T_s der gleiche wäre.

4 Auswerteprozeduren

4.1 Bestimmung der Kondensatorleistung

4.1.1 Momentane Kondensatorleistung

Die Wärmeabgabe des Kondensators wird wasserseitig mittels eines Enthalpiezählers gemessen. Die dafür notwendige Auswerteprozedur lautet:

$$\dot{Q} = \dot{V}_S \cdot \bar{\rho}_W (T_{S,\text{ein}}, T_{S,\text{aus}}) \cdot \bar{c}_W \cdot \Delta T_S \quad (8)$$

darin bedeuten:	$\dot{V}_S$:	Senkenvolumenstrom	[m ³ /s]
	$\bar{\rho}_W$:	Mittlere Dichte von Wasser	[kg/m ³]
	$\bar{c}_W$:	Spez. Wärmekapazität von Wasser (4.187)	[kJ/kgK]
	ΔT_S :	Temperaturdifferenz Senkenaus- und eintritt	[K]

4.1.2 Mittlere, stationäre Kondensatorleistung

Für die Bestimmung der maximalen Minderwärmeproduktion $\Delta Q_{\text{mind}\infty}$ ($=f_1$) werden Messungen mit Zyklusdauern von ca. 15 Stunden gefahren, wobei die Laufzeit 7 Stunden und die Stillstandszeit 8 Stunden betragen. Damit ist sichergestellt, dass die Wärmepumpe nach dem Abstellen völlig auskühlt und nach dem Anfahren die asymptotischen Temperaturwerte des Dauerbetriebs erreicht. Der Mittelwert aller gemessenen Kondensatorleistungen im stationären Bereich wird wie folgt gebildet:

$$\bar{\dot{Q}} = \frac{1}{z - y + 1} \cdot \sum_{i=y}^{i=z} \dot{Q}_i \quad (9)$$

darin bedeuten:	$\dot{Q}_i$:	Kondensatorleistung im Messpunkt i	[W]
	i:	Messpunktnummer zum Zeitpunkt i	[-]
	y:	Messpunktnummer zu Beginn des station. Bereichs	[-]
	z:	Messpunktnummer am Ende des station. Bereichs	[-]

4.1.3 Korrektur der Heizleistung

Während den Messungen kommt es zu Schwankungen der Quelltemperatur, wenn die Wärmepumpe einschaltet und so augenblicklich die Kälteleistung in der Kaltzelle stark vergrößert wird. So sinkt kurzfristig die Quelltemperatur bis die Klimakammerregelung diese Sollwertabweichung wieder ausreguliert hat. Diese Quelltemperaturabweichung kann von wenigen Minuten bis maximal etwa 20 Minuten dauern. Die Abweichung der Quelltemperatur beträgt maximal 10 Kelvin. Danach ist die Quelle für die restliche Messdauer stabil. Damit diese Quelltemperaturabweichungen keinen Fehler bei der

Kondensatorleistung verursachen, wird diese korrigiert. Zu diesem Zweck wird die Wärmeleistung auf Grund der stationären Tössmessungen⁴ mit folgendem Ansatz erfasst:

$$\dot{Q}_{\text{approx}} = \left(a + b \cdot T_{q,\text{ein}} + c \cdot T_{q,\text{ein}}^2 \right) \cdot \left(1 - e \cdot (T_{s,\text{aus}} - 35) \right) \quad (10)$$

darin bedeuten:

a...e :	Anpasskonstanten	[-]
$T_{q,\text{ein}}$:	Quelleneintrittstemperatur	[°C]
$T_{s,\text{aus}}$:	Senkenaustrittstemperatur	[°C]

Für die korrigierte Wärmeleistung gilt dann:

$$\dot{Q}_{\text{kor}} = \dot{Q}_{\text{mess}} \cdot \frac{\dot{Q}_{\text{approx}}(T_{q,\text{soll}}, T_{s,\text{aus}})}{\dot{Q}_{\text{approx}}(T_{q,\text{mess}}, T_{s,\text{aus}})} \equiv \dot{Q}_{\text{mess}} \cdot F_{\text{kor}} \quad (11)$$

Die genaue Herleitung dieser Korrekturmethode findet man im Anhang B. Nachfolgend wird der resultierende Korrekturverlauf in Abb. 9 dargestellt. Darin ist auf der x-Achse die gemessene Quelltemperatur aufgetragen und die Kurvenparameter haben Quellensollwerttemperaturen von -10 bis +10°C und zudem eine Unterscheidung zwischen einer Senkenaustrittstemperatur von 30 und 65°C.

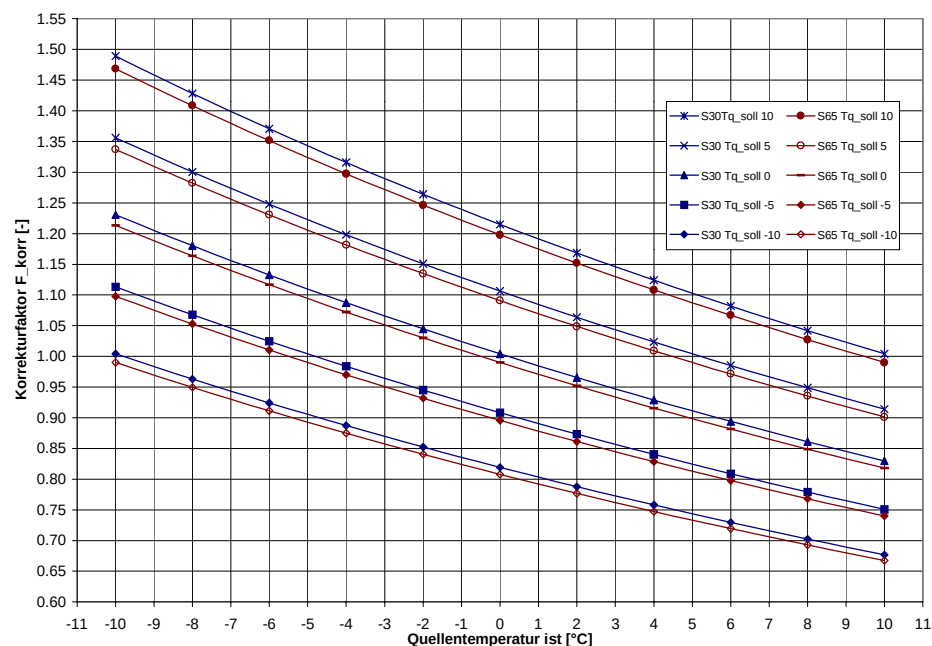


Abb. 9: Korrekturfaktoren bei gegebener Quelleneintrittstemperatur (x-Achse) und einem Quellensollwert (Kurvenparameter). Die höhere Kurve gehört zu der Senkenaustrittstemperatur 30°C und die tiefere Kurve zu 65°C.

Der daraus resultierende Korrekturfaktor F_{kor} wird dann mit der gemessenen Kondensatorleistung multipliziert und wir erhalten die effektive Kondensatorleistung für die eingestellte Quelltemperatur.

⁴ Publierte Messresultate des Wärmepumpentestzentrums Töss bei Winterthur

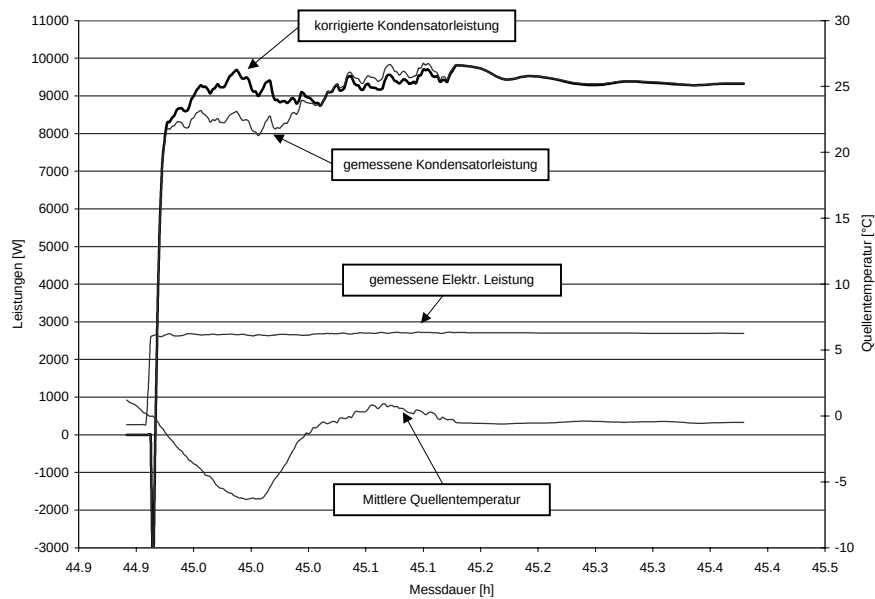


Abb. 10: Anfahrsequenz der Wärmepumpe mit einem Quellsollwert von 0°C und einer Senkeneintrittstemperatur von 25°C (Messung: H-II-10)

Im obigen Diagramm wird der Verlauf der gemessenen und der korrigierten Kondensatorleistung dargestellt. Man erkennt klar, dass beim Absinken der Quelltemperatur die Kondensatorleistung nach oben korrigiert wird. Abb. 10 verdeutlicht, wie die Quelltemperatur absinkt, wenn die Wärmepumpe einschaltet. Es dauert einige Minuten, bis die Sollwertabweichung der Quelltemperatur wieder ausgegelt ist.

4.2 Bestimmen der Minderwärmeproduktion

4.2.1 Auswerteverfahren 1

In einer ersten Phase wurde die Minderwärmeproduktion direkt als Integral aus der Leistungsdifferenz Dauerleistung-Anfahrleistung berechnet. Dies setzte voraus, dass die Dauerleistung separat gemessen wurde. Der Nachteil dieser Methode besteht darin, dass die Messung der Dauerleistung und der Startleistung nicht simultan erfolgen und somit zufällige Abweichungen bei der Messung der Dauerleistung als Fehler bei der Bestimmung der Minderwärmeleistung auftreten. Es wurde für eine Messung zuerst die Dauerleistung ermittelt und anschliessend 10 getaktete Zyklen gefahren und am Schluss nochmals eine Dauermessung durchgeführt. Die Minderwärmeproduktion wurde mit folgendem Integral berechnet:

$$\Delta Q_{\text{mind}} = \int_{\Delta t_{\text{on}}} (\dot{Q}_{\text{ss}} - \dot{Q}(t)) * dt \quad (12)$$

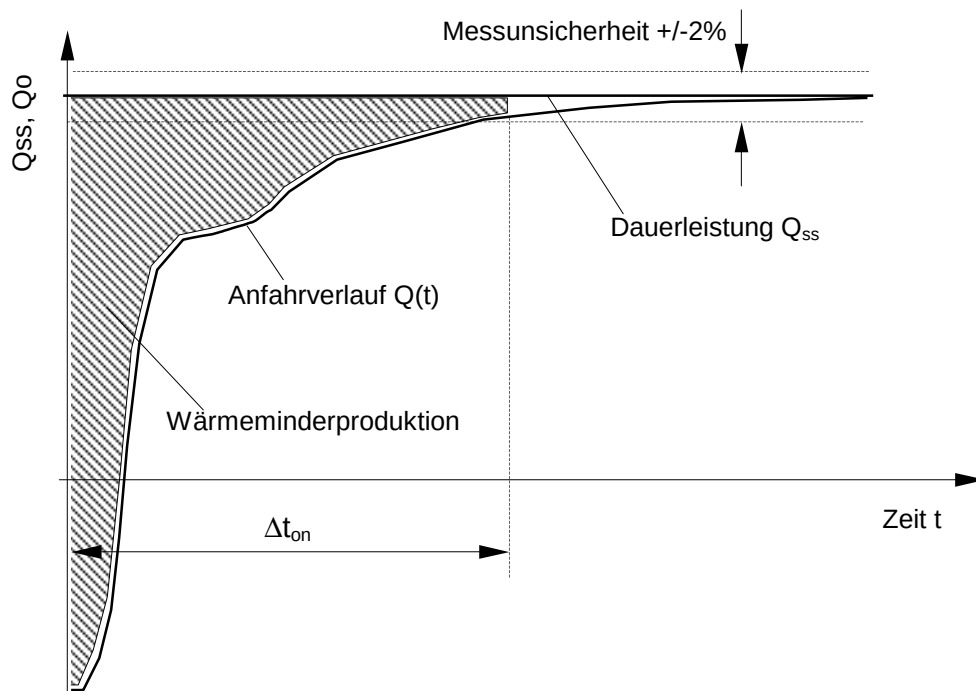


Abb. 11: Prinzipielle Darstellung der alten Integrationsmethode

Die separate Bestimmung der Dauerleistung $\dot{Q}_{\text{ss}}$ hat den prinzipiellen Nachteil, dass sich die beiden Leistungsverläufe der Dauerleistung und der Anfahrleistung für $t \rightarrow \infty$ nicht exakt annähern müssen. Dies führte je nach Zyklus zu unterschiedlichen Minderwärmeproduktionen von bis zu 25 % Unterschied untereinander. Abb. 12 zeigt den Einfluss der Dauerleistung auf den Minderwärmeproduktionsverlauf. Ist diese zu gross, wächst die Minderwärmeproduktion mit zunehmender Zeit weiter an. Ist die Dauerleistung zu klein, passiert gerade der umgekehrte Effekt.

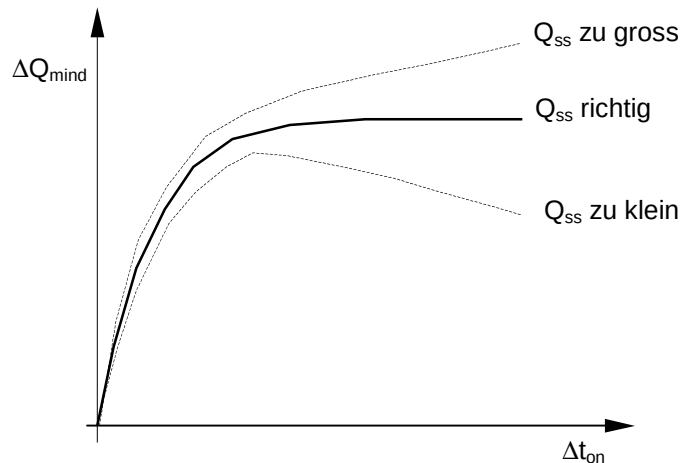


Abb. 12: Einfluss der stationären Kondensatorleistung auf den Minderwärmeproduktionsverlauf

4.2.2 Auswerteverfahren 2

Auf Grund der prinzipiellen Probleme des Auswerteverfahrens 1 wurde nach einem besseren Verfahren gesucht. Beim 2. Auswerteverfahren wird der Verlauf der Wärmeabgabe beim Start durch ein Verzögerungsglied erster Ordnung approximiert:

$$\dot{Q}(t) = \dot{Q}_{ss} - (\dot{Q}_{ss} - \dot{Q}_0) * e^{-\frac{t}{\tau_{on0}}} \quad (13)$$

Hier bedeuten:

$\dot{Q}(t)$	Anfahrleistungsverlauf [W]
$\dot{Q}_{ss}$	Dauerleistung [W]
$\dot{Q}_0$	Startleistung zum Zeitpunkt des Einschaltens (t=0) [W]
τ_{on0}	Anfahrzeitkonstante ⁵ [s]

Mit diesem Ansatz wird der prinzipielle Nachteil des ersten Auswerteverfahrens, das Nichtkonvergieren der Dauerleistung und der Anfahrleistung für unendliche lange Laufzeiten, eliminiert. Wir haben festgestellt, dass schon etwa 5 bis 10 Minuten Laufzeit genügen, um die endgültigen Werte für die Dauerleistung $\dot{Q}_{ss}$ und die Startleistung $\dot{Q}_0$ zu erhalten.

Mit diesem Ansatz kann die Minderwärmeproduktion sehr einfach bestimmt werden:

$$\Delta Q_{mind} = (\dot{Q}_{ss} - \dot{Q}_0) * \tau_{on0} * \left[1 - e^{-\frac{\Delta t_{on}}{\tau_{on0}}} \right] = \Delta \dot{Q}_{Start} * \tau_{on0} * \left[1 - e^{-\frac{\Delta t_{on}}{\tau_{on0}}} \right] \quad (14)$$

Das zweite Auswerteverfahren zeigt eine geringere Streuung der Minderwärmeproduktion von Messzyklus zu Messzyklus. Hingegen liegen die Minderwärmeproduktionen bis etwa 20 % unter den nach Auswertemethode 1 berechneten Werten.

⁵ Man beachte, dass diese Zeitkonstante nicht identisch ist mit derjenigen in Ansatz (6)

Wir werden weiter unten von Gleichung (14) Gebrauch machen, wenn es die Ermittlung der Zeitkonstanten τ_{on} aus den Messungen geht. In diesem Fall ist dann die Minderwärmeleistung ΔQ_{mind} , die Startleistungsdifferenz $\dot{Q}_{ss} - \dot{Q}_0$ und die Laufzeit Δt_{on} gegeben. Dann kann auf numerischem Wege die gesuchte Zeitkonstante bestimmt werden.

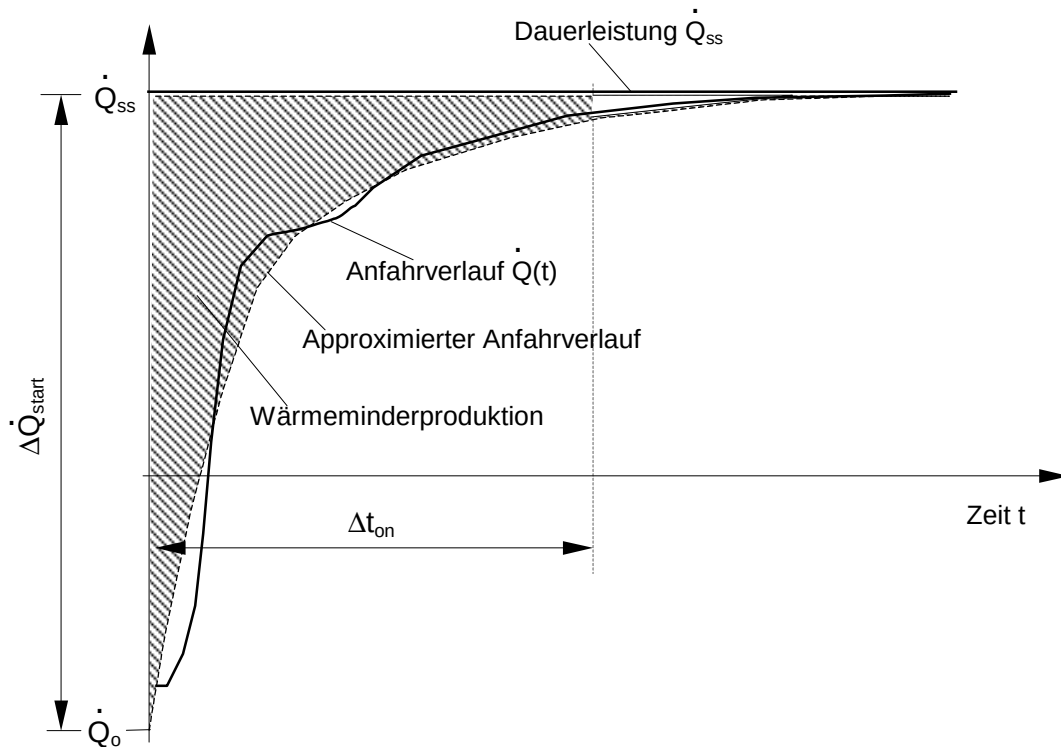


Bild 13: Prinzipielle Darstellung der neuen Integrationsmethode

Auffallend ist in Abb. 13 der negative Wert der Startleistung $\dot{Q}_0$. Bei der Bestimmung der Minderwärmeleistung sind wir davon ausgegangen, dass die Senkenumwälzpumpe in der Stillstandsphase der Wärmepumpe abgestellt wird. Dadurch kühlt der Kondensator samt Wasserinhalt aus. Beim Wiederanfahren der Wärmepumpe wird nun in den ersten Sekunden abgekühltes Wasser ausgestossen, während am Wassereintritt das auf die eingestellten Randbedingungen temperierte Wasser eintritt. Dies führt dazu, dass die Wärmeleistung $\dot{Q}_0$, wie in Abb. 13 dargestellt, in den ersten Sekunden nach dem Start des Kompressors negativ wird (Wasseraustritt kälter als Wassereintritt).

4.2.3 Auswerteverfahren 3

Shafai hat nun in der Folge einen verbesserten Approximationsansatz für den Verlauf der Wärmeabgabe vorgeschlagen, der mit zwei parallelen Verzögerungsgliedern 1. Ordnung arbeitet:

$$\dot{Q}(t) = \dot{Q}_{ss} * \frac{K * x_1(t) + x_2(t)}{1 + K} \quad (15)$$

wobei $x_1(t)$ und $x_2(t)$ wie folgt definiert sind:

$$\begin{aligned}
 x_1(t) &= (x_{01} - 1) * e^{-\frac{t}{\tau_{on1}}} + 1 \\
 x_2(t) &= (x_{02} - 1) * e^{-\frac{t}{\tau_{on2}}} + 1
 \end{aligned}
 \tag{16}$$

Darin bedeuten:

$\dot{Q}_{ss}$	Dauerleistung [W]
$\dot{Q}_0$	Startleistung [W] (kann aus x_{01} und x_{02} berechnet werden, siehe Anhang C)
K	Gewichtungsfaktor
x_{01}, x_{02}	Anpasskonstanten
τ_{on1}, τ_{on2}	Anfahrzeitkonstanten [s]

Die sechs Anpasskonstanten $\dot{Q}_{ss}$, K, x_{01} , x_{02} , τ_{on1} und τ_{on2} werden mittels einer Ausgleichsrechnung nach der Gauss'schen Methode der kleinsten Fehlerquadrate ermittelt. Systematische Auswertungen haben ergeben, dass bereits etwa 10 Minute Laufzeit genügen, um die asymptotischen Werte für die Anpasskonstanten zu gewinnen.

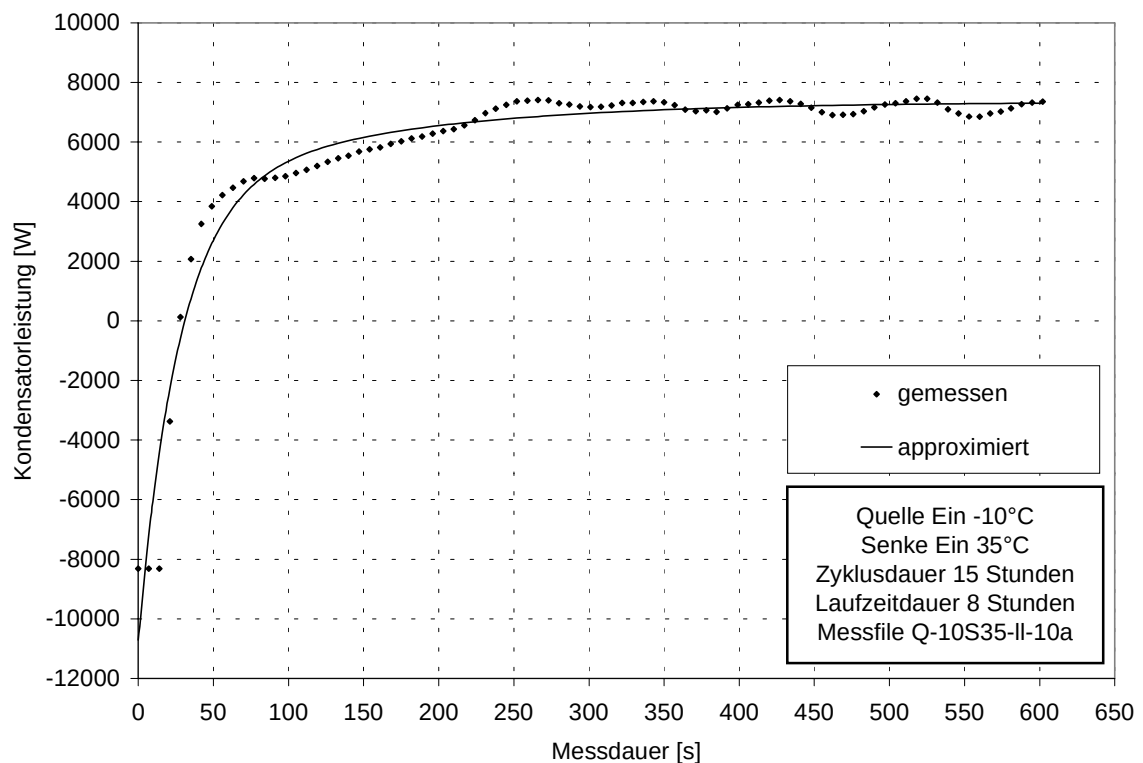


Bild 14: Gemessene und approximierte Kondensatorleistung nach dem erweiterten Ansatz mit zwei parallelen Verzögerungsgliedern 1. Ordnung

Das obige Diagramm veranschaulicht sehr deutlich, dass der Ansatz mit zwei parallelen Verzögerungsgliedern den Leistungsverlauf gut zu approximieren vermag. Dieses Verfahren hat sich sehr gut bewährt. Alle weiteren Auswertungen der Wärmeminderproduktion stammen vom 3. Auswerteverfahren, falls es nicht anders gekennzeichnet ist.

4.2.4 Minderwärmeproduktion für einen Zyklus

Da mit dem Ansatz (15+16) der Kondensatorleistungsverlauf mathematisch erfasst werden kann, kann daraus die Minderwärmeproduktion ΔQ_{mind} integriert werden:

$$\Delta Q_{\text{mind}} = \int_{\Delta t_{\text{on}}} (\dot{Q}_{\text{ss}} - \dot{Q}(t)) dt \quad (17)$$

Durch Einsetzen von (15+16) in (17) kann die Minderwärmeproduktion ΔQ_{mind} für das Zeitintervall Δt_{on} nach Shafai wie folgt berechnet werden:

$$f_{\text{dyn}} = \frac{\Delta Q_{\text{mind}}}{\Delta Q_{\text{mind}\infty}} = \frac{1}{k + \delta} * \left[k * \frac{\left(1 - e^{-\frac{\alpha}{\beta}} \right)}{1 - e^{-\frac{\alpha}{\beta}} * e^{-\frac{\alpha-1}{\gamma\beta}}} + \delta * \frac{\left(1 - e^{-\frac{\alpha}{\delta\beta}} \right)}{1 - e^{-\frac{\alpha}{\delta\beta}} * e^{-\frac{\alpha-1}{\gamma\beta}}} \right] \quad (18)$$

$$\alpha = \frac{\Delta t_{\text{on}}}{\Delta t_{\text{zyk}}} \quad \beta = \frac{\tau_{\text{on1}}}{\Delta t_{\text{zyk}}} \quad \gamma = \frac{\tau_{\text{off}}}{\tau_{\text{on1}}} \quad \delta = \frac{\tau_{\text{on2}}}{\tau_{\text{on1}}}$$

Für einen unendlich langen Zyklus gilt:

$$f_1 = \Delta Q_{\text{mind}\infty} = \frac{k + \delta}{k + 1} * (\dot{Q}_{\text{ss}} - \dot{Q}_0) * \tau_{\text{on1}} \quad (19)$$

4.2.5 Mittlere Minderwärmeproduktion aus mehreren Zyklen

Da die ersten Vormessungen gezeigt hatten, dass die Minderwärmeproduktion von Messzyklus zu Messzyklus variiert, wird für die Bestimmung der effektiven Minderwärmeproduktion der Mittelwert aus den letzten drei bis fünf Messzyklen verwendet. So ist die effektive Minderwärmeproduktion durch folgende Gleichung bestimmt:

$$\overline{\Delta Q}_{\text{mind}} = \frac{1}{n - i + 1} \cdot \sum_i^n \Delta Q_{\text{mind},i} \quad (20)$$

darin bedeuten:	$\Delta Q_{\text{mind},i}$:	Minderwärmeproduktion pro Zyklus	[J/Wh]
	i:	erster berücksichtigter Zyklus	[-]
	n:	letzter Zyklus der Messung	[-]

5 Zusammenfassung der Messungen

Unter diesem Kapitel werden alle durchgeführten Messungen aufgeführt. Für das Verständnis der Messstellenbezeichnung ist die Information im nachfolgenden Kasten wichtig:

Anstelle der üblichen Definition eines Arbeitspunktes einer Wärmepumpe (zB. A-10W45), verwenden wir für die Senkenseite anstelle der Wasseraustrittstemperatur die Wassereintrittstemperatur, da wir die Wassereintrittstemperatur festhalten. Aus diesem Grund verwenden wir eine andere Deklaration, welche für die Quelleneintrittsseite ein „Q“ verwendet und für die Senkeneintrittsseite ein „S“. So erhalten wir folgendes Kürzel „Q-10S35“, was soviel bedeutet, wie eine Quelleneintrittstemperatur von -10°C und eine Senkeneintrittstemperatur von 35°C .

Tab. 3b: Stützwerte für f_{dyn} :

Bez.	α	Δt_{zyk}	f_{dyn}
	[-]	[s]	[-]
Q0S45-III-050-1.Approx-Vs.1.6.erg.xls	0.45	3517	0.747
Q0S45-III-050-1-mod1.Approx-Vs.1.6.erg.xls	0.45	3528	0.777
Q0S45-III-075-1a-mod1.Approx-Vs.1.6.erg.xls	0.71	3531	0.767
Q0S45-III-012-2a.Approx-Vs.1.6.erg.xls	0.10	7192	0.797
Q0S45-III-025-2.Approx-Vs.1.6.erg.xls	0.22	7126	0.741
Q0S45-III-038-2.Approx-Vs.1.6.erg.xls	0.35	7140	0.824
Q0S45-III-050-2.Approx-Vs.1.6.erg.xls	0.47	7126	0.691
Q0S45-III-060-2b.Approx-Vs.1.6.erg.xls	0.60	7123	0.727
Q0S45-III-075-2.Approx-Vs.1.6.erg.xls	0.73	7123	0.507
Q0S45-III-012-4.Approx-Vs.1.6.erg.xls	0.11	14315	0.810
Q0S45-III-025-4.Approx-Vs.1.6.erg.xls	0.24	14333	0.810
Q0S45-III-038-4a.Approx-Vs.1.6.erg.xls	0.36	14333	0.668
Q0S45-III-050-4b.Approx-Vs.1.6.erg.xls	0.49	14338	0.755
Q0S45-III-060-4a.Approx-Vs.1.6.erg.xls	0.61	14332	0.865
Q0S45-III-075-4-mod1.Approx-Vs.1.6.erg.xls	0.74	14333	0.808
Q-10S35-III-012-4.Approx-Vs.1.6.erg.xls	0.11	14339	0.924
Q-10S35-III-025-4.Approx-Vs.1.6.erg.xls	0.24	14332	0.947
Q-10S35-III-050-4.Approx-Vs.1.6.erg.xls	0.49	14333	0.907
Q-10S35-III-060-4.Approx-Vs.1.6.erg.xls	0.61	14332	0.979
Q-10S35-III-070-4.Approx-Vs.1.6.erg.xls	0.68	14333	0.906
Q-10S35-III-080-4.Approx-Vs.1.6.erg.xls	0.80	14333	0.893

Anmerkungen zur Tabelle 3a (folgende Seite):

In der Kopftabelle sind in Spalte 11 drei Zeitkonstanten angegeben. Dies sind die Zeitkonstanten, die sich aus der Approximation der Anfahrlistung ergeben haben, wobei die „Zeitkonstante 1 Verzögerungsglied“ für den einfacheren Ansatz (13) und die „Zeitkonstanten 1 und 2 für 2 Verzögerungsglieder“ für den erweiterten Ansatz (15+16) gelten.

Tab. 3a: Alle Messungen mit den wichtigsten Messdaten, ausgewertet mit dem neuen Auswertverfahren

Die Werte wurden innerhalb der nachfolgenden Bereiche ermittelt	Messreihe		Anzahl Zyklen	Zyklsdauer	Laufzeitdauer	Laufzeitverhältnis	Quelle ein		Senke ein	Umgebungs-temperatur Wärmepumpe		Umgebungs-temperatur Kompressor		Zeitkonstante 1 Verzögerungs-glied	Zeitkonstante 1.2 Verzögerungs-glied	Zeitkonstante2.2 Verzögerungs-glied	Startleistung approximiert	Startleistung gemessen	Heizleistung stationär approximiert	Heizleistung stationär gemessen	Elektr. Leistung	Wärmeminderprod.			
	gemittelt während Betrachtungsdauer						x	x																	
	gemittelt während Stationärdauer																								
	gemittelt über Laufzeit							x																	
	gemittelt über Stillstandszeit																								
Dateiname	Gesamt	für Auswertung	Mittelwert	Mittelwert	alpha	Mittelwert	St.abw. vom Einzelwert	Mittelwert	Stillstandsphase	Laufzeitphase	Stillstandsphase	Laufzeitphase	Mittelwert	Mittelwert	Mittelwert	Mittelwert	Mittelwert	Mittelwert	Mittelwert	Mittelwert	Mittelwert	St.abw. vom Einzelwert	Minimum	Maximum	
	[]	[]	[min]	[min]	[]	[°C]	[K]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[s]	[s]	[s]	[W]	[W]	[W]	[W]	[W]	[Wh]	[Wh]	[Wh]	[Wh]	
Q-10S25-II-10.Approx-Vs.1.6.erg.xls	6	4	899	417	0.46	-11.9	0.9	24.7	20.3	20.2	15.8	16.1	30	24	106	-6104	-4431	7254	7150	2604	142	35	99	194	
Q-10S30-II-10.Approx-Vs.1.6.erg.xls	6	4	872	389	0.44	-11.7	0.9	29.5	18.2	17.8	17.0	17.6	31	24	147	-11293	-9070	7435	7411	2821	209	10	197	221	
Q-10S35-II-10a.Approx-Vs.1.6.erg.xls	6	4	899	417	0.46	-12.0	0.8	34.3	20.9	20.5	21.0	21.8	35	25	135	-12841	-10498	7310	7369	3109	256	12	242	275	
Q-10S35-II-10.Approx-Vs.1.6.erg.xls	7	4	898	416	0.46	-11.3	0.0	34.5	21.7	21.6	19.6	20.1	34	24	140	-13221	-10314	7353	7379	3112	253	5	245	258	
Q-10S40-II-10.Approx-Vs.1.6.erg.xls	5	4	884	417	0.47	-11.8	0.5	39.2	23.6	23.2	23.1	23.9	36	20	120	-14500	-12338	7376	7348	3406	281	4	277	288	
Q-10S45-II-10b.Approx-Vs.1.6.erg.xls	10	5	899	416	0.46	-11.4	1.0	44.2	23.4	23.2	25.9	27.2	40	23	118	-18354	-15866	7427	7526	3791	351	18	330	376	
Q0S25-II-10.Approx-Vs.1.6.erg.xls	5	4	774	404	0.59	-0.9	2.1	25.2	21.7	21.7	20.4	20.5	23	22	54	-4088	-2378	9421	9358	2682	96	42	46	162	
Q0S30-II-10.Approx-Vs.1.6.erg.xls	7	4	838	416	0.50	-1.9	0.1	29.7	20.9	20.9	20.0	20.7	29	27	61	-8806	-6574	9217	9363	2936	148	7	140	156	
Q0S35-II-10.Approx-Vs.1.6.erg.xls	5	3	899	417	0.46	-1.7	1.3	34.3	23.6	23.3	23.6	24.2	32	29	113	-9189	-7127	9179	9199	3205	183	7	176	193	
Q0S40-II-10.Approx-Vs.1.6.erg.xls	6	4	883	416	0.47	-1.2	0.5	39.2	26.1	25.8	26.2	27.0	33	27	114	-12670	-10310	9186	9271	3558	227	8	217	239	
Q0S45-II-10c.Approx-Vs.1.6.erg.xls	9	5	874	419	0.48	-1.8	1.6	43.9	27.9	27.6	29.0	30.0	38	27	104	-14458	-11929	9136	9228	3877	282	15	262	295	
Q0S45-II-10.Approx-Vs.1.6.erg.xls	6	4	899	417	0.46	-2.5	0.7	44.3	24.2	24.1	26.8	27.9	34	29	79	-18276	-15449	9087	9256	3913	271	35	211	300	
Q10S25-II-10.Approx-Vs.1.6.erg.xls	8	5	898	415	0.46	7.5	0.5	25.1	20.8	20.8	22.1	22.6	20	20	20	-6147	-3535	11593	11180	2838	97	12	85	115	
Q10S35-II-10.Approx-Vs.1.6.erg.xls	6	4	899	417	0.46	7.6	0.7	34.3	25.4	25.3	27.5	28.1	24	24	24	-10226	-7261	11128	11061	3317	143	15	123	161	
Q10S40-II-10.Approx-Vs.1.6.erg.xls	6	4	881	399	0.45	8.2	0.9	39.4	28.7	28.5	30.7	31.4	23	23	23	-11182	-8533	11079	11026	3671	143	20	119	173	
Q10S45-II-10.Approx-Vs.1.6.erg.xls	4	3	894	406	0.45	7.2	0.2	44.1	25.7	25.7	30.5	31.7	33	30	131	-15569	-12642	10953	11018	4029	275	19	251	296	
Q0S45-III-050-1.Approx-Vs.1.6.erg.xls	26	5	59	27	0.45	-1.2	0.6	44.0	28.6	28.5	28.8	28.8	74	20	110	-1375	-419	9171	8931	3828	211	25	170	243	
Q0S45-III-050-1-mod1.Approx-Vs.1.6.erg.xls	20	5	59	27	0.45	-1.5	0.1	44.0	28.6	28.6	28.6	28.6	79	16	123	-1350	-432	9283	9016	3838	219	8	206	229	
Q0S45-III-075-1a-mod1.Approx-Vs.1.6.erg.xls	10	5	59	42	0.71	-1.5	0.8	44.0	27.0	27.0	28.2	28.5	92	13	115	-13	666	9338	9129	3873	216	3	213	223	
Q0S45-III-012-2a.Approx-Vs.1.6.erg.xls	16	5	120	12	0.10	-2.3	0.3	44.1	30.2	30.0	28.3	28.8	50	21	98	-5748	-4222	9272	9179	3862	225	7	219	236	
Q0S45-III-025-2.Approx-Vs.1.6.erg.xls	20	5	119	26	0.22	-1.1	1.4	44.3	25.3	25.3	25.4	25.7	51	19	83	-5713	-4397	8912	8788	3869	209	33	170	260	
Q0S45-III-038-2.Approx-Vs.1.6.erg.xls	16	5	119	42	0.35	-1.3	0.1	44.1	28.9	28.7	29.0	29.3	59	20	109	-4269	-2917	9392	9269	3875	232	10	218	250	
Q0S45-III-050-2.Approx-Vs.1.6.erg.xls	20	5	119	56	0.47	-0.9	0.2	44.3	24.2	24.2	26.7	27.0	52	19	79	-4101	-2848	9328	9187	3903	195	10	176	204	
Q0S45-III-060-2b.Approx-Vs.1.6.erg.xls	12	5	119	72	0.60	-0.8	0.1	44.1	27.4	27.3	29.2	29.5	66	17	92	-2298	-1279	9410	9195	3864	205	9	192	216	
Q0S45-III-075-2.Approx-Vs.1.6.erg.xls	22	5	119	87	0.73	-1.3	0.4	44.2	24.3	24.3	26.4	26.4	47	19	78	-2115	-1106	8544	8368	3804	143	10	130	159	
Q0S45-III-012-4.Approx-Vs.1.6.erg.xls	15	5	239	26	0.11	-2.5	0.9	43.6	25.0	24.9	24.7	25.5	41	34	55	-10377	-8340	9305	9366	3873	228	13	215	247	
Q0S45-III-025-4.Approx-Vs.1.6.erg.xls	14	5	239	56	0.24	-2.0	0.6	43.8	26.4	26.3	26.3	27.0	42	22	80	-8989	-7259	9305	9289	3880	228	17	207	252	
Q0S45-III-038-4a.Approx-Vs.1.6.erg.xls	14	5	239	87	0.36	-1.5	0.1	44.2	29.0	28.8	28.7	29.4	38	20	59	-7954	-6357	9384	9283	3878	189	4	183	195	
Q0S45-III-050-4b.Approx-Vs.1.6.erg.xls	20	5	239	116	0.49	-1.0	0.4	44.1	28.5	28.3	28.9	29.5	45	23	91	-6546	-4866	8989	9059	3854	213	11	194	226	
Q0S45-III-060-4a.Approx-Vs.1.6.erg.xls	11	5	239	147	0.61	-0.7	0.3	44.2	28.2	28.0	29.2	29.7	58	23	113	-4835	-3245	9178	9131	3876	244	23	205	274	
Q0S45-III-075-4-mod1.Approx-Vs.1.6.erg.xls	6	4	239	177	0.74	-0.2	0.9	44.1	25.4	25.4	28.1	28.5	48	20	133	-4520	-3051	9308	9171	3869	228	19	196	244	
Q-10S35-III-012-4.Approx-Vs.1.6.erg.xls	18	5	239	27	0.11	-11.8	0.1	34.6	23.9	23.5	20.3	20.5	41	20	151	-7437	-5823	7381	7091	3113	237	2	234	239	
Q-10S35-III-025-4.Approx-Vs.1.6.erg.xls	15	5	239	57	0.24	-11.7	0.4	34.6	22.5	22.2	20.2	20.5	47	20	151	-6642	-5129	7442	7151	3117	243	18	214	262	
Q-10S35-III-050-4.Approx-Vs.1.6.erg.xls	13	5	239	116	0.49	-11.5	0.1	34.4	20.5	20.2	20.0	20.4	54	18	143	-5564	-4287	7468	7260	3094	232	9	223	246	
Q-10S35-III-060-4.Approx-Vs.1.6.erg.xls	11	5	239	147	0.61	-11.8	0.3	34.6	20.4	20.1	20.8	21.3	78	19	144	-4195	-3072	7427	7316	3155	251	7	243	262	
Q-10S35-III-070-4.Approx-Vs.1.6.erg.xls	10	5	239	161	0.68	-11.5	0.3	34.5	19.2	18.9	20.6	21.1	76	19	141	-3386	-2281	7360	7301	3120	232	9	222	248	
Q-10S35-III-080-4.Approx-Vs.1.6.erg.xls	14	5	239	191	0.80	-11.6	0.5	34.5	18.5	18.3	20.6	21.0	91	19	155	-1665	-777	7481	7340	3131	228	19	207	256	

6 Auswertungen und Ergebnisse

6.1 Überblick

Die ersten Messungen haben schnell gezeigt, dass die Bestimmung der Minderwärmeproduktion aus Prüfstandmessungen eine schwierige Aufgabe ist. Einerseits sind viele Randbedingungen, wie Quelltemperatur, Senkentemperatur, Quellenfeuchtigkeit, Vereisung, Abtauung des Kaltzellenverdampfers, Regeltätigkeit des Expansionsventils, gegenseitige Beeinflussung verschiedener Regelkreise im System und grosse Trägheit vieler thermisch aktiver Bauteile des Prüfstandes zu berücksichtigen und andererseits entstanden erhebliche Schwierigkeiten bei der Auswertung. Letztere konnten mit dem Ansatz von Shafai weitgehend eliminiert werden.

6.2 Die temperaturabhängige Funktion f_1 (=maximale Minderwärmeproduktion)

Die von den Senken- und Quelltemperaturen abhängige Funktion f_1 erfasst die bei unendlich langen Zyklen auftretende *maximale* Minderwärmeproduktion. Aus praktischen Gründen können keine unendlich langen Messzyklen gefahren werden. Auf Grund von Vorversuchen haben wir die Lauf- resp. Stillstandzeiten beim gegebenen Prüfling für den „unendlichen“ Zyklus wie folgt festgelegt:

Zyklusdauer	= 15 Stunden
Laufzeitdauer	= 7 Stunden
Stillstandsdauer	= 8 Stunden

Kritisch ist vor allem die Auskühlphase, die wesentlich länger dauert als die Anfahrphase. Bei der Anfahrphase ist zu beachten, dass die Wärmeabgabe schon nach etwa 5 bis 10 Minuten praktisch den asymptotischen Wert erreicht. Dies gilt jedoch nicht für die Temperaturen. Vor allem beim Kompressor als trögstes Element erreichen die Temperaturen nach dem Start erst nach 1-2 Stunden ihre Beharrungswerte, während der Kompressor für das Auskühlen auf seine Umgebungstemperatur mindestens 8 Stunden benötigt.

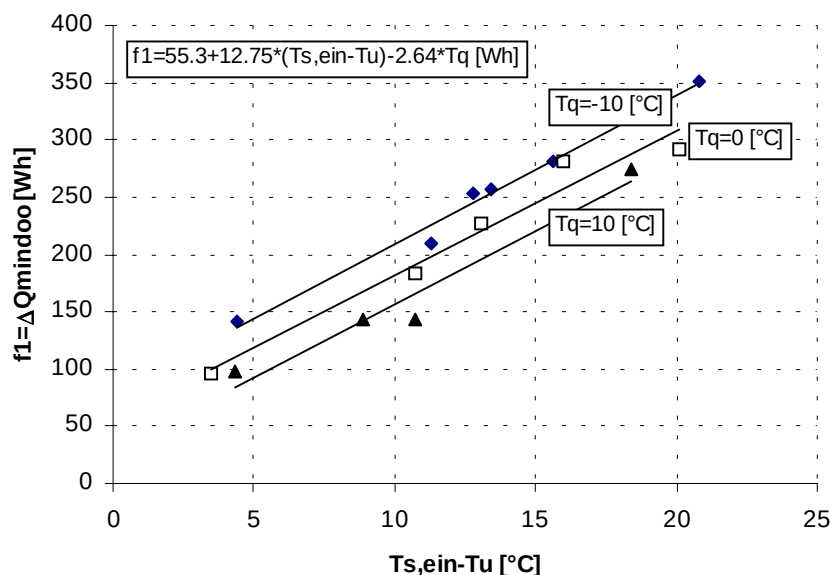


Abb. 15: Darstellung der maximalen Minderwärmeproduktionen $\Delta Q_{\text{mind}\infty}$ für einen bestimmten Arbeitspunkt in Funktion der Quellen- und Senkeneintrittstemperatur für praktisch unendlich lange Zyklusdauern

Abb. 15 zeigt den Verlauf der Minderwärmeproduktion für unendlich lange Zyklusdauern, welche die maximale Minderwärmeproduktion für den jeweiligen Arbeitspunkt darstellt. Die Kurvenanpasskonstanten wurden mit der Kleinstquadratmethode aus den Messpunkten bestimmt. Die Messpunkte bilden drei Minderwärmeproduktionskurven für eine Quelleneintrittstemperatur von $-10, 0$ und $+10^\circ\text{C}$ nach. Der Quelleneinfluss ist gegenüber dem Senkeneinfluss eher gering. Die Messpunkte gelten für sehr unterschiedliche Umgebungstemperaturen der Wärmepumpe. Trotzdem reihen sie sich recht gut entlang der Geraden mit der Quellentemperatur als Parameter auf.

6.3 Die zeitabhängige Funktion f_{dyn}

In der Funktion f_{dyn} werden die *zeitlichen* Einflüsse der Minderwärmeproduktion berücksichtigt. So wird diese gegenüber den maximal möglichen Minderwärmeproduktionen in Abhängigkeit der Zyklusdauerumverminderung um den Faktor f_{dyn} kleiner, da in diesem Fall die Komponenten nicht bis auf die Umgebungstemperatur auskühlen können und so weniger Eigenerwärmung während der Anfahrphase benötigen. Auch das Verhältnis der Laufdauer Δt_{on} zur Zyklusdauer Δt_{zyk} hat einen Einfluss auf die Abkühlung der Komponenten resp. auf die Minderwärmeproduktion. So werden diese kleiner, je länger die Wärmepumpe gegenüber der ganzen Zyklusdauer läuft. Dieses Verhältnis nennen wir relative Laufzeit α .

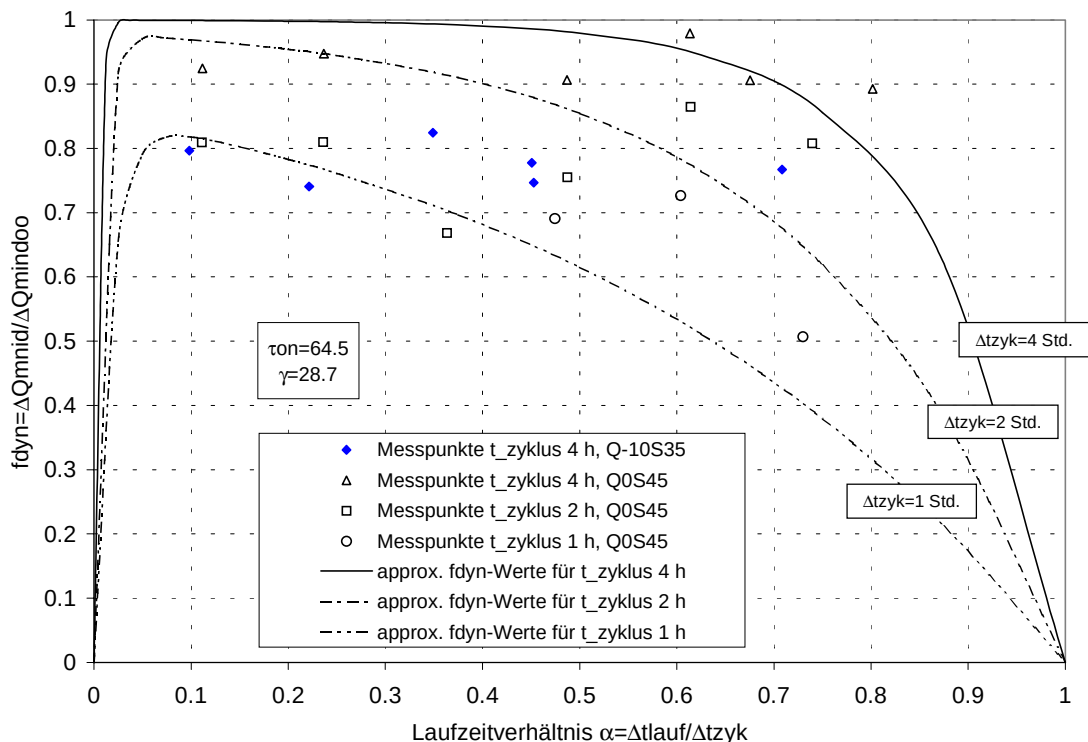


Abb. 16: Darstellung der Funktion f_{dyn} , welche den Minderwärmeproduktionsanteil an der maximal möglichen Minderwärmeproduktion $\Delta Q_{\text{mind}\infty}$ in Funktion der Zyklusdauer und des relativen Laufzeitverhältnisses α beschreibt.

Abb. 16 stellt diese Zusammenhänge in einem Diagramm dar. Auf der Abszisse wird die relative Laufzeit α zwischen 0 und 1 aufgetragen und auf der Ordinate der Faktor f_{dyn} , welcher den Anteil an den maximalen Minderwärmeproduktionen bestimmt. Dieser nimmt

auch einen Wert zwischen 0 und 1 an. So zeigt das Diagramm, dass bei unendlichen langen Zyklusdauern f_{dyn} den Wert 1 annimmt und bei unendlich kurzen Zyklusdauern den Wert 0. Die Anpasskonstanten für den zeitabhängigen Ansatz wurden auf Basis der Messpunkte so bestimmt, dass die beste Übereinstimmung erreicht wurde. Die nicht ausgefüllten Messpunkte wurden bei einer Quelleneintrittstemperatur von 0°C und einer Senkeneintrittstemperatur in den Kondensator von 45°C (kurz: Q0S45) gemessen. Die ausgefüllten Messpunkte im Arbeitspunkt Q-10S35. Die drei Kurven beschreiben den Minderwärmeproduktionsverlauf für Zyklusdauern von 4, 2 und 1 Stunde (von oben nach unten). Das Diagramm zeigt keine gute Übereinstimmung der Messpunkte mit dem Ansatz (6) für f_{dyn} . Alle f_{dyn} -Werte bewegen sich zwischen 0.5 und 1.0. Die approximierten Kurven sind nach dem einfacheren Modellansatz von Shafai (Gleichung 6) bestimmt worden. Die beiden Anpasskonstanten haben folgende Werte: die Anfahrzeitkonstante $\tau_{\text{on}}=64.5$ Sekunden und das Zeitkonstantenverhältnis $\gamma=28.7$.

6.4 Anfahrzeitkonstante τ_{on}

Genauere Untersuchungen zeigen, dass die Anfahrzeitkonstanten für die verschiedenen Arbeitspunkte nicht konstant sind. Es interessierte uns in Hinblick auf die Entwicklung eines besseren Ansatzes für die Funktion f_{dyn} , wie die Anfahrzeitkonstanten von den Randbedingungen der Messungen abhängig sind. Die Anfahrzeitkonstanten τ_{on} wurden in diesem Fall durch Auflösen von Gleichung (14) nach τ_{on} bestimmt. Die Minderwärmeproduktion ΔQ_{mind} , die Startleistungsdifferenz $\dot{Q}_{\text{ss}} - \dot{Q}_0$ und die Laufzeit Δt_{on} sind aus den Messungen bekannt.

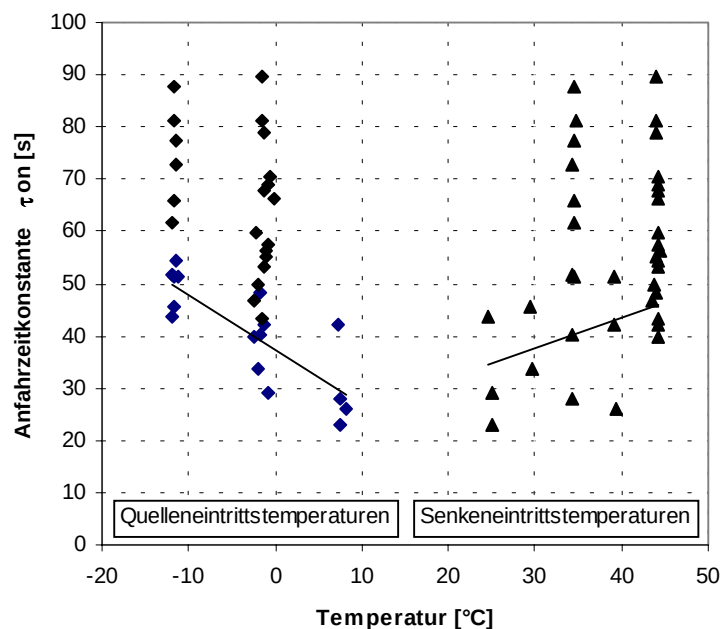


Abb. 17: Einfluss der Senken- und Quelleneintrittstemperatur auf die Anfahrzeitkonstante τ_{on} .
Die beiden Trendlinien gelten für die unendlich lange Zykluszeiten

Das obige Diagramm zeigt Anfahrzeitkonstanten τ_{on} in Abhängigkeit der Quellen- und Senktemperatur. Die Punkte im unteren Drittel gelten für unendlich lange Zykluszeiten. Auf der linken Seite des Diagramms werden die Anfahrzeitkonstanten bei sonst festgehaltenen Randbedingungen mit zunehmender Quelleneintrittstemperatur kleiner. Dies ist an der Trendlinie für unendlich lange Zykluszeiten ablesbar. Auf der rechten Seite

passiert genau das umgekehrte, je grösser die Senkeneintrittstemperatur, desto grösser ist auch die Anfahrzeitkonstante. Dieses Verhalten steht im Zusammenhang mit der Kondensatorleistung, welche mit absinkender Quellen- und mit zunehmender Senktemperatur kleiner wird. So steht anfänglich weniger Wärmeleistung für die Eigenerwärmung der thermisch aktiven Wärmepumpenkomponenten zur Verfügung, was den Temperaturanstieg verzögert und somit die Zeitkonstante des Anfahrens vergrössert. Im Gegensatz zur Annahme im Ansatz (3) ist die Anfahrzeitkonstante nicht konstant.

In der nachfolgenden Abb. 18 wurde die Anfahrzeitkonstante τ_{on} für den Arbeitspunkt Q-10S35 und bei einer konstanten Zyklusdauer von 4 Stunden in Funktion des Laufzeitverhältnisses α untersucht. So nimmt die Anfahrzeitkonstante mit zunehmendem Laufzeitverhältnis zu. Abb. 18b zeigt analog den Verlauf von τ_{on} in Abhängigkeit von β .

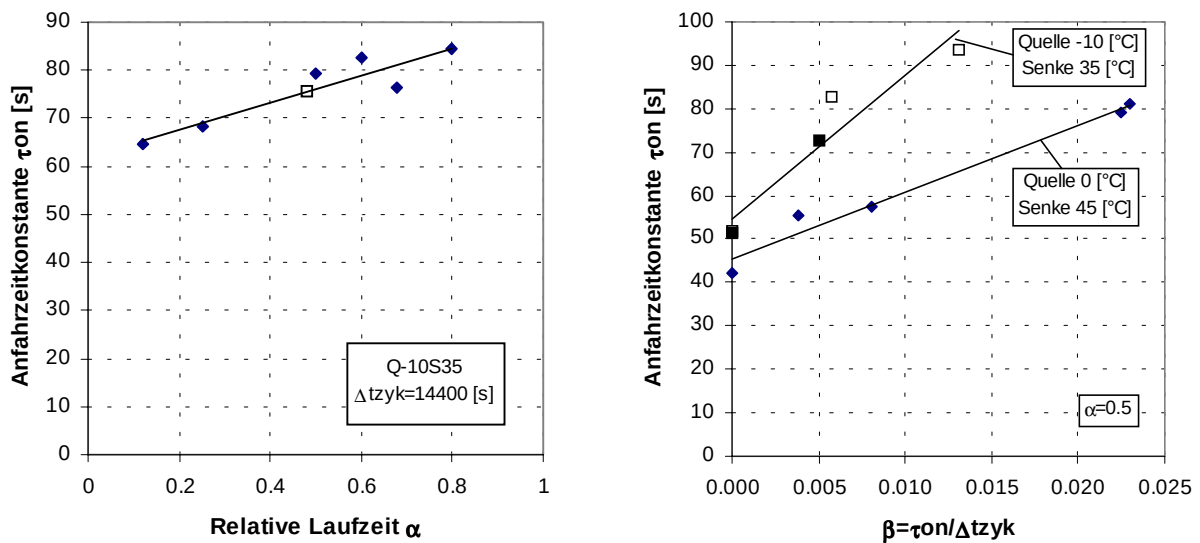


Abb. 18a+b: Anfahrzeitkonstante τ_{on} in Funktion des Laufzeitverhältnisses α (links) resp. der bezogenen Zyklusdauer β (rechts). Die weissen Vierecke in den beiden Diagrammen stammen von den Prüfmessungen (siehe Kap. 7)

Eine steigende Zyklusdauer zeigt tendenziell eine Abnahme der Anfahrzeitkonstanten.

Man beachte aber, dass die Zeitkonstanten in Abb. 16 mit den Zeitkonstanten in Abb. 17 und 18 nicht streng konsistent sind. Die Zeitkonstanten in Abb. 16 wurden aus den Stützwerten für f_{dyn} durch Ausgleichsrechnung ermittelt. Sie stellen Mittelwerte dar. Die Zeitkonstanten in den Abb. 17 und 18 wurden aus den Minderwärmeproduktionen jedes Arbeitspunktes mittels Gleichung (14) zurück gerechnet. Trotzdem stimmen die Mittelwerte in Abb. 16 mit der Mitte des Punkthaufens in Abb. 17 recht gut überein. Der arithmetische Mittelwert für τ_{on} beträgt 66 statt 64.5 [s] für die gleichen Stützwerte wie in Abb. 16. Für die Startleistung $\dot{Q}_0$ wurde der effektiv gemessene Wert zugrunde gelegt. Die Abb. 17 und 18 dienen einzig dazu, Hinweise für die (spätere) Entwicklung eines besseren Ansatzes für f_{dyn} zu geben.

6.5 Abstellzeitkonstante τ_{off}

Die Abstellzeitkonstanten τ_{off} werden aus den Stützwerten der Funktion f_{dyn} gewonnen, wobei vorausgesetzt wird, dass die Parameter α und $\beta = \tau_{\text{on}} / \Delta t_{\text{zyk}}$ resp. die Anfahrzeitkonstante τ_{on} bekannt sind. Letztere wurde im Abschnitt 6.4 ermittelt, während α und Δt_{zyk} als Versuchsrandbedingungen gegeben sind. Die Abstellzeitkonstante wird nun so ermittelt, dass man ausgehend vom einfacheren Ansatz (6) für f_{dyn} durch numerische Lösung γ bestimmt. Die Abstellzeitkonstante ist dann $\tau_{\text{off}} = \gamma^* \tau_{\text{on}}$.

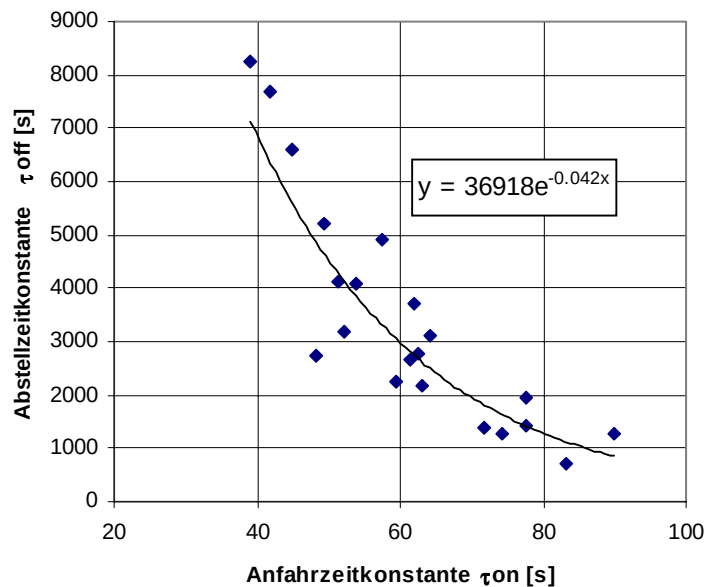


Abb. 18c: Abstellzeitkonstanten für die Arbeitspunkte Q0S45 und Q-10S35.

Man erkennt auch hier, dass die Abstellzeitkonstante τ_{off} keine wirkliche Konstante ist. Der Mittelwert liegt deutlich höher als in Abb. 16. Vom physikalischen Standpunkt betrachtet ist dieser Verlauf kaum zu erklären. Da die Auskühlung sich vor allem aus der Temperaturdifferenz der einzelnen Komponenten zur Umgebung ableitet, müsste die Abstellzeitkonstante entweder konstant (bei proportionaler Abhängigkeit der Wärmeströme von der Temperaturdifferenz) sein oder bei Annahme natürlicher Konvektion sogar leicht steigend mit der Auskühlzeit verlaufen. Auch dies deutet darauf hin, dass der gewählte Ansatz für f_{dyn} überarbeitet werden muss.

Zwischenbilanz

Dem Ansatz (3) liegt die Annahme zugrunde, dass die Zeitkonstanten τ_{on} und τ_{off} für eine gegebene Maschine konstant und unabhängig von den Temperaturparametern T_q und T_s sind. Wie die Abbildungen 17 und 18 zeigen, sind beide Annahmen nicht erfüllt. Für die Funktion f_{dyn} ist ein neuer Ansatz nötig, der bei der Anfahrzeitkonstanten τ_{on} auch die Quellen- und Senkentemperaturen, sowie die relative Laufzeit α berücksichtigt

6.6 Relative Minderwärmeproduktion

Wir haben bis anhin nur die absolute Minderwärmeproduktion betrachtet. In Wirklichkeit interessiert jedoch die relative, d.h. auf die eigentliche Wärmeproduktion bezogene Minderwärmeleistung. Die relative Wärmeminderproduktion ist wie folgt definiert:

$$\varphi_{\text{mind}} = \frac{\Delta Q_{\text{mind}}}{\dot{Q}_{\text{ss}} \cdot \Delta t_{\text{on}}} \quad (21)$$

darin bedeuten:

ΔQ_{mind} :	Minderwärmeproduktion	[J]
$\dot{Q}_{\text{ss}}$:	Dauerleistung WP	[W]
Δt_{on} :	Laufzeit WP	[s]

Im Falle des einfacheren Ansatzes für die Minderwärmeleistung (Gleichung 13) lautet die Formel zur Berechnung der relativen Minderwärmeproduktion:

$$\varphi_{\text{mind}} = \frac{\Delta Q_{\text{mind}}}{\dot{Q}_{\text{ss}} \cdot \Delta t_{\text{on}}} = \frac{f_1(T_q, T_{s,\text{ein}}) \cdot f_{\text{dyn}}(\Delta t_{\text{on}}, \Delta t_{\text{off}})}{\dot{Q}_{\text{ss}}(T_q, T_{s,\text{ein}}) \cdot \Delta t_{\text{on}}} \quad (22)$$

Das nachfolgende Diagramm zeigt die relativen Minderwärmeproduktionen für den Arbeitspunkt Q-10S35 bei einer Zyklusdauer von 4 Stunden (Messungen). So erhalten wir mit abnehmender Laufzeitdauer eine zunehmende *relative* Minderwärmeproduktion. Bei einer Laufzeitdauer von 30 Minuten ergibt sich beispielsweise eine relative Minderwärmeproduktion von ca. 7 % ($\alpha=0.125$).

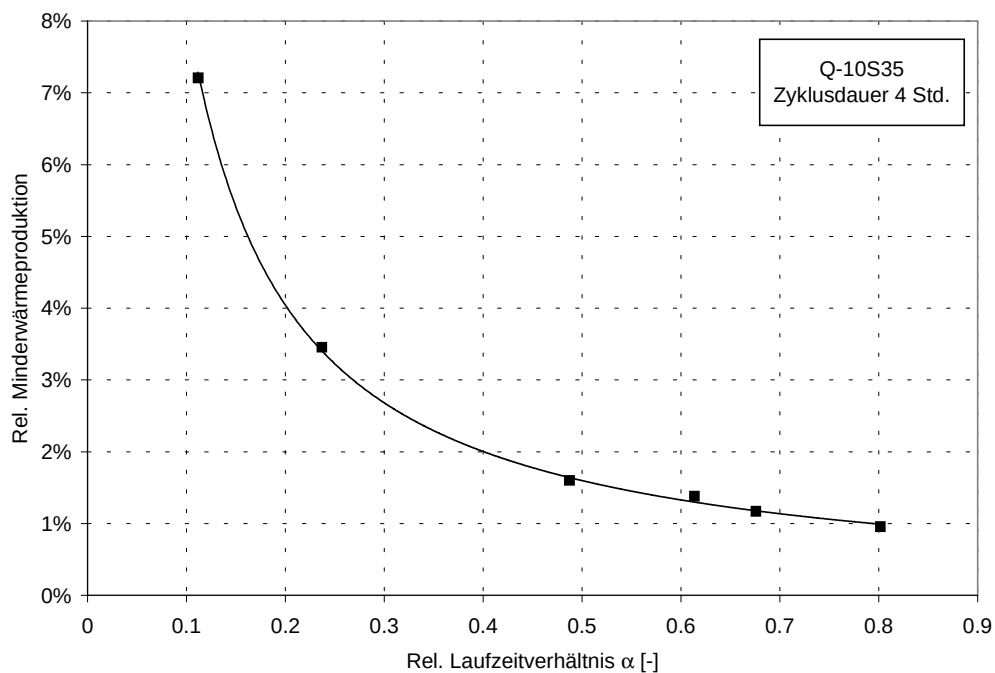


Abb. 19: Relative Minderwärmeproduktion für den Arbeitspunkt Q-10S35 und eine Zyklusdauer von 4 Stunden (gemessenen Werte)

6.7 Randeinflüsse auf die Minderwärmeproduktion

Die Erfahrungen aus den Messungen zeigen, dass die Minderwärmeproduktion praktisch nur innerhalb der ersten 5 Minuten ab dem Start entsteht. Danach hat sich die Kondensatorleistung dem asymptotischen Verlauf soweit angenähert, dass man bereits von einem Beharrungszustand sprechen kann, obwohl vor allem der Kompressor seine asymptotische Betriebstemperatur noch nicht erreicht hat. Es hat sich auch gezeigt, dass es bei tieferen Quellentemperaturen länger dauert bis die stationäre Kondensatorleistung erreicht wird.

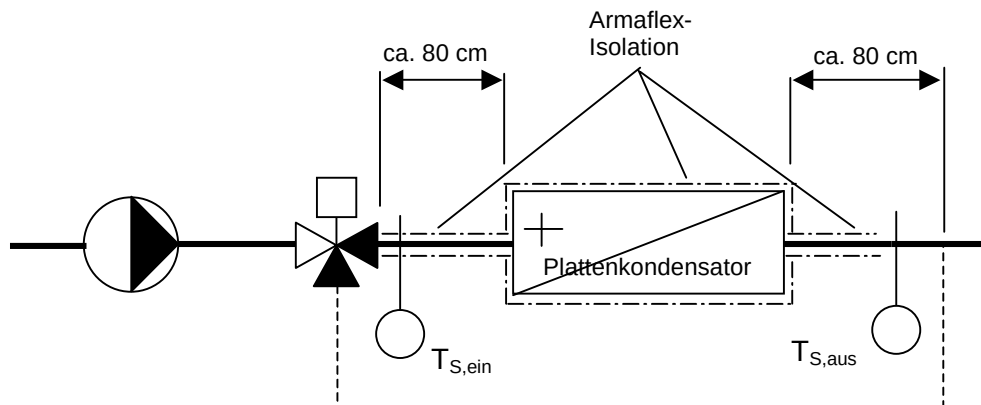


Abb. 20: Kondensator während des Wärmepumpenbetriebes

Die Versuchsrandbedingungen gehen davon aus, dass der Wärmepumpenkondensator während der Stillstandsphase nicht durchströmt wird. Während der Abkühlung der Kondensatormasse kühlt sich gleichzeitig auch das im Kondensator enthaltene Wasser ab. Diese Abkühlung des Wassers trägt einen entscheidenden Beitrag zu den Minderwärmeproduktionen bei, da dieses nach dem Einschalten der Wärmepumpe sogar eine negative Kondensatorleistung verursacht, wenn die Temperatur des eingeschlossenen Wassers unterhalb der Senkeneintrittstemperatur liegt.

Abb. 20 zeigt die hydraulische Einbindung des Wärmepumpenkondensators beim verwendeten Prüfstand. Statt die Kondensatorpumpe abzustellen, wird mit einem Umschaltventil das Umwälzwasser während den Stillstandsphasen der Wärmepumpe über einen Bypass am Kondensator vorbeigeführt. Das Umschaltventil ist möglichst nahe am Kondensatoreintrittsstutzen montiert. Aus konstruktiven Gründen verbleibt ein Abstand von ca. 80 cm beim Kondensatorein- und austritt. Die beiden Temperaturfühler $T_{S,ein}$ und $T_{S,aus}$ haben je einen Abstand zum Kondensatoranschluss von ca. 60 cm. Wie die Skizze zeigt, sind die Anschlüsse auf beiden Seiten auf den letzten 80 cm des Anschlussrohres isoliert. Damit wird erreicht, dass die Zu- und Ableitungen langsamer auskühlen.

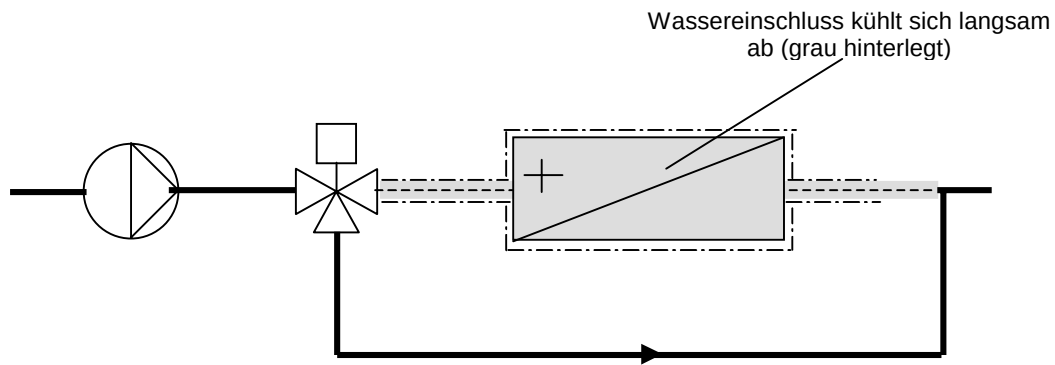


Abb. 21: Kondensator während Stillstandsphase der Wärmepumpe

Das obige Bild 21 zeigt die Situation am Kondensator während der Stillstandsphase der Wärmepumpe. Der Bypass ist mit einem dickeren Strich gekennzeichnet. Dieser führt das zirkulierende Wasser am Kondensator vorbei. Mit einem Elektroeinsetz im Pufferspeicher wird das Zirkulationswasser auf dem Sollwert der Senkeneintrittstemperatur gehalten. Somit kann beim Einschalten der Wärmepumpe beim Senkeneintritt resp. beim Verteilventil sofort Zirkulationswasser mit der richtigen Senkeneintrittstemperatur geliefert werden. Das Umstellventil ist mit dem Einschalten des Kompressors so synchronisiert, dass das Ventil voll offen ist, wenn der Kompressor einschaltet. Die grau hinterlegte Fläche in Abb. 21 zeigt den Wassereinschluss, welcher sich im Stillstand zusammen mit den übrigen Kondensatormassen abkühlt.

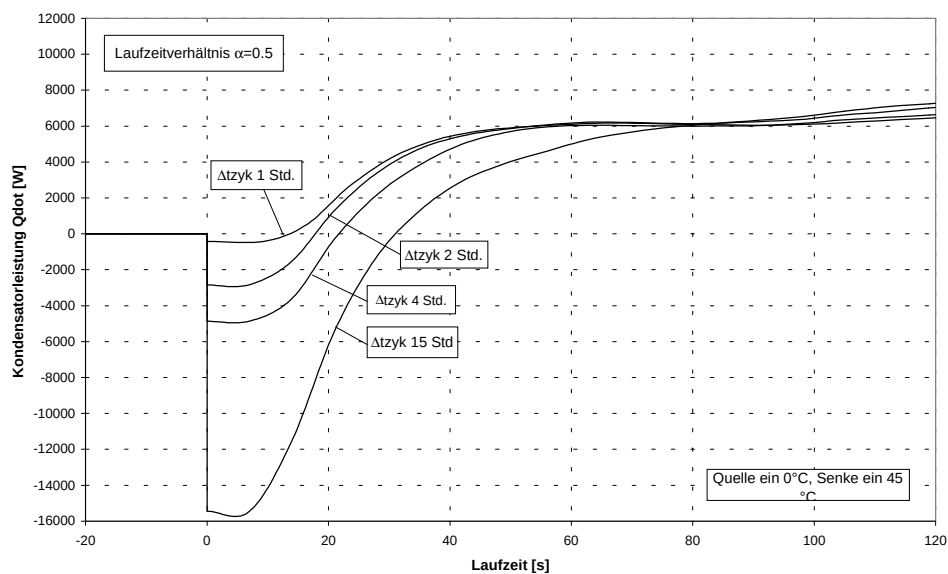


Abb. 22: Anlauf-Kondensatorleistungen während den ersten 2 Laufminuten. Die Verläufe sind für 15, 4, 2 und 1 Stunde bei einem relativen Laufzeitverhältniss $\alpha=0.5$ dargestellt. Alle Verläufe beziehen sich auf den Arbeitspunkt Q0S45 (Quelle Ein 0°C, Senke Ein 45°C)

Das obige Diagramm zeigt den erklärten Zusammenhang sehr deutlich. Je länger die Zyklusdauer bei gleichen Laufzeitverhältnissen, desto grösser wird die negative Kondensatorleistung beim Start. Bei einer Zyklusdauer von einer Stunde resultiert eine etwa vier mal kleinere negative Kondensatorleistung als beim 4-Stunden-Zyklus. Man könnte in diesem Zusammenhang von einer vorübergehenden Entzugsleistung sprechen, da dem Heizsystem Wärme für die Eigenerwärmung der Wärmepumpe entzogen wird. Mit

zunehmender Senkeneintrittstemperatur erhöht sich die Entzugsleistung des Kondensators. Das Diagramm zeigt Senkeneintrittstemperaturen zwischen 25 und 45°C.

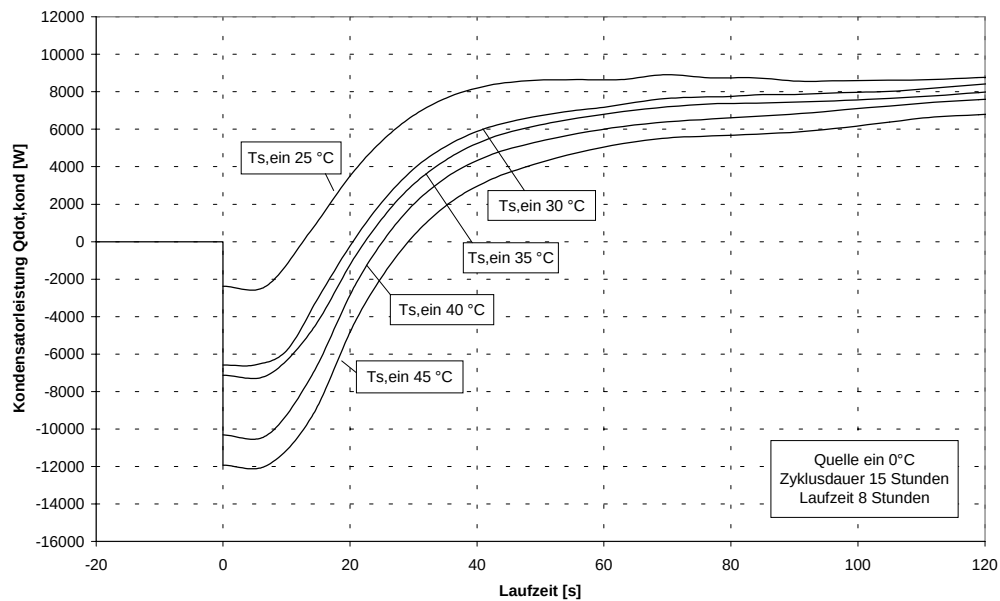


Abb 23: Kondensatorleistungsverlauf während den ersten zwei Laufminuten der WP bei verschiedenen Senkeneintrittstemperaturen und einer Quelleneintrittstemperatur von 0°C; die Zyklusdauer beträgt 15 Stunden.

Neben der Senkeneintrittstemperatur hat auch die Quelleneintrittstemperatur einen Einfluss auf die anfängliche Entzugsleistung des Kondensators. Dieser Einfluss ist jedoch deutlich geringer als derjenige der Senkeneintrittstemperatur.

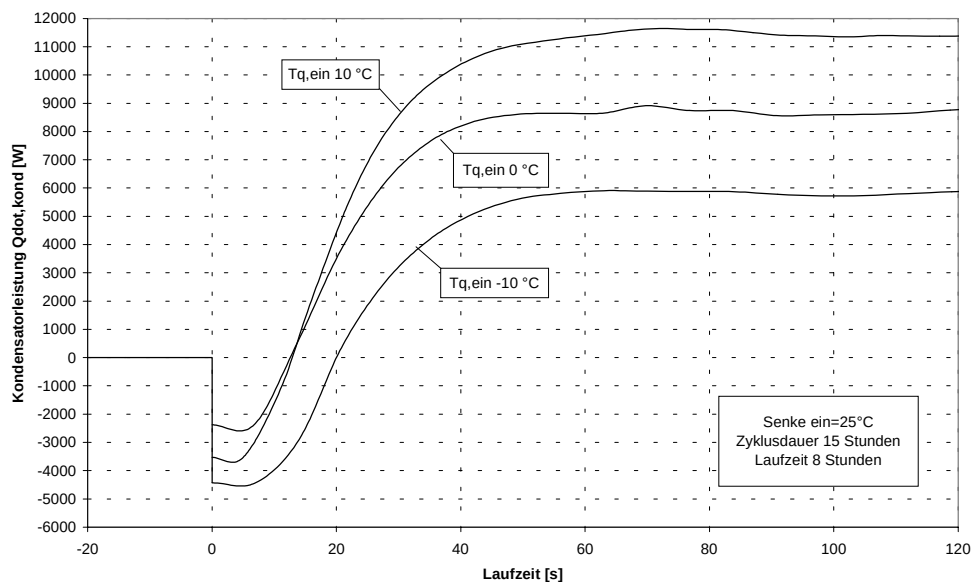


Abb. 24: Kondensatorleistungsverlauf während den ersten zwei Laufminuten der WP bei verschiedenen Quelleneintrittstemperaturen und einer Senkeneintrittstemperatur von 25°C, die Zyklusdauer beträgt 15 Stunden.

Abb. 23 zeigt die Kondensatorleistungsverläufe bei jeweils einer Senkeneintrittstemperatur von 25°C. Abb. 25 zeigt für die selben Quellentemperaturen von -10, 0 und +10°C die

Verläufe bei einer Senkeneintrittstemperatur von 45°C. Der Bereich der Entzugsleistungen variiert in diesem Fall von –13'000 bis –17'000 Watt. Da die Senkeneintrittstemperatur gegenüber der Umgebungstemperatur grösser wurde, sind auch die Entzugsleistungen und somit auch die Minderwärmeproduktionen grösser. Abb. 24 und Abb. 25 veranschaulichen aber deutlich, dass die Quellentemperatur einen geringeren Einfluss auf die Entzugsleistung des Kondensators und somit auch auf die Minderwärmeproduktion ausüben als die Senkeneintrittstemperatur.

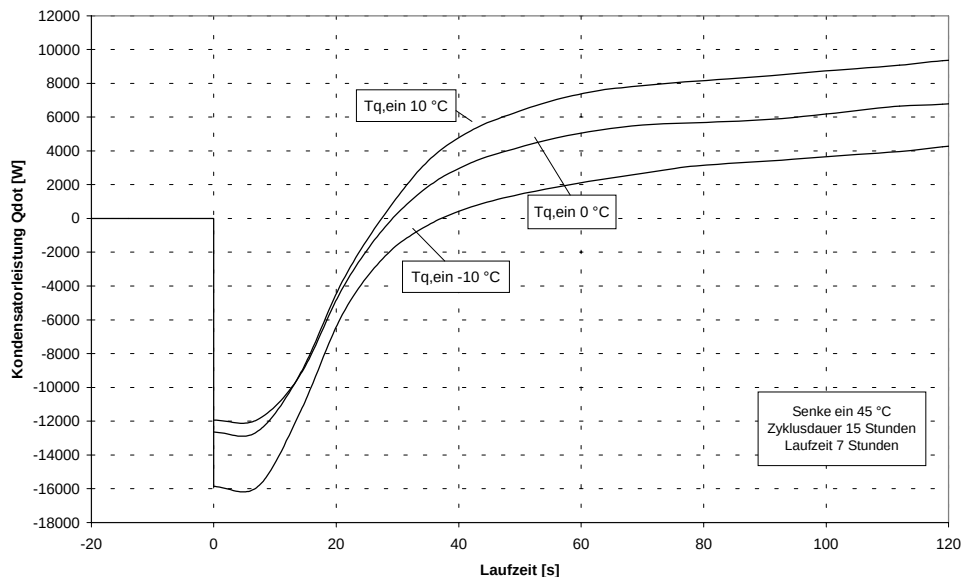


Abb. 25: Kondensatorleistungsverlauf während den ersten zwei Laufminuten der WP bei verschiedenen Quelleneintrittstemperaturen und einer Senkeneintrittstemperatur von 45°C, die Zyklusdauer beträgt 15 Stunden

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass die Zyklusdauer und die Differenz zwischen Senkeneintrittstemperatur und Umgebungstemperatur der Wärmepumpe den grössten Einfluss auf die Entzugsleistung und demzufolge auch auf die Minderwärmeproduktion hat. Die Quellentemperatur hat dagegen nur einen geringfügigen Einfluss auf die Entzugsleistung.

6.8 Elektrische Aufnahmeleistung

Die elektrische Aufnahmeleistung der Wärmepumpe wurde auch für jede Messung erfasst. Diese ist innerhalb weniger Sekunden praktisch auf der Daueraufnahmeleistung für den jeweiligen Arbeitspunkt. Abb. 26 zeigt einen solchen Verlauf für den Arbeitspunkt Q0S40. Die Minderelektroenergieaufnahme ist relativ gering, wie das untenstehende Diagramm zeigt. Aus diesen Gründen wird im Rahmen dieser Untersuchung nicht weiter auf die elektrische Aufnahmeleistung eingegangen.

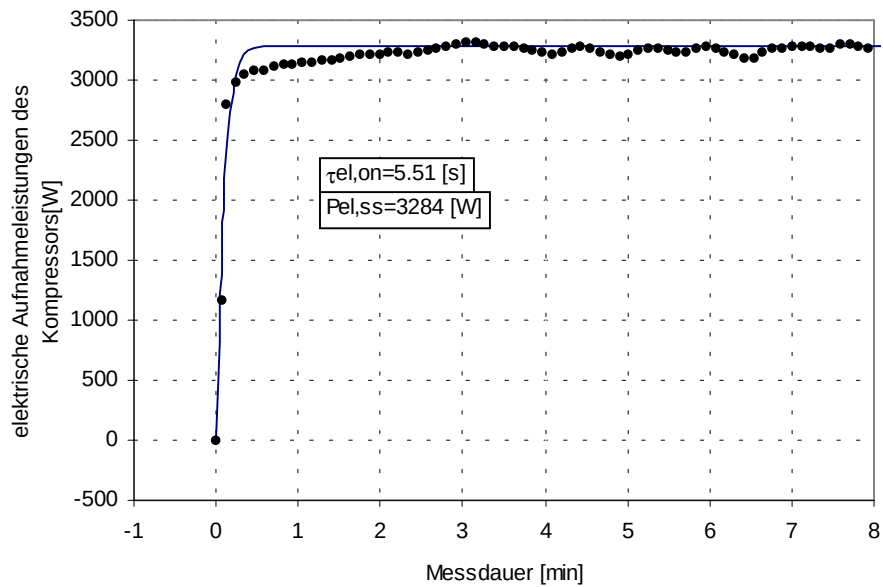


Abb. 26: Verlauf der elektrischen Leistungsaufnahme der Wärmepumpe während den ersten 8 Laufminuten für den Arbeitspunkt Q0S40. Die Minderaufnahme an elektrischer Energie beträgt 5.0 [Wh]

Die elektrische Aufnahmeleistung der Wärmepumpe lässt sich analog zur Wärmeleistung nach Auswerteverfahren 2 approximieren:

$$P_{el}(t) = P_{el,ss} * \left[1 - e^{-\frac{t}{\tau_{el,on}}} \right] \quad (23)$$

Hier bedeuten:

- $P_{el}(t)$ Elektrische Leistungsaufnahme während des Starts
- $P_{el,ss}$ elektrische Dauerleistung
- $\tau_{on,el}$ Zeitkonstante der elektrischen Anfahrleistung
- Δt_{on} Laufzeit der Wärmepumpe

Durch Integration über der Zeit lässt sich mittels des Ansatzes (23) die Minder- oder Mehrproduktion an elektrischer Energieaufnahme berechnen:

$$\Delta E_{el} = P_{el,ss} * \tau_{el,on} * \left(1 - e^{-\frac{\Delta t_{on}}{\tau_{el,on}}} \right) \quad (24)$$

7 Tössprüfprozedere

7.1 Grundsätzliches und Zeitbedarf

Das oben entwickelte Auswerteverfahren soll im Wärmepumpenprüfzentrum Winterthur-Töss implementiert werden und die benötigten fünf Anpasskonstanten sollten mit möglichst geringem zeitlichen Aufwand bestimmt werden können. Durch die Entwicklung des neuen Auswerteverfahrens für die Wärmeminderproduktion, ist es nun möglich, aus dem Anfahrleistungsverlauf von etwa 10 Minuten auf die Dauerleistung zu schliessen. Da es bis zur Abkühlung auf die Umgebung viel länger dauert, als bis zum Erreichen der Betriebstemperatur, bestimmt vor allem die Auskühlphase die Zeitverhältnisse. So benötigt man die langen Laufzeitdauern für die Bestimmung der Dauerleistung nicht mehr. Für die Bestimmung der maximalen Minderwärmeproduktionen genügt darum eine Laufzeit von 60 Minuten, da dann fast alle thermisch aktiven Wärmepumpenkomponenten auf Betriebstemperatur sind. Für das Abkühlen benötigt man auf Grund der Vorversuche weiterhin minimal 8 Stunden.

In der nachfolgenden Tabelle wird der Prüfablauf und der dazu benötigte Zeitbedarf aufgeführt.

Tab. 4: Vorgehen und Zeitbedarf für das ergänzende Prüfprozedere

Aktion	Zeitbedarf [h]
1. Einrichten (Vorschlag Montani ⁶ : separate Einrichtung für Quellenseite und Messwerterfassung)	8
2. Maschine auskühlen lassen, Zuluft zum Verdampfer abschliessen	8
3. Anfahrversuch 1 bei <i>Arbeitspunkt A Q-10S25</i> . Wärmeleistungsverlauf approximieren. Daraus Minderwärmeproduktion für $\Delta t_{zyk}=\infty$ und Zeitkonstante bestimmen. Feuchtigkeit in der Klimakammer <60 %. Warmkammer 25 °C.	1
4. Anfahrversuch 2 bei <i>Arbeitspunkt B Q-10S45</i> (wie Punkt 2 und 3). Provisorisches $\tau_{on,prov}$ bestimmen (für Bestimmung Δt_{zyk}).	9
5. Taktmessungen . Takten mit $\alpha=0.5$ und $1/\beta=\Delta t_{zyk}/\tau_{on}=20$ und 40, je 5 Zyklen, vorletzter und letzter Zyklus für Berechnung der Minderwärmeproduktion heranziehen. Feuchtigkeit in der Kammer <60 %. γ und (nochmals) τ_{on} bestimmen. <i>Arbeitspunkt B</i> .	20+10
6. Anfahrversuch 3 bei <i>Arbeitspunkt C Q10S45</i> (wie Punkt 2 und 3)	9
Total	65

7.2 Randbedingungen

Die dynamische Prüfung wird stets mit so geringer Feuchtigkeit in der Kaltkammer durchgeführt, dass keine Wasserdampfausscheidung erfolgt. Dies ist im allgemeinen dann

⁶ A. Montani, Leiter des Wärmepumpen-Testzentrum Töss bei Winterthur

der Fall, wenn die relative Feuchte unter 60 % liegt. Die Klimakammern müssen sehr dicht sein, damit kein Wasserdampf von aussen in die Kammern eindringt und zu Eisansatz an den Verdampfern führt. In der Warmkammer muss eine Temperatur von 25°C (Empfehlung) vorhanden sein und die Feuchtigkeit sollte unterhalb von 60 % gehalten werden, da sonst über die Undichtheiten des Gehäuses auch Wasserdampfdiffusion zum Verdampfer stattfinden kann und dieser zu vereisen beginnt.

7.3 Durchführung

7.3.1 Vorgehen

Für die Bestimmung der Funktion f_1 (Minderwärmeproduktion bei unendlich langen Zyklen) ist eine einwandfreie Auskühlung der Maschine auf die jeweiligen Umgebungsbedingungen wichtig. Nach unseren Erfahrungen dauert es etwa 8 Stunden, bis die Maschine nach einer Laufphase gänzlich ausgekühlt ist. Die Anfahrphase kann dagegen kurz gehalten werden, da schon nach etwa 10 Minuten praktisch der asymptotische Leistungsverlauf erreicht wird. Die Zeiten hängen etwas von der Wärmepumpengrösse ab. Die angegebenen Zeiten beziehen sich auf eine Wärmepumpe mit etwa 10 kW Wärmeleistung.

Die drei Anfahrversuche der ausgekühlten Maschine dienen der Bestimmung der Funktion f_1 . Die Arbeitspunkte sind wie folgt verteilt:

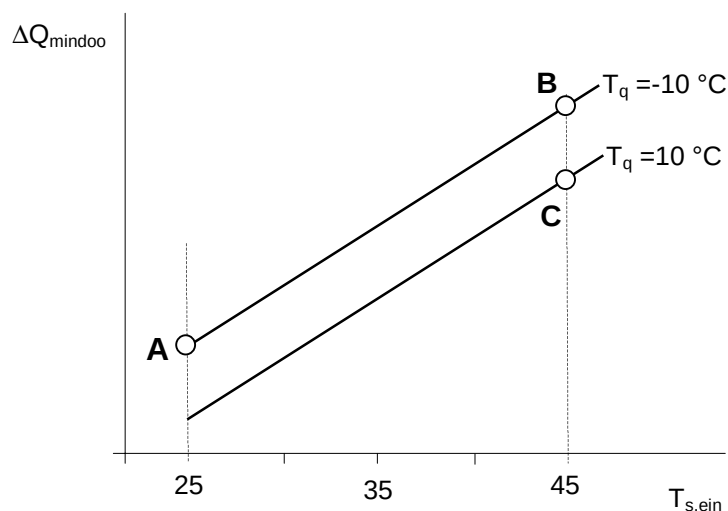


Abb. 27: Prinzipielles Temperaturprofil für die Prüfmessungen für die Funktion f_1 ; Arbeitspunkte A, B und C

Die zwei Anpasskonstanten τ_{on} und γ der dynamischen Funktion f_{dyn} werden durch das zweimalige Takten von $5 \times \Delta t_{zyk1}$ und $5 \times \Delta t_{zyk2}$ bestimmt. Diese Taktmessungen werden anschliessend an das Anfahren beim Arbeitspunkt B ausgeführt. Diese werden bei dem Arbeitspunkt ermittelt, welcher die grössten Minderwärmeproduktionen verursacht.

Die beiden Taktmessungen werden mit $\beta_1=1/20$ und $\beta_2=1/40$ durchgeführt. Die Zykluszeit lässt sich daraus ableiten:

$$\Delta t_{zyk1} = \frac{\tau_{on,prov}}{\beta_1} \quad \Delta t_{zyk2} = \frac{\tau_{on,prov}}{\beta_2} \quad (25)$$

Für die provisorische Zeitkonstante $\tau_{on,prov}$ verwenden wir den Mittelwert aus den Anfahrzeitkonstanten der Anfahrversuche Punkt 3 und 4 in Tabelle 4. Dazu approximiert man den gemessenen Wärmeleistungsverlauf mittels des einfacheren Ansatzes (13) und bestimmt daraus die beiden provisorischen Anfahrzeitkonstanten oder man dividiert die Minderwärmeproduktion durch die Differenz aus Dauerleistung und Startleistung.

$$\Delta Q_{mind_{\infty}} = (\dot{Q}_{ss} - \dot{Q}_0) * \tau_{on} \Rightarrow \tau_{on} \quad (26)$$

Für die Anfahrleistung $\dot{Q}_0$ ist die *gemessene* Anfahrleistung einzusetzen, während für die Dauerleistung $\dot{Q}_{ss}$ die *approximierte* Dauerleistung einzusetzen ist. Damit können β_1 und β_2 und damit die Zykluszeiten für die Taktmessung nach Punkt 5 in Tabelle 4 festgelegt werden.

7.3.2 Zeitablauf

Abb. 30 zeigt den zeitlichen Ablauf der Prüfmessungen, welche in unserem Beispiel am Montag eingerichtet werden. Dann folgt die Auskühlphase für den Arbeitspunkt A, die um 18.00 Uhr beginnt und bis zum Morgen dauert usw. Die Messungen sind dementsprechend am Donnerstag Morgen um ca. 0700 Uhr fertig. So präsentiert sich der zeitliche Ablauf wie in nachfolgender Darstellung gezeigt:

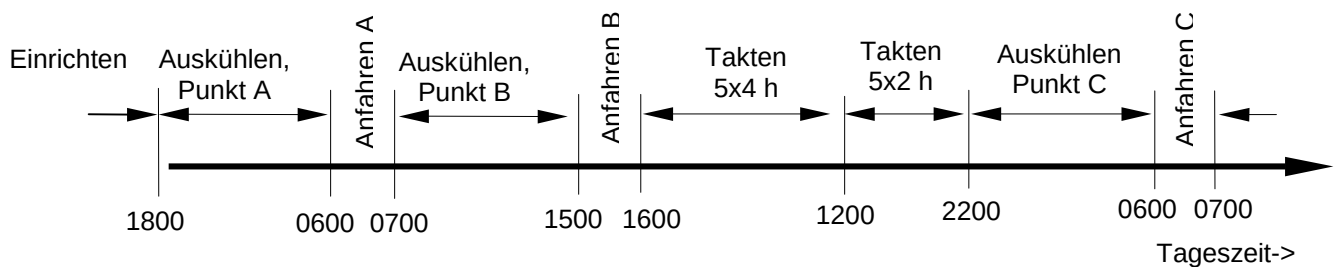


Abb. 28: Zeitlicher Ablauf für die dynamischen Prüfungen

Die Arbeitspunkte und deren Messreihenfolge ist, wie oben dargestellt, nach praktischen Gesichtspunkten ausgewählt worden, da so die Quellen- und Senkentemperaturen minimal verändert werden müssen. Zuerst wird für die Arbeitspunkte A und B eine Quelleneintrittstemperatur von -10°C eingestellt. Die Senkeneintrittstemperatur für den ersten Punkt beträgt 25°C und kann dann nach der ersten Messung auf 45°C erhöht werden. So muss für den letzten Arbeitspunkt nur noch die Quellentemperatur von -10 auf $+10^{\circ}\text{C}$ verändert werden. Vor allem das Verändern der Quellentemperatur in der Kaltzelle benötigt bei einer trägen Kammer, wie beim verwendeten NTB-Prüfstand, viel Zeit, bis die ganze Masse „eingeschwungen“ ist. Besonders für dynamische Messungen ist aber ein träger Prüfstand von Vorteil, da dann selbst beim Einschalten oder Ausschalten der Wärmepumpe die Quellentemperatur relativ stabil bleibt.

7.4 Auswertungen

Bei den Auswertungen verwenden wir für die Bestimmung der *Minderwärmeproduktion* den erweiterten Ansatz von Shafai (15+16), während für die *Bestimmung der Anpasskonstanten* der Funktion f_{dyn} der einfachere Ansatz (6) gewählt wird. Damit lässt sich die Zahl der Anpasskonstanten und der Stützwerte auf insgesamt 5 reduzieren.

7.4.1 Funktion f_1

Für die Ermittlung der Funktion f_1 zieht man die Messungen aus den drei Kaltstarts heran (Arbeitspunkte A, B, C). Zwecks besserer Genauigkeit bei der Bestimmung der Minderwärmeproduktion approximiert man die Wärmeleistungsverläufe des Kondensators mittels des *erweiterten* Ansatzes von Shafai:

$$\dot{Q}(t) = \dot{Q}_{\text{ss}} * \frac{K * x_1(t) + x_2(t)}{1 + K} \quad (27)$$

wobei x_1 und x_2 wie folgt definiert sind:

$$\begin{aligned} x_1(t) &= (x_{01} - 1) * e^{-\frac{t}{\tau_{\text{on1}}}} + 1 \\ x_2(t) &= (x_{02} - 1) * e^{-\frac{t}{\tau_{\text{on2}}}} + 1 \end{aligned} \quad (28)$$

Für die Startleistung gilt:

$$\dot{Q}_0 = \dot{Q}_{\text{ss}} * \frac{K * x_{01} + x_{02}}{K + 1} \quad (29)$$

Darin bedeuten:

$\dot{Q}_{\text{ss}}$	Dauerleistung [W]
$\dot{Q}_0$	Startleistung [W]
K	Gewichtungsfaktor
x_{01}, x_{02}	Anpassungskonstanten
$\tau_{\text{on1}}, \tau_{\text{on2}}$	Anfahrzeitkonstanten [s]

Die sechs unbekannten Anpasskonstanten $\dot{Q}_{\text{ss}}, K, x_{01}, x_{02}, \tau_{\text{on1}}, \tau_{\text{on2}}$ können beispielsweise mit dem Tabellenkalkulationsprogramm EXCEL bestimmt werden. Mit Hilfe dieses Ansatzes kann nun die Minderwärmeproduktion berechnet werden:

$$\Delta Q_{\text{mind}\infty} = \frac{K + \delta}{K + 1} * (\dot{Q}_{\text{ss}} - \dot{Q}_0) * \tau_{\text{on1}} \quad (30)$$

Damit erhält man drei Stützwerte für die Funktion f_1 , mit denen die Approximationskonstanten a, b und c für den Approximationsansatz von f_1 bestimmt werden können. Dieser Approximationsansatz lautet:

$$f_1 = \Delta Q_{\text{mind}\infty} = a + b * (T_{\text{s,ein}} - T_u) + c * T_{\text{q,ein}} \quad (31)$$

7.4.2 Funktion f_{dyn}

Für die Funktion f_{dyn} wird der einfachere Ansatz (6) von Shafai verwendet:

$$f_{\text{dyn}} = \left[\frac{(1 - e^{-\frac{\alpha}{\beta}}) * e^{\frac{\alpha-1}{\gamma * \beta}}}{1 - e^{-\frac{\alpha}{\beta}} * e^{\frac{\alpha-1}{\gamma * \beta}}} \right] * \left[1 - e^{-\frac{\alpha}{\beta}} \right] \quad (32)$$

In diesem Ansatz stehen zwei Anpasskonstanten β und γ , welche ihrerseits die Anfahrzeitkonstante τ_{on} und die Abstellzeitkonstante τ_{off} enthalten. Die Grössen β und γ sind wie folgt definiert:

$$\beta \equiv \frac{\tau_{\text{on}}}{\Delta t_{\text{zyk}}} \quad \gamma \equiv \frac{\tau_{\text{off}}}{\tau_{\text{on}}} \quad (33)$$

Für die Bestimmung der Zeitkonstanten τ_{on} und τ_{off} von f_{dyn} werden zwei Taktmessungen durchgeführt (Punkt 5 in Tabelle 4). Die Zyklusdauern werden mit Formel (25) berechnet. Die relative Laufzeit α ist 0.5. Die Messungen für Punkt 5 sehen je 5 Messzyklen vor. Für die Ermittlung der Funktion f_{dyn} ziehen wir die Zyklen 3 bis 5 heran. Es stehen somit zwei Stützwerte von f_{dyn} für die Bestimmung der zwei Unbekannten τ_{on} und γ (resp. τ_{off}) zur Verfügung. Leider ergibt sich nicht immer eine Lösung dieses Gleichungssystems. Wir schlagen daher folgendes Vorgehen vor. Man ermittelt die Anfahrzeitkonstanten nach der Gleichung

$$\tau_{\text{on}} = \frac{\Delta Q_{\text{mind}}}{(\dot{Q}_{\text{ss}} - \dot{Q}_0) * \left[1 - e^{-\frac{\Delta t_{\text{on}}}{\tau_{\text{on}}}} \right]} \Rightarrow \tau_{\text{off}} \quad (34)$$

Diese Gleichung wird nach τ_{on} aufgelöst (numerische Lösung erforderlich). Als nächstes bestimmt man die Abstellzeitkonstante τ_{off} resp. γ mit dem Ansatz (32).

7.4.3 Absolute und relative Minderwärmeproduktion

Damit steht der vollständige Satz von Gleichungen für die Bestimmung der Minderwärmeproduktionsfunktion zur Verfügung. Sie lautet

$$\Delta Q_{\text{mind}} = f_1 * f_{\text{dyn}} \quad (35)$$

Für die relative Minderwärmeproduktion ϕ_{mind} gilt:

$$\phi_{\text{mind}} = \frac{\Delta Q_{\text{mind}}}{\dot{Q}_{\text{ss}} * \Delta t_{\text{on}}} = \frac{f_1(T_q, T_{s,\text{ein}} - T_u) * f_{\text{dyn}}(\Delta t_{\text{on}}, \Delta t_{\text{off}})}{\dot{Q}_{\text{ss}}(T_q, T_s) * \Delta t_{\text{on}}} \quad (36)$$

7.5 Praktische Erprobung des Prüfprozederes

Das oben vorgeschlagene Prüfprozedere wurde durchgeführt und die erhaltenen Prüfergebnisse präsentieren sich in Tab. 5. Für das Bestimmen des Minderwärmeverlaufes für die Funktion f_1 wird im Prüfprozedere ein in beiden Dimensionen linearer Ansatz verwendet. Dieser sieht wie folgt aus:

$$\Delta Q_{\text{mind}_{\infty}} = a + b * (T_{\text{s,ein}} - T_u) + c * T_{\text{a,ein}} \quad (37)$$

darin bedeuten:	a,b,c :	Anpasskonstanten	[-]
	T _{s,ein} :	Senkeneintrittstemperatur	[K]
	T _{q,ein} :	mittlere Quelleneintrittstemperatur	[K]

Aus zeitlichen Gründen musste für den Arbeitspunkt B anstelle von Q-10S45 der Punkt Q-10S35 verwendet werden. Diese Messungen sind aber trotzdem repräsentativ für die Validierung des Prüfprozedere. Tab. 5 zeigt die wichtigsten Mess- und Auswertedaten für die fünf Messungen.

Tab. 5: Auswerteresultate Prüfprozedureremessungen

Die Werte wurden innerhalb der nachfolgenden Bereiche ermittelt	Messreihe	Anzahl Zyklen		Zyklusdauer	Laufzeitdauer	Laufzeitverhältnis	Quelle ein		Senke ein	Umgebungs-temperatur Wärmepumpe		Umgebungs-temperatur Kompressor		Zeitkonstante 1 Verzögerungsglied Zeitkonstante1 2 Verzögerungsglieder Zeitkonstante2 2 Verzögerungsglieder			Startleistung approximiert	Startleistung gemessen		Hazleistung stationär approximiert	Hazleistung stationär gemessen	Elektr. Leistung	Wärmeniederprod.				
	gemittelt während Betrachtungsdauer						x	x	x					x	x	x	x	x	x								
	gemittelt während Stationärdauer																			x	x						
	gemittelt über Laufzeit										x	x										x					
	gemittelt über Stillstandszeit											x	x										x				
Dateiname		Gesamt	für Auswertung	Mittelwert	Mittelwert	alpha	Mittelwert	St.abw. vom Einzelwert	Mittelwert	Stillstandsphase	Laufzeitphase	Stillstandsphase	Laufzeitphase	Mittelwert	Mittelwert	Mittelwert	Mittelwert	Mittelwert	Mittelwert	Mittelwert	Mittelwert	Mittelwert	St.abw. vom Einzelwert	Minimum	Maximum		
		[-]	[-]	[min]	[min]	[-]	[°C]	[K]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[s]	[s]	[s]	[W]	[W]	[W]	[W]	[W]	[Wh]	[Wh]	[Wh]	[Wh]		
Q-10S25-II-10-Prüf.Approx-Vs.1.6.erg.xls	ungetakter Betrieb	2	1	547	57	0.10	-12.8	0.0	24.6	18.9	18.6	12.6	13.7	43	26	100	-6880	-5507	7300	7389	2609	190	0	190	190		
Q10S45-II-10-Prüf.Approx-Vs.1.6.erg.xls		2	1	517	56	0.11	6.7	0.0	44.0	27.8	27.8	25.6	27.8	40	40	40	-14020	-11064	10854	11009	4034	277	0	277	277		
Q-10S35-II-10-Prüf1.Approx-Vs.1.6.erg.xls		1	1	53	49	0.91	-11.0	0.0	34.2	20.6	20.4	13.4	14.9	49	28	76	-13127	-11412	7243	7315	3096	289	0	289	289		
Q-10S35-III-050-2-Prüf1.Approx-Vs.1.6.erg.xls	getakter Betrieb	4	3	119	57	0.48	-12.3	1.0	34.4	19.9	19.7	17.6	17.8	106	13	124	-2054	-1514	7272	7049	3078	252	4	246	256		
Q-10S35-III-050-4-Prüf1.Approx-Vs.1.6.erg.xls		4	3	239	117	0.49	-12.5	0.7	34.4	20.2	19.9	17.0	17.6	87	15	105	-4342	-3677	7272	7158	3093	267	2	264	270		

Nachfolgend ist in Abb. 29 der Verlauf der maximalen Minderwärmeproduktion f_1 für unendlich lange Lauf- und Stoppzeiten dargestellt. Die approximierten und die gemessenen Werte liegen recht gut beieinander.

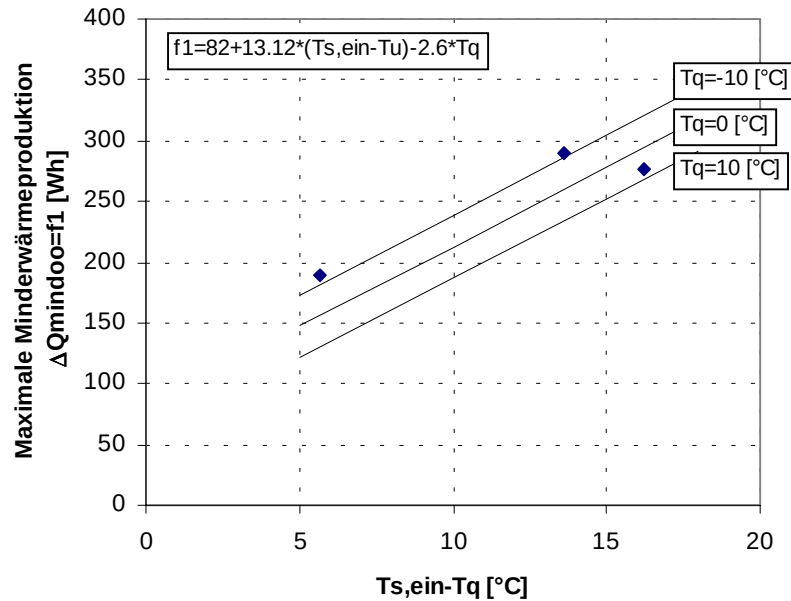


Abb. 29: Maximale Minderwärmeproduktion (Funktion f_1) aus den Prüfprozedere-Messungen bestimmt

Man vergleiche die erhaltenen Anpasskonstanten der Funktion f_1 mit denjenigen in Abb. 15 (Kap. 6). Die Steigung und der Abstand der Geraden mit konstanter Quelltemperatur sind fast identisch mit den Verläufen in Abb. 15. Einzig bei der Anpasskonstanten a sind leichte Unterschiede festzustellen, die messtechnisch bedingt sind. Die Abweichung beträgt 27 [Wh], was nicht dramatisch ist. Dies ist auf die kleine Zahl von nur 3 Stützwerten beim Prüfprozedere zurückzuführen, die eine höhere Unsicherheit bei der Bestimmung der Anpasskonstanten bewirkt.

Aus den Anfahrversuchen mit unendlich langer Zykluszeit (Punkte A, B und C) erhält man Anfahrzeitkonstanten von 53, 50 und 55 [s]. Der Mittelwert dieser Anfahrzeitkonstanten beträgt 51 [s]. Damit bestimmt man die Zykluszeiten für die beiden Taktmessungen nach Punkt 5 in Tabelle 4. Im vorliegenden Fall lauten diese Zykluszeiten 1020 und 2040 Sekunden⁷. Aus den beiden Taktmessungen wurden zwei Anfahrzeitkonstanten gewonnen. Da es u.U. schwierig ist, mit den üblichen Klimakammern so kurze Zykluszeiten zu fahren, müssen die Zykluszeiten allenfalls höher gewählt werden⁸. Das Verfahren lässt dies zu.

Wie oben erwähnt, wird die Minderwärmeproduktion mit dem erweiterten Ansatz von Shafai bestimmt. Für die Funktion f_{dyn} hingegen wird der einfachere Ansatz (6) benutzt. Die Anfahrzeitkonstante muss nun aus dieser Minderwärmeproduktion abgeleitet werden, um konsistente Ergebnisse zu erhalten:

$$\tau_{\text{on}} = \frac{\Delta Q_{\text{mind}}}{(\dot{Q}_{\text{ss}} - \dot{Q}_0) \left[1 - e^{-\frac{\Delta t_{\text{on}}}{\tau_{\text{on}}}} \right]} \quad (38)$$

⁷ Wegen eines Missverständnisses wurden längere Zykluszeiten gefahren als nach dieser Formel berechnet. Aus zeitlichen und budgetären Gründen konnte die Messung mit den empfohlenen Zykluszeiten nicht wiederholt werden. Dies tut jedoch dem prinzipiellen Ablauf keinen Abbruch.

⁸ Die Arbeitsgruppe TC113/WG7 des CEN, die sich mit der Ausarbeitung einer Teillastprüfnorm für Wärmepumpen befasst, hat aus den gleichen Gründen die Zyklusdauer provisorisch auf 30 Minuten für Laufen und Stillstand angehoben.

Mit den Werten in den Zeilen 4 und 5 der Tab. 5 erhält man für f_{dyn} und τ_{on} die in Tab. 6 angegebenen Werte.

Die in γ enthaltene Abstellzeitkonstante τ_{off} wird wie folgt ermittelt. Man kennt aus den beiden Taktmessungen die Stützwerte f_{dyn} und die dazugehörigen Versuchsparameter α und β . Damit verbleibt in (32) als einzige Unbekannte γ resp. τ_{off} . Man bestimmt nun für beide Stützwerte von f_{dyn} die Abstellzeitkonstante τ_{off} (Tabelle 6). Durch Mittelwertbildung für die beiden Anfahr- und Abstellzeitkonstanten gewinnt man die für f_{dyn} gültigen Zeitkonstanten⁹:

Tab. 6: Ermittelte Zeitkonstanten:

Messung	f_{dyn}	τ_{on} [s]	τ_{off} [s]	γ
1	0.891	97.3	1676	18.0
2	0.957	82.7	2335	28.2
Mittelwert		90.0	2005	23.1

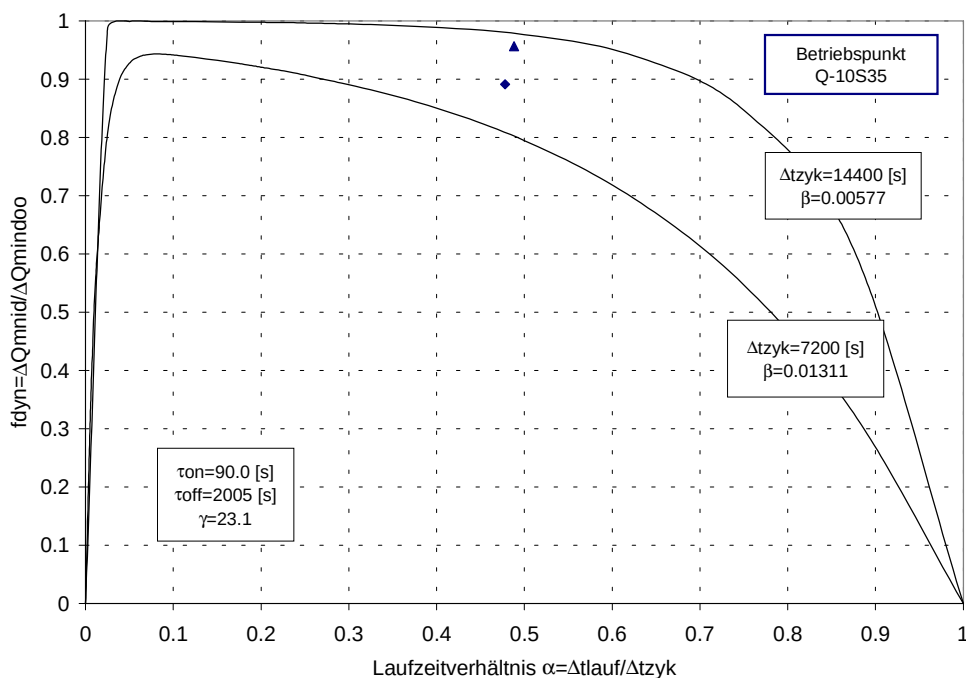


Abb. 30: Darstellung der Funktion f_{dyn} in Funktion des Laufzeitverhältnisses α und der Zyklusdauer Δt_{zyk} . Die Anpasskonstanten wurden aus den Prüfprozedere-Messungen bestimmt. Die Zykluszeiten wurden zu lange gewählt, so dass die Stützpunkte zu nahe am oberen Rand zu liegen kommen.

Die beiden Approximationskurven in Abb. 30 geben die Stützwerte nicht exakt wieder. Dies ist auf die Annahme konstanter und für beide Stützwerte identischer Zeitkonstanten (τ_{on} und γ) zurückzuführen. Die Verwendung des erweiterten Ansatzes von Shafai würde dies etwas mildern. Es ist jedoch darauf hinzuweisen, dass auch dieser Ansatz von konstanten, d.h. von den Senken- und Quellentemperatur unabhängigen Zeitkonstanten ausgeht. Es wären mit diesem erweiterten Ansatz 6 Anpasskonstanten zu bestimmen.

⁹

Es wäre an sich naheliegend, sowohl τ_{on} als auch γ simultan aus den beiden Stützwerten für f_{dyn} zu gewinnen. Es hat sich jedoch gezeigt, dass keine mathematische Lösung des Problems existiert. Daher wurde das Auswerteverfahren im dargelegten Sinne geändert.

8 Fehlerbetrachtung

Wir unterscheiden zwei Arten von Unsicherheiten. Einerseits geht es um die mathematischen Unsicherheiten bei der Bestimmung der Stützwerte für die Funktionen f_1 und f_{dyn} . Andererseits stimmen die den Funktionen f_1 und f_{dyn} zugrunde gelegten Modelle nicht völlig mit der Wirklichkeit überein. Dadurch ergeben sich weitere Unsicherheiten in der Vorausberechnung der Minderwärmeproduktion.

Für die Bestimmung der Anpasskonstanten im Algorithmus der Minderwärmeproduktion sind eine Anzahl Stützwerte erforderlich, die aus Messungen an einer Wärmepumpe erschlossen werden müssen. Diese Messungen und die dazugehörigen Auswertemethoden beinhalten Unsicherheiten, die aus drei Quellen stammen:

- Unsicherheiten (Messfehler) der verwendeten Messeinrichtungen (vor allem Messfühler)
- Schwankungen der Wärmeleistung der Wärmepumpe infolge von zufälligen Änderungen der Randbedingungen (Quellentemperatur, Senkentemperatur) oder der Wärmepumpe selbst (z.B. Expansionsventil)
- Ungenauigkeiten der Auswertemethode, d.h. nicht exaktes Anpassen des Modells an den tatsächlichen Verlauf der Wärmeleistung

Bei der Fehlerbetrachtung stellen wir für einmal nicht die Instrumentenfehler in den Mittelpunkt, sondern die methodisch bedingten Unsicherheiten. Die Instrumentenfehler sind gering und entsprechen denen im Prüfstand Töss. Sie treten mit Blick auf die methodisch bedingten Unsicherheiten in den Hintergrund. Die Instrumentenfehler betragen 1.94 % im Falle der Wärmeleistung und 0.5 % für die elektrische Leistungsaufnahme (siehe Anhang D)

8.1 Funktion f_1

Die Unsicherheit der Bestimmung der Funktionswerte von f_1 stellen wir als Vertrauensintervall nach Walpole und Myers [7] dar. Das Vertrauensintervall gibt im vorliegenden Fall an, in welchem Bereich ein mit dem Approximationsansatz in Abb. 15 berechneter Wert für f_1 mit dem wahren Wert des gleichen Arbeitspunktes übereinstimmt. Das nachfolgend berechnete Vertrauensintervall gilt für eine 90%-ige Wahrscheinlichkeit, dass sich der wahre Wert und berechneter Wert in diesem Vertrauensintervall befinden.

Für das Vertrauensintervall gilt nach [7]

$$\hat{f}_1 - t_{\alpha/2} * s * \sqrt{1 + x_0' * A^{-1} * x_0} < f_1 < +t_{\alpha/2} * s * \sqrt{1 + x_0' * A^{-1} * x_0} \quad (38)$$

Hier bedeuten:

$\hat{f}_1$	der mit dem Ansatz in Abb. 15 berechnete Wert für f_1
f_1	der wahre Wert von f_1
$t_{\alpha/2}$	ein Faktor, der die gewünschten Vertrauenswahrscheinlichkeit erfasst
s	Standardabweichung
x_0	Arbeitspunkt für f_1 ($1; T_{s,\text{ein}} - T_u; T_q$)

Für die Standardabweichung gilt:

$$s = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (f_{1i} - \hat{f}_1)^2}{n - k - 1}} \quad k = \text{Anzahl unabhängiger Variablen (=2)} \quad (39)$$

Die Matrix A lautet:

$$A = x * x' \quad (40)$$

x ist der Vektor mit allen gemessenen Arbeitspunkten $(T_{s,ein} - T_{q,i})$ und $T_{q,i}$

Mit diesen Annahmen und den 17 gemessenen Stützwerten für die Funktion f_1 erhalten wir als maximales Vertrauensintervall:

$$\Delta f_1 = \pm 28 \text{ [Wh]}$$

8.2 Funktion f_{dyn}

Die bisherigen Auswertungen haben gezeigt, dass die Voraussetzungen für den zugrunde gelegten Minderwärmeproduktionsansatz nicht exakt zutreffen. Dies gilt insbesondere für die Annahme, dass die Zeitkonstanten für das Anfahren und Abstellen der Maschine unabhängig von den Temperaturparametern seien. Trotzdem wurde für das ergänzende Prüfprozedere für den Prüfstand Töss auf diesem Ansatz aufgebaut. Es stellt sich somit die Frage, wie gross die dadurch verursachten Abweichungen von der Wirklichkeit sind (Abb. 31).

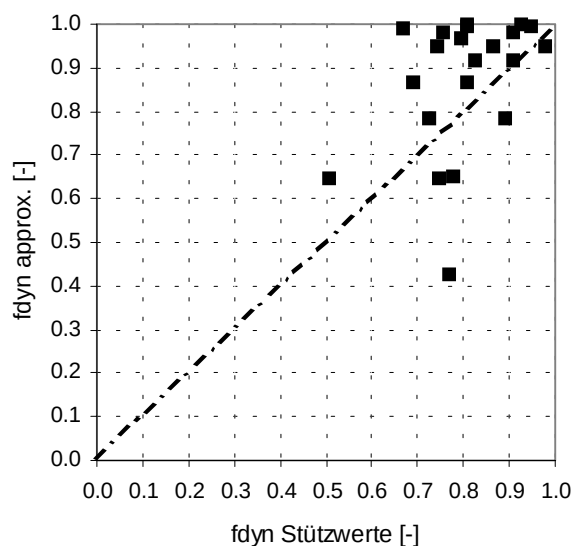


Abb. 31: Verteilung der mit Ansatz (6) berechneten f_{dyn} -Werte

Wir könnten die Frage mit der gleichen Methode wie oben für die Funktion f_1 beantworten. Wir erhielten mit den gleichen Annahmen für das Vertrauensintervall:

$$\Delta f_{dyn} = \pm 0.38$$

Dieser Wert ist unrealistisch hoch. Er mag im Bereich von $f_{\text{dyn}}=0.5$ gültig sein. Er hat zudem die Eigenschaft, dass das Vertrauensintervall zu f_{dyn} -Werten unter 0 oder über 1 führen kann. Beides ist auf Grund der Annahmen auszuschliessen. Die Unsicherheit in der Voraussage der f_{dyn} -Werte nimmt für $f_{\text{dyn}} > 0$ oder $f_{\text{dyn}} > 1$ auf null ab. In diesen Bereichen führen selbst grosse Unsicherheiten bei den Zeitkonstanten τ_{on} und τ_{off} nur zu marginalen Unsicherheiten bei f_{dyn} . Dies liegt in der Struktur des Ansatzes (6) begründet.

Wir haben daher einen zweiten Weg für die Abschätzung der Unsicherheit von f_{dyn} begangen. Die Abbildungen 17 und 18 zeigen, dass die Zeitkonstanten τ_{on} der getakteten Messungen etwa um den Faktor 1.4 um den Mittelwert aller Punkte variieren.

Wir variieren nun die Anfahrzeitkonstanten τ_{on} um diese Bandbreite und erhalten damit die Verläufe in Abb. 32.

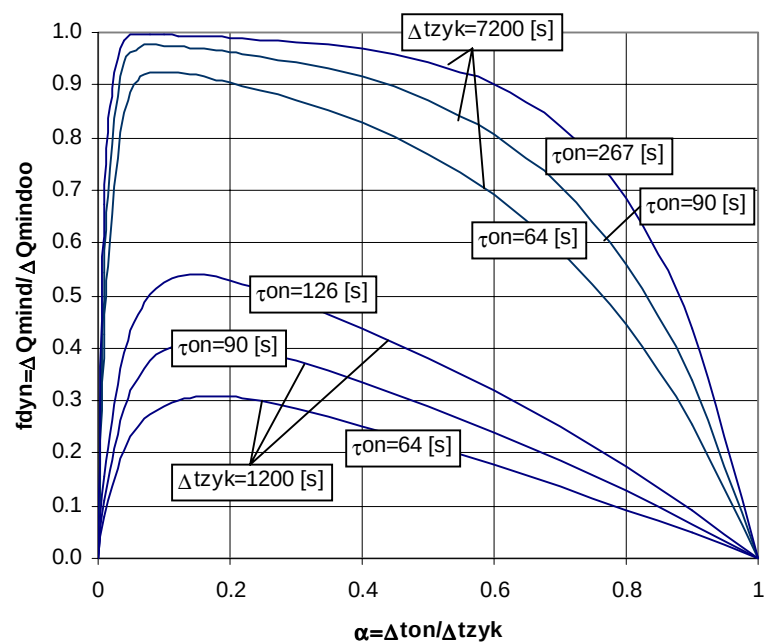


Abb. 32: Verläufe der Funktion f_{dyn} mit unterschiedlichen Zeitkonstanten τ_{on} . Die Berechnungen basieren auf der Anfahrzeitkonstante des Prüfverfahrens

Die Verläufe geben einen Eindruck über die Unsicherheiten der f_{dyn} -Werte. Man erkennt, dass die Unsicherheit der Bestimmung von f_{dyn} für Werte von $f_{\text{dyn}} > 0$ resp. $f_{\text{dyn}} > 1$ gegen null strebt.

9 Literaturverzeichnis

- [1] Hinder B., Ehrbar M. Prüfreglement für die Prüfung von Luft/Wasser-Wärmepumpen auf dem Prüfstand Töss, 2. Rev., WPZ Töss, Winterthur, 1996
- [2] Shafai E., Ehrbar M., Wirth L. Dynamischer Wärmepumpentest, Phase1, Etappe 3: Modellansatz für die prüftechnische Charakterisierung der Minderwärmeproduktion; Schlussbericht, Bundesamt für Energie; 2000
- [3] Ehrbar M. Feldanalyse von Wärmepumpenanlagen, Erwartungswert, Bundesamt für Energie, 1998
- [4] Roth S. WPZ – Bulletin, Nr. 22, Wärmepumpentest- und Ausbildungszentrum, Winterthur-Töss, 2000
- [5] Lothar Papula Mathematik für Ingenieure und Naturwissenschaftler, Band 3, 2. Auflage, Viewegs, Wiesbaden, 1997
- [6] Unitary Air-Conditioning and Air-Source Heat Pump Equipment
ARI-Standard 210/240, 1989
- [7] Walpole, R. E., Myers R.H. Probability and Statistics for Engineers and Scientists
3. Auflage, MacMillan Publishing Company, London

10 Symbolverzeichnis

ΔQ_{mind}	Minderwärmeproduktion	Seite 17
$\Delta Q_{\text{mind},\infty}$	Maximale Minderwärmeproduktion bei unendlich langen Zykluszeiten	Seite 18
$\dot{Q}_{\text{ss}}$	Dauerleistung der Wärmeabgabe	Seite 19
$\dot{Q}_0$	Wärmeabgabeleistung beim Start der Wärmepumpe ($t=0$)	Seite 24
$\Delta \dot{Q}_{\text{start}} = \dot{Q}_{\text{ss}} - \dot{Q}_0$	Wärmeabgabedifferenz zwischen Dauerleistung und Startleistung	Seite 24
f_{dyn}	Funktion, die den Einfluss der Zeitparameter auf die Minderwärmeproduktion erfasst	Seite 18
$T_q, T_{q,\text{ein}}$	Quellentemperatur, Quelleneintrittstemperatur	Seite 17
$T_s, T_{s,\text{ein}}$	Senkentemperatur, Senkeneintrittstemperatur	Seite 17
a, b, c	Anpasskonstanten der Funktion f_1	Seite 18
τ_{on}	Anfahrzeitkonstante in der Funktion f_{dyn}	Seite 19
$\tau_{\text{on}0}$	Anfahrzeitkonstante des einfacheren Ansatzes für die Anfahrleistung	Seite 24
$\tau_{\text{on}1}, \tau_{\text{on}2}$	Anfahrzeitkonstanten des erweiterten Ansatzes von Shafai	Seite 25
τ_{onel}	Anfahrzeitkonstante der elektrischen Leistungsaufnahme	Seite 39
τ_{off}	Fiktive Abstellzeitkonstante in der Funktion f_{dyn}	Seite 19, 27
α	Relative Laufzeit der Wärmepumpe ($=\Delta t_{\text{on}}/\Delta t_{\text{zyk}}$)	Seite 19
β	Verhältnis von Anfahrzeitkonstante zu Zykluszeit	Seite 19
γ	Verhältnis von Abstellzeitkonstante τ_{off} zu Anfahrzeitkonstante τ_{on}	Seite 19
δ	Verhältnis von $\tau_{\text{on}2}$ zu $\tau_{\text{on}1}$	Seite 27
Δt_{on}	Laufzeit der Wärmepumpe	Seite 17
Δt_{off}	Stillstandszeit der Wärmepumpe	Seite 17
Δt_{zyk}	Zykluszeit= $\Delta t_{\text{on}}+\Delta t_{\text{off}}$	Seite 25
x_{01}, x_{02}	Amplituden im erweiterten Ansatz von Shafai	Seite 26
$P_{\text{el}}(t)$	Elektrische Leistungsaufnahme beim Start	Seite 39
$P_{\text{el},\infty}$	Elektrische Dauerleistungsaufnahme	Seite 39

A. Herstellerangaben zur Wärmepumpe

Betriebspunkt	Point de fonctionnement	[°C]	A2 / W35	A-5 / W45	A-8 / W45
Heizleistung	Puissance de chauffage	[kW]	9.3 ⁽¹⁾	8.0	7.5
Kälteleistung (Umweltwärme)	Puissance frigorifique (Energie de l'environnement)	[kW]	6.5	4.6	4.1
el. Aufnahmeleistung	Puissance électrique absorbée	[kW]	2.8 ⁽²⁾	3.4	3.4
COP (Leistungszahl)	COP (Coefficient de performance)		3.31	2.33	2.18

Elektrische Daten	Données électriques	Einheit / Unité	Wert / Valeur
Nennspannung	Tension nominale	V	3 x 400
Betriebsstrom max.	Courant de fonctionnement max	A	7.5
Anlaufstrom	Courant de démarrage	A	51 (30 ⁽³⁾)
Blockierstrom LRA	Courant à rotor bloqué LRA	A	51
Absicherung in der Zuleitung	Fusible (à action retardée) sur conducteur	A	16 träge

Wärmeabgabe	Distribution de chaleur	Einheit / Unité	Wert / Valeur
Heizwasserdurchsatz	Débit eau de chauffage	l/h	950
Heizwasseranschluss	Raccordement eau de chauffage	Zoll / pouces	1
Druckverlust Kondensator	Perte de charge au condenseur	mbar	30
Vorlauftemperatur max.	Température de départ max	°C	45 (A-15)
		°C	55 (A-5)

Wärmegewinnung	Source de chaleur	Einheit / Unité	Wert / Valeur
Ventilatorleistung	Puissance abs. ventilateur	W	220
Luftmenge	Débit d'air	m³/h	3500
max. zul. Druckverlust Zuluft- + Abluftkanal	Perte de pression adm. à l'aspiration et au refoulement	Pa	30
Lufttemperatur min.	Temp. air min.	°C	-15
Abtauleistung	Puissance de dégivrage	W	ca. 3300
Anteil Abtauzeit von Laufzeit	Part du temp. de fonctionnement pour le dégivrage	%	7 - 17

Wärmepumpe	Pompe à chaleur	Einheit / Unité	Wert / Valeur
Abmessungen (Höhe x Breite x Tiefe)	Dimensions (hauteur x larg. x prof.)	mm	1470 / 1200 / 760
Geräusch (Freifeld 5m)	Niveau sonore	dB	45
Kompressoren vollhermetisch	Compresseurs hermétiques	Stk. / pces.	1
Arbeitsmittelfüllung R407C	Quantité de fluide frigorigène R407C	kg	4.2
Gewicht	Poids	kg	250

(1) Nenn-Heizleistung nach EN 255	(1) Puissance de chauffage nominale selon norme EN 255
(2) el. Nennleistung P _{NT}	(2) Puissance électrique nominale P _{NT}
(3) mit Anlaufstrombegrenzer	(3) avec limiteur de courant de démarrage

Technische Änderungen vorbehalten /	Sous réserve de modifications techniques
-------------------------------------	--

Tab. A1: Herstellerangaben Wärmepumpe

B. Kondensatorleistungskorrektur

Die Heizleistung der Wärmepumpe verändert sich hauptsächlich in Abhängigkeit der Quelleneintritts- und der Senkenaustrittstemperatur. Da die Kaltzelle des Prüfstandes vom Kühlbetrieb beim Einschalten der Wärmepumpe augenblicklich in den Heizmodus wechseln muss, kann kurzfristig der Sollwert nicht stabil gehalten werden. Diese Änderung der Quellentemperatur hat einen Einfluss auf die Heizleistung der Wärmepumpe. Mit den nachfolgenden Erläuterungen wird die Theorie für die Korrektur der Heizleistung aufgebaut.

Die Basis für die Korrektur der Kondensatorleistung bildet ein Modell von Ehrbar [3], welches die Heiz- und die elektrische Leistung in Abhängigkeit der Quellen- und Senkentemperatur mit einem mathematischen Ansatz erfasst. Da die Prüfstandwärmepumpe auf dem Prüfstand des Wärmepumpenprüfzentrums Töss (WPZ) ausgemessen wurde, sind Stützwerte vorhanden. Nachfolgend werden diese in der Tabelle B1 aufgeführt:

Prüfpunkt	Quellentemperatur	Senkentemperatur	Heizleistung	Elektr. Leistung	COP
	[°C]	[°C]	[W]	[W]	[-]
A20W35	20	35	15'900	2'700	5.8
A10W35	10	35	14'100	2'700	5.2
A7W35	7	35	11'100	2'800	4.0
A2W35	2	35	9'600	2'800	3.4
A-7W35	-7	35	7'800	2'800	2.8
A20W50	20	50	14'900	3'700	4.0
A15W50	15	50	14'500	3'700	3.9
A7W50	7	50	12'500	3'700	3.3
A2W50	2	50	9'600	3'700	2.6
A-7W50	-7	50	7'800	3'700	2.1

Tab. B1: Prüfdaten von dem Wärmepumpenprüfzentrum Töss (WPZ) [4]

Ehrbar entwickelte einen Ansatz um diese Leistungsverläufe mathematisch zu erfassen. Dieser sieht wie folgt aus:

$$\dot{Q}_{\text{approx1}} = \left(a + b \cdot T_{Q,\text{ein}} + c \cdot T_{Q,\text{ein}}^2 + d \cdot \tanh(T_{Q,\text{ein}}) \right) \cdot (1 - e \cdot (T_{S,\text{aus}} - 35)) \quad (\text{B1})$$

darin bedeuten:

a...e :	Anpasskonstanten	[-]
$T_{Q,\text{ein}}$:	Quelleneintrittstemperatur	[°C]
$T_{S,\text{aus}}$:	Senkenaustrittstemperatur	[°C]

Abb. B1 zeigt die Modellgenauigkeit, indem die gemessenen Tössdaten und die approximierten Wärmeleistungen verglichen werden. Der mittlere Approximierungsfehler beträgt ca. 4 %. Die hyperbolische Term „Tangens hyperbolicus“ (Tanh) berücksichtigt in diesem Ansatz die Heizleistungseinbusse infolge der Abtauung. In unserer Untersuchung können wir jedoch davon ausgehen, dass zum einen nur wenig Vereisung des Verdampfers auftritt und zum anderen die Abtaueinrichtung überbrückt ist. Aus diesem Grund benötigen wir einen Kondensatorleistungsverlauf ohne Abtaueinfluss. Die Anpasskonstanten a...e werden demzufolge mit obigem Ansatz bestimmt, da die Messdaten vom Wärmepumpenprüfzentrum (WPZ) den Abtauanteil enthalten.

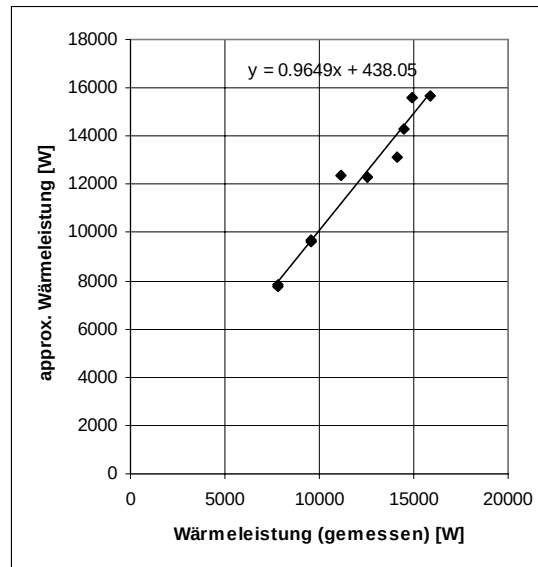


Abb. B1: Modellgenauigkeit: Vergleich der gemessenen Werte des WPZ Töss der mit dem Ansatz (A1) approximierten Wärmeleistungen

Für die Berechnung des Korrekturfaktors der Wärmeabgabe wird hingegen der hyperbolische Term (Tanh) weggelassen, da so der Verlauf unterhalb von 7°C nicht versetzt wird. Der Ansatz für diese Berechnung zeigt sich dann wie folgt:

$$\dot{Q}_{\text{approx}} = (a + b \cdot T_{Q,\text{ein}} + c \cdot T_{Q,\text{ein}}^2) \cdot (1 - e \cdot (T_{S,\text{aus}} - 35)) \quad (\text{B2})$$

darin bedeuten:	a...e :	Anpasskonstanten	[-]
	$T_{Q,\text{ein}}$:	Quelleneintrittstemperatur	[°C]
	$T_{S,\text{aus}}$:	Senkenaustrittstemperatur	[°C]

Abb. 2 zeigt den auf Basis des obigen Ansatzes berechneten Wärmeleistungsverlauf der Wärmepumpe SATAG AW110Hi. Der Verlauf ohne Abtauung verwendet den Ansatz (B2) und der Verlauf mit Abtauung denjenigen von (B1). So sind wir in der Lage aufgrund der gemessenen Quellen- und Senkentemperatur die Heizleistung nach WPZ zu bestimmen.

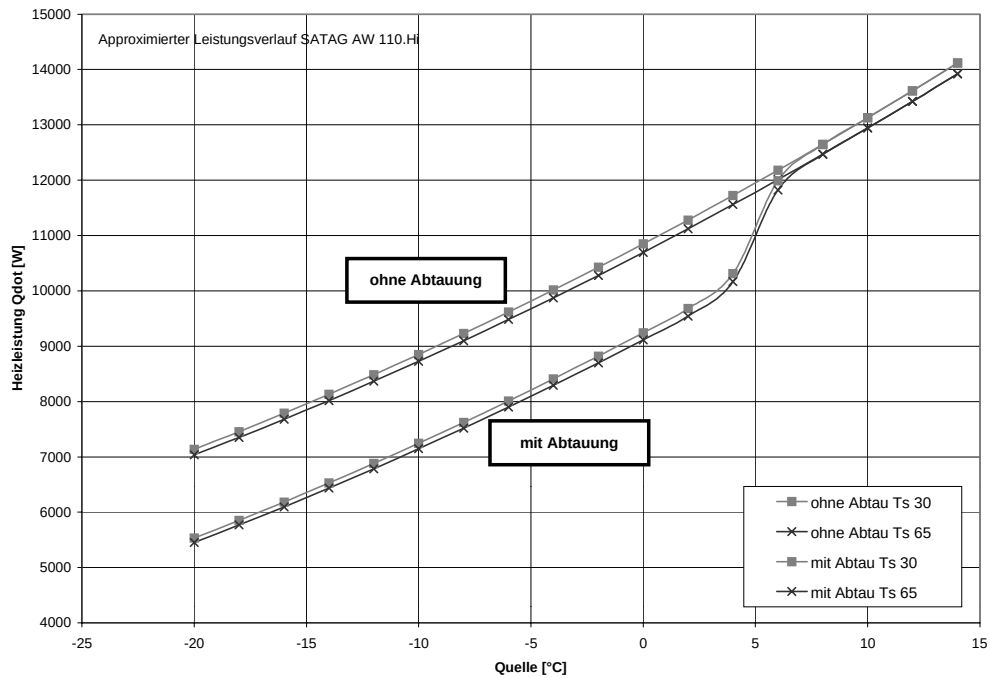


Abb. B2: Berechnete Leistungskurven mittels Modellrechnung. Die eine Kurve zeigt den Verlauf mit und die andere ohne Berücksichtigung der Abtauung.

Dafür wird ein Korrekturfaktor F_{korr} bestimmt. Mit diesem kann dann die aus unseren Messungen bestimmte Heizleistung korrigiert werden. Wir kennen die effektive Quellentemperatur und die Sollquellentemperatur. Diese wird aus den Messungen im Beharrungszustand ermittelt, indem der Mittelwert gebildet wird:

$$\bar{T}_{q,\text{ein},\text{soll}} = \frac{1}{n-i+1} \cdot \sum_i^n T_{q,\text{ein},i} \quad (\text{B3})$$

darin bedeuten:

$\bar{T}_{q,\text{ein},\text{soll}}$:	Mittlere Quelleneintrittstemperatur (Soll)	[°C]
i :	Messpunktnummer zu Beginn des stat. Bereichs	[-]
n :	Messpunktnummer am Ende des stat. Bereichs	[-]

Der Korrekturfaktor F_{korr} wird dann wie folgt gebildet:

$$F_{\text{korr}} = \frac{\dot{Q}_{\text{approx}}(\bar{T}_{q,\text{ein},\text{soll}}, T_{s,\text{aus}})}{\dot{Q}_{\text{approx}}(T_{q,\text{ein}}, T_{s,\text{aus}})} \quad (\text{B4})$$

darin bedeuten:

$\bar{T}_{q,\text{ein},\text{soll}}$:	Mittlere Quelleneintrittstemperatur (Soll)	[°C]
$T_{q,\text{ein}}$:	Gemessene Quelleneintrittstemperatur (Ist)	[°C]
$T_{q,\text{aus}}$:	Gemessene Senkenaustrittstemperatur	[°C]

Die Korrekturfaktoren verändern sich nun in Abhängigkeit der Quellen- und Senktemperatur und der Abweichung der Quellentemperatur. Abb. B3 veranschaulicht den Verlauf der Korrekturfaktorkurven. Auf der x-Achse ist die gemessene Quellentemperatur aufgeführt. Die Kurvenparameter bilden nun die Quellensollwerte von – 10 bis +10°C (von unten nach oben) und zusätzlich verschieben sich die Kurven gering infolge der Senktemperatur. Das Diagramm hat jeweils eine obere Kurve für 30°C Senkenaustrittstemperatur und eine untere für 65°C. In einem Beispiel haben wir eine gemessene Quellentemperatur von 0°C und die Quellentemperatur sollte einen Wert von –

5°C aufweisen bei einer Senkenaustrittstemperatur von 30°C. Es resultiert ein Korrekturwert von 0.90. Multipliziert man diesen mit der effektiv vorhandenen Kondensatorleistung erhält man die effektiv, korrigierte Kondensatorleistung bei der Sollquellentemperatur.

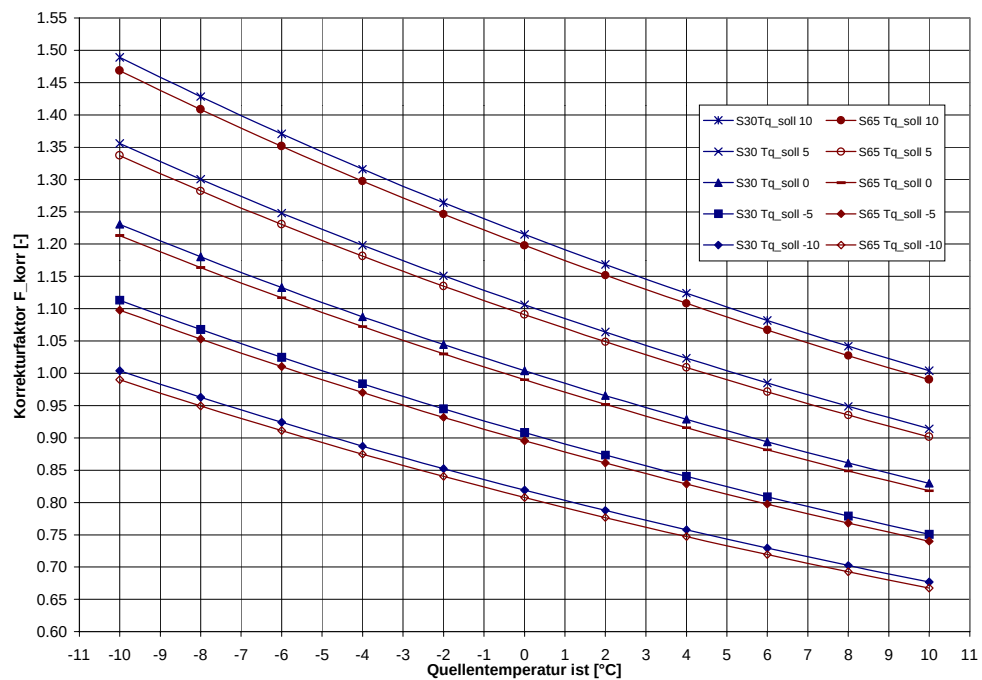


Abb. B3: Korrekturfaktoren bei gegebener Quelleneintrittstemperatur (x-Achse) und einem Quellensollwert (Kurvenparameter). Die höhere Kurve gehört zu der Senkenaustrittstemperatur 30°C und die tiefere Kurve zu 65°C.

Die effektive, korrigierte Kondensatorleistung wird wie folgt berechnet:

$$\dot{Q}_{korr} = F_{korr} \cdot \dot{Q}_{mess} \quad (B5)$$

darin bedeuten:	$\dot{Q}_{korr}$:	korrigierte Kondensatorleistung	[W]
	$\dot{Q}$:	gemessene Kondensatorleistung	[W]
	F_{korr} :	Korrekturfaktor	[-]

C. Herleitung der Minderwärmeproduktion mit dem erweitertem Ansatz von Shafai

Aufgrund der gemessenen Transienten an der Klimakammer des NTB wurde die Modellstruktur des einfachen nicht-physikalischen Modells von einem Verzögerungsglied erster Ordnung auf eine Parallelschaltung zweier Verzögerungsglieder erster Ordnung erweitert. Diese Struktur ist im Bild 1 dargestellt.

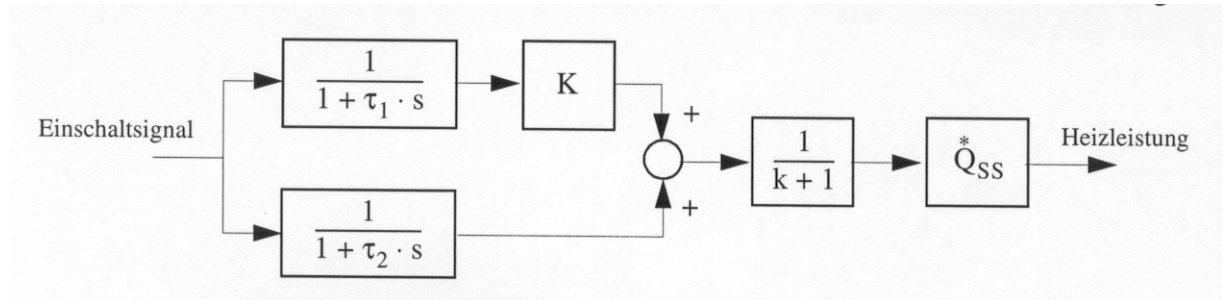


Abb. C1: Erweiterte Modellstruktur des einfachen nicht-physikalischen Modells

$$\dot{Q}(t) = \dot{Q}_{ss} \cdot \frac{K \cdot x_1(t) + x_2(t)}{1 + K} \quad (C1)$$

Für $x_1(t)$ und $x_2(t)$ die nachfolgenden Ausdrücke in der Gleichung (C1) ein:

$$x_1(t) = (x_{01} - 1) \cdot e^{-\frac{t}{\tau_{on1}}} + 1 \quad (C2)$$

$$x_2(t) = (x_{02} - 1) \cdot e^{-\frac{t}{\tau_{on2}}} + 1 \quad (C3)$$

Die Startleistung $\dot{Q}_0$ berechnet sich wie folgt:

$$\dot{Q}_0 = \dot{Q}_{ss} \cdot \frac{K \cdot x_{01} + x_{02}}{K + 1} \quad (C4)$$

Mit einer geeigneten Wahl der Anfangsbedingungen für die beiden Verzögerungsglieder erster Ordnung kann dieses Modell die Einschalttransiente der Heizleistung besser approximieren als ein einziges Verzögerungsglied erster Ordnung (vgl. Abb. C3).

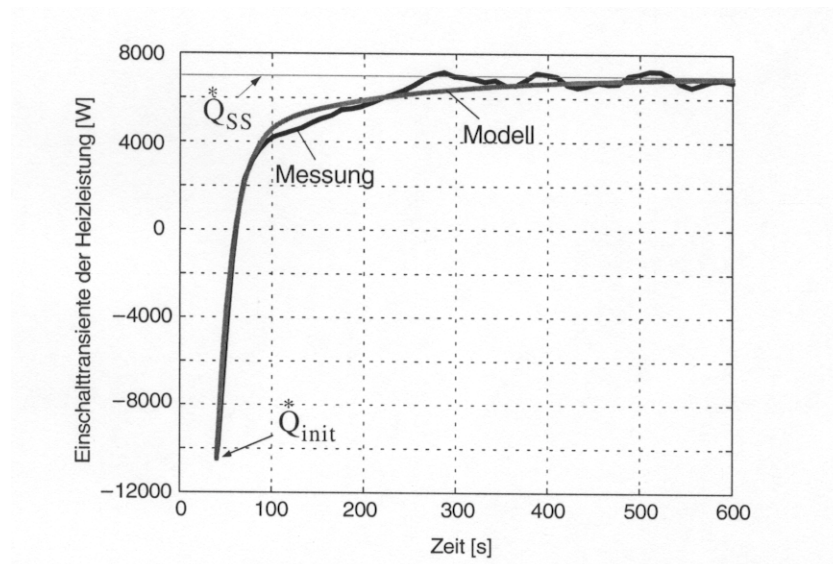


Abb. C2: Vergleich Messung und Approximation mit der erweiterten Modellstruktur

Diese Modellstruktur führt zum folgenden Ansatz für f_{dyn} :

$$f_{\text{dyn}} = \frac{\Delta Q_{\text{mind}}}{\Delta Q_{\text{mind}\infty}} = \frac{1}{k + \delta} * \left[k * \frac{\left(1 - e^{-\frac{\alpha}{\beta}}\right)}{1 - e^{-\frac{\alpha}{\beta}} * e^{-\frac{\alpha-1}{\gamma*\beta}}} + \delta * \frac{\left(1 - e^{-\frac{\alpha}{\delta*\beta}}\right)}{1 - e^{-\frac{\alpha}{\delta*\beta}} * e^{-\frac{\alpha-1}{\gamma*\beta}}} \right] \quad (\text{C5})$$

mit

$$f_1 = \Delta Q_{\text{mind}\infty} = \frac{k + \delta}{k + 1} * (\dot{Q}_{\text{SS}} - \dot{Q}_0) * \tau_{\text{on1}} \quad (\text{C6})$$

wobei

$$\alpha = \frac{\Delta t_{\text{on}}}{\Delta t_{\text{zyk}}} \quad \beta = \frac{\tau_{\text{on1}}}{\Delta t_{\text{zyk}}} \quad \gamma = \frac{\tau_{\text{off}}}{\tau_{\text{on1}}} \quad \delta = \frac{\tau_{\text{on2}}}{\tau_{\text{on1}}}$$

darin bedeuten:	$\dot{Q}_{\text{approx}}$	approximierte Kondensatorleistung	[W]
	$\dot{Q}_{\text{SS}}$	stationäre Kondensatorleistung	[W]
	K	Gewichtungsfaktor (Anpasskonstante)	[-]
	X_{01}, X_{02}	Anpasskonstanten	[-]
	$\tau_{\text{on1}}, \tau_{\text{on2}}$	Anfahrzeitkonstanten	[s]
	τ_{off}	Abstellzeitkonstante	[s]

D. Messunsicherheit

In diesem Abschnitt wird die Unsicherheit durch *Instrumentenfehler* bearbeitet.

Die Kondensatorleistung wird nach folgendem Ansatz für jeden Messpunkt berechnet:

$$\dot{Q} = \dot{V}_S \cdot \bar{\rho}_W(T_{S,\text{ein}}, T_{S,\text{aus}}) \cdot c_W \cdot \Delta T_S \quad (\text{D1})$$

darin bedeuten:	$\dot{V}_S$:	Senkenvolumenstrom	[m ³ /s]
	$\bar{\rho}_W$:	Mittlere Dichte von Wasser	[kg/m ³]
	c_W :	Spez. Wärmekapazität von Wasser (4.187)	[kJ/kgK]
	ΔT_S :	Temperaturdifferenz Senkenein- und austritt	[K]

Der mittlere Fehler für die Kondensatorleistung, verursacht durch die Messinstrumente, berechnet sich nun wie folgt:

$$\Delta \dot{Q} = \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{Q}}{\partial \dot{V}_S} \cdot \Delta \dot{V}_S \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}}{\partial \Delta T_S} \cdot \Delta \Delta T_S \right)^2} \quad (\text{D2})$$

Die Ungenauigkeit der Dichte und der spezifischen Wärmekapazität von Wasser sind in der obigen Gleichung vernachlässigt, da deren Fehler sehr klein ist. Differenziert Gleichung (D1) entsprechend Gleichung (D2), so erhält man folgenden Ausdruck für die Fehlerberechnung der Kondensatorleistung:

$$\Delta \dot{Q} = \sqrt{(c_W \cdot \bar{\rho}_W \cdot \Delta T_S \cdot \Delta \dot{V}_S)^2 + (\dot{V}_S \cdot \bar{\rho}_W \cdot c_W \cdot \Delta \Delta T_S)^2} = \dot{Q} \cdot \sqrt{\left(\frac{\Delta \dot{V}_S}{\dot{V}_S} \right)^2 + \left(\frac{\Delta \Delta T_S}{\Delta T_S} \right)^2} \quad (\text{D3})$$

darin bedeuten:	$\Delta \dot{V}_S$:	Fehler Senkenvolumenstrom (0.5 %)	[m ³ /s]
	$\Delta \Delta T_S$:	Fehler der Temperaturdifferenzmessung (0.15 K)	[K]

Der systematische Fehler für die Volumenstrommessung beträgt laut Herstellerangabe 0.5 % des Messwertes, derjenige der Temperaturdifferenz 0.15 K.

Der Messfehler des Wattmeters für die elektrische Leistungsaufnahme beträgt laut Hersteller +/-0.5 %.