

Wolfgang Feist

# **Heizen mit dem Split-Klimagerät?**

**Experiment zum Heizen und Kühlen aus einer räumlich  
konzentrierten Quelle im Passivhaus Darmstadt Kranichstein**







Wolfgang Feist

# **Heizen mit dem Split-Klimagerät?**

**Experiment zum Heizen und Kühlen aus einer räumlich  
konzentrierten Quelle im Passivhaus Darmstadt Kranichstein**

Wolfgang Feist

Institut für Konstruktion und Materialwissenschaften, AB Energieeffizientes Bauen, Universität Innsbruck

© *innsbruck* university press, 2022

Universität Innsbruck

1. Auflage

Alle Rechte vorbehalten.

[www.uibk.ac.at/iup](http://www.uibk.ac.at/iup)

ISBN 978-3-99106-078-9

DOI 10.15203/99106-078-9

## Abstract

Die Energiewende verlangt nach einer Umstellung der Heizungen in nahezu allen Gebäuden von den fossil abhängigen brennstoffbetriebenen Heizkesseln auf eine im Idealfall vollkommen erneuerbare Wärmeerzeugung. Weil die Erschließung bedeutender Mengen an erneuerbarer Energie am einfachsten über Systeme zur Stromerzeugung geht (Windkraftanlagen, Photovoltaik, Wasserkraft) und auch der in gewissem Umfang notwendige erneuerbare Brennstoffeinsatz (sei es durch Holz oder andere Biomasse oder erneuerbar synthetisierte Brennstoffe) grundsätzlich in Kraft-Wärmekopplung erfolgen sollte, ist künftig Strom die bevorzugte Quelle für den Betrieb von neuen oder ausgetauschten Heizsystemen. Direkter Stromeinsatz (Ohmsche Wärme) kommt dabei wegen der geringen Effizienz nicht in Betracht – vielmehr sind hier Wärmepumpen die bevorzugten Energiewandler. Wärmepumpen skalieren im Anschaffungspreis, bei der Wärmequellenschließung und der Installation spürbar mit der zu installierenden Heizleistung. Es empfiehlt sich daher, den Wärmebedarf eines wärmepumpenbeheizten Gebäudes zunächst so weit wie möglich zu senken. Das gelingt im Neubau mit dem Passivhaus und im Altbau durch einen Modernisierungsplan [EnerPHit].

Gebäude mit einer solchen Effizienz weisen dann nur noch Heizlastwerte in einem Bereich von 6 bis 20 W/m<sup>2</sup> auf. Diese Leistungen sind aber so gering (z.B. 2,5 kW für eine ganze Wohnung, dass die Idee naheliegt, kleinste Split-Wärmepumpen, wie sie für die Einzelraum-Klimatisierung vor allem in heißen Klimazonen seit Jahrzehnten eingesetzt werden, auch in Mitteleuropa als Heizwärmequelle zu verwenden. Das ist möglich geworden, da es diese Geräte inzwischen in sehr kleiner Bauart (sog. „Mini-Split“), sehr viel leiser als noch vor einem Jahrzehnt, mit elektronisch geregelten reversiblen Kompressoren und zu günstigen Preisen gibt. Der Aufwand für die Installation eines solchen Gerätes ist ebenfalls ziemlich gering. Vor allem in Asien und in den USA waren daher bereits seit einigen Jahren energieeffiziente Gebäude oft nur mit einem (manchmal auch zwei) solchen Geräten ausgestattet.

Wenig bekannt war bisher von der Effizienz solcher Mini-Wärmepumpen als Heizung in kalten Klimazonen. Das lag vor allem daran, dass die an die Umluft abgegebene Wärme am Kondensator im Innengerät nur schwer und meist ungenau messbar ist – schon gar nicht im praktischen Betrieb in einem Wohngebäude. Um objektive Praxiswerte zu erhalten, wurde daher ein auf solche Geräte abgestimmter Messkanal entwickelt und gebaut, der nach dem Prinzip eines Wärmehählers für das Medium Luft arbeitet. Der Kanal wurde kalibriert und die Fehleranalyse zeigt eine Messgenauigkeit von 3,8% des jeweiligen Messwertes.

Mit dem Kanal wurden mehrere volle Heizperioden des alleinigen Heizbetriebs eines Raumklima-Splitgerätes im Passivhaus Darmstadt Kranichstein getestet. Es zeigt sich, dass das ganze Haus (bei geöffneten Innentüren) mit nur einem solchen Gerät über alle Phasen der Heizperiode komfortabel beheizbar ist. Der Stromverbrauch für den Betrieb der Wärmepumpe liegt dabei je nach Strenge des Winters zwischen 600 und 1100 kWh im Jahr. Das bedeutet, selbst bei hohen Strompreisen, äußerst geringe Heizkosten. Da auch die maximale Heizlast mit um 1000 W sehr gering ausfällt, wäre der Betrieb auch von zig Millionen solcher Geräte am mitteleuropäischen Stromnetz kein Problem – und der Ausbau erneuerbarer Energie kann dann mit dem Umstieg auf Wärmepumpen Schritt halten; Voraussetzung für alle diese Vorteile ist, dass der Wärmebedarf Schritt für Schritt auf die kleinen Maximalleistungen zumindest von EnerPHit-Sanierungen reduziert wird.

Der Bericht dokumentiert die Messergebnisse im Feldversuch, den Aufbau und die Kalibrierung des Messkanals und Validierungen vereinfachter Verfahren zur Vorprojektierung des Einsatzes solcher Splitgeräte.

## Abstract

The energy transition requires a conversion of the heating systems in almost all buildings from the fossil-dependent, fuel-powered boilers to, ideally, completely renewable heat generation. Because the development of significant amounts of renewable energy is easiest via power generation systems (wind turbines, photovoltaics, hydroelectric power) and also the necessary use of renewable fuel to a certain extent (be it wood or other biomass or renewable synthesized fuels i.e. PtG) should be done in combined heat and power generation, in the future electricity will be the preferred source for the operation of new or replaced heating systems. Direct use of electricity (resistance heaters) is out of the question because of the low efficiency - heat pumps are the preferred energy converters here. Heat pumps scale in the purchase price, in the heat source exploitation and in installation costs noticeably with the heat output to be installed. It is therefore advisable to initially reduce the heat demand of a heat pump heated building as much as possible. This is achieved in a new building with the passive house and in existing buildings with the so-called EnerPHit-modernization.

Buildings with such efficiency then only have heating load values in a range from 6 to 20 W/m<sup>2</sup>. However, these loads are so low (e.g. 2.5 kW for an entire apartment) that the idea comes to mind to use the smallest available split heat pumps also as a source for heating in Central Europe. The small HVAC-units used for air conditioning in individual rooms, especially in hot climate zones already for decades, has become possible because these devices are now available in very small designs (so-called "mini-splits"), much quieter than they were a decade ago, with electronically controlled reversible compressors and at low prices. Installation costs of such devices are also quite small. On this reasons energy-efficient buildings have often been equipped with only one (sometimes two) such devices by several projects, especially in Asia and in America.

Until now, little was known about the efficiency of such mini heat pumps used for heating in cold climate zones. This was mainly due to the fact that the heat given off to the circulating air at the condenser in the indoor unit is difficult and mostly imprecise to measure - especially not in practical operation in a residential building. In order to obtain objective practical values, a measuring channel adapted to such devices was developed and built. The channel works by the principle of a heat meter for the medium air. The channel was calibrated and the error analysis shows a measurement accuracy of 3.8% of the respective measured value.

Several full heating periods of the heating operation solely by one such split unit in the passive house in Darmstadt Kranichstein were tested with the channel. It turns out that the whole house (with the interior doors open) can be comfortably heated with just one such device over all phases of the heating period. Depending on the severity of the winter, the power consumption for operating the heat pump is between 600 and 1100 kWh (electricity) per year. This means extremely low heating costs, even with high electricity prices. Since the maximum heating load is also very low at around 1000 W, the operation of tens of millions of such devices within the Central European power grid would not be a problem - and the expansion of renewable energy can under such circumstances keep pace with the switch to heat pumps; A prerequisite for all of these advantages is that the heat requirement is reduced step by step to the small maximum demands, at least using EnerPHit renovation standard.

The report documents the measurement results in the field test, the structure and calibration of the measurement channel and validation of simplified procedures for pre-planning the use of such split devices.



## Inhalt

Abstract.....	5
Abstract(english).....	6
1. Einleitung und Übersicht: Heizen und Kühlen im Passivhaus.....	9
2. Das Experimentalgebäude: Charakteristika Passivhaus Kranichstein .....	9
3. Luft/Luft-Wärmepumpe: Randbedingungen und Aufgabenstellungen .....	12
4. Testbetrieb ohne Enthalpiemessung in der ersten Winterperiode.....	13
5. Übergangsperiode Frühjahr.....	16
5.1. Fensterlüftung.....	17
5.2. Manuelle Jalousien-Steuerung.....	18
5.3. Komfortmessung in der Übergangsperiode.....	19
6. Sommerperiode .....	21
6.1. Sommerbetrieb I: Fensternachtlüftung plus aktive Kühlung.....	21
6.1.1 Betriebsregime des Klimagerätes.....	22
6.2. Sommerbetrieb II: ohne passive Kühlung – nur aktive Umluftkühlung.....	28
6.3. Modellrechnungen zur Temperaturverteilung im Sommer – Vergleich mit Messungen.....	33
7. Übergangsperiode Herbst.....	35
8. Heizperiode 2017/18 mit Messung im Messkanal .....	36
8.1. Zusammenfassende Auswertung der Heizperiode 2017/18 .....	42
8.2. Vergleich mit Bilanzrechnungen mittels PHPP .....	45
9. Messeinrichtungen / Messkanal.....	47
10.Zusammenfassung und Schlussfolgerungen.....	53
Anhang: Komfortbänder für die verschiedenen Jahreszeiten .....	56
Literatur .....	61



## 1. Einleitung und Übersicht: Heizen und Kühlen im Passivhaus

In einem Passivhaus liegen besonders günstige Bedingungen für einfache Lösungen zum Heizen und Kühlen vor: Durch die geringe maximale Heizlast (und Kühllast) können die Wärme- und Kälteerzeuger mit deutlich kleineren Leistungen auskommen; diese liegen hier typischerweise bei maximal 10 W/m<sup>2</sup> [Feist 1988]. Auch die Wärmeverteilung wird bei kleineren Lasten einfacher möglich. Zudem ist die interne thermische Kopplung in einer Wohnung im Passivhaus deutlich stärker als die zu Wärmeverlusten führende thermische Kopplung nach außen. Dadurch stellen sich leichter gleichmäßige innere Temperaturfelder ein als in konventionellen Gebäuden [Feist 1993].

Ein typisches Beispiel ist das seit 1991 bewohnte und systematisch wissenschaftlich begleitete Passivhaus in Darmstadt Kranichstein [Feist 1997a][Feist 2020]. In der westlichen Wohnung dieses Gebäudes wurde im August 2016 als neues System eine Luft/Luft-Wärmepumpe installiert. Zugleich wurde das bisher verwendete Heizkörper-Wärmeverteilsystem außer Betrieb genommen. Das hier dokumentierte Forschungsprojekt hatte zum Gegenstand, die grundsätzliche Funktion der Heizung und Kühlung aus nur *einer* im Erdgeschoss platzierten Umluft-Wärmeverteilung zu klären, die Betriebsparameter aufzuzeichnen, die Komfortbedingungen zu untersuchen und schließlich quantitative Aussagen zur Projektierung und zur Effizienz eines solchen Systems zu gewinnen. Zwei Heizperioden konnten bisher systematisch untersucht werden sowie eine Sommerperiode mit Kühlbetrieb. Die Sommerperiode und die zweite Heizperiode konnten quantitativ mit einem eigens dafür gebauten Zuluft-Messkanal vermessen werden, so dass damit genaue Kennwerte zur Effizienz des Systems vorgelegt werden können.

Für die quantitative Messung an luftbasierten Verteilsystemen, insbesondere bei Feldprojekten, ist generell bekannt, dass sich die für die Bilanz bedeutenden Luftvolumenströme bisher üblicherweise nur ungenau messen ließen. Durch moderne Sensorik und eine sorgfältige Kalibrierung konnte mit dem hier verwendeten Kanal eine Messgenauigkeit besser als 5% beim kontinuierlichen Feldmonitoring erreicht werden [Feist 2018a]. Damit ist es möglich, quantitativ gesicherte Aussagen über die Effizienz von Luft/Luft-Wärmepumpen im praktischen Einsatz zu treffen. Die Messungen werden darüber hinaus mit den Ergebnissen von Modellrechnungen verglichen. Das Ergebnis zeigt, dass eine solche Lösung in einem Passivhaus funktioniert und gute Werte für die Komfortparameter garantiert. Die sommerlichen Arbeitszahlen im Kühlbetrieb sind ausgezeichnet, jedoch nicht so gut wie die von den Herstellern beworbenen Zahlen. Die Jahresarbeitszahlen für den Heizbetrieb sind passabel (um 2), bleiben aber hinter den Erwartungen zurück. Des Weiteren werden Empfehlungen für eine Systemoptimierung gegeben. Alles in allem handelt es sich um eine Systemlösung mit guten Entwicklungschancen.

## 2. Das Experimentalgebäude: Charakteristika Passivhaus Kranichstein

Das Passivhaus Darmstadt Kranichstein ist der 1990/91 gebaute erste Prototyp des Passivhaus-Konzeptes [Feist 1997a]. Beschreibungen zur Planung, zum Bau und zu den charakteristischen Eigenschaften dieses Gebäudes wurden dokumentiert und publiziert [Feist 1997b] [Feist/Werner 1994]. Das Gebäude war von Beginn an mit einer umfassenden und kalibrierten Datenerfassung ausgestattet [Werner 1993]. Damit ließ sich ein systematischer Vergleich der durch thermische Gebäudesimulation erhaltenen Temperaturverläufe mit den Messwerten durchführen und die entscheidenden Algorithmen konnten validiert werden [AkkP 5].

Abbildung 1 zeigt den Schnitt durch das Experimentalgebäude: Entscheidend für das Erreichen geringer Heiz- und Kühllasten ist ein ringsum guter Wärmeschutz inkl. sorgfältiger Reduktion aller Wärmebrücken, wärmegeämmte Fensterrahmen mit Dreischeiben-Wärmeschutzverglasung, sehr gute

Luftdichtheit der Hülle und eine balancierte Wohnungslüftung mit Wärmerückgewinnung (Detailangaben vgl. Tabelle 1).

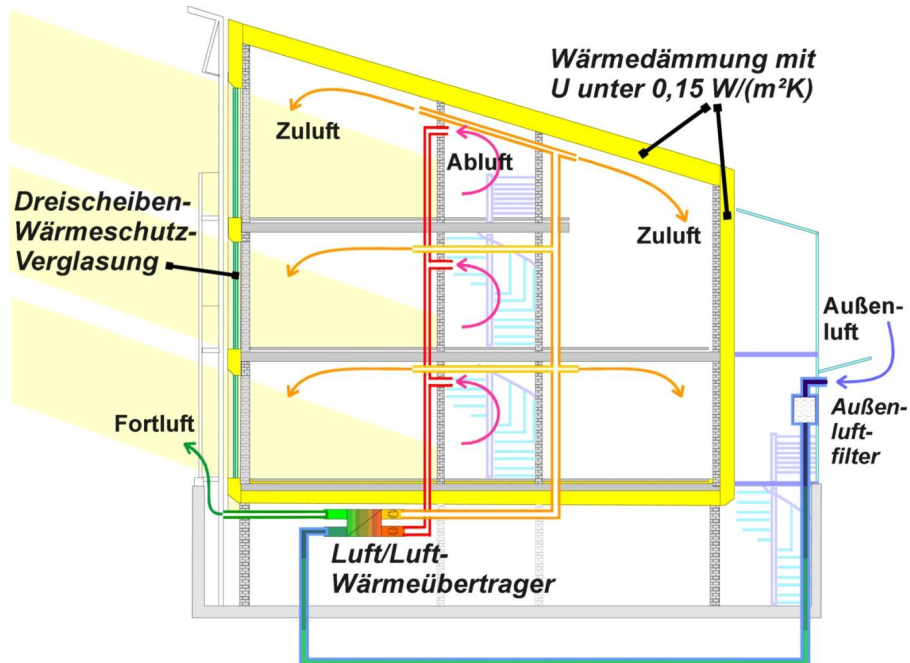


Abbildung 1 Schnitt durch das Passivhaus Darmstadt Kranichstein mit den wichtigsten Elementen energieeffizienter Gebäude im kühl-gemäßigten Klima: Rundum sehr gute Wärmedämmung, Dreischeiben-Wärmeschutzverglasung und Wärmerückgewinnung (Detailangaben vgl. Tabelle 1)

Abbildung 2 zeigt die Südansicht des Gebäudes. Der in diesem Papier beschriebene Feldversuch fand in der linken Wohneinheit der Reihe statt.

Die in Tabelle 1 dokumentierten thermischen Eigenschaften des Gebäudes wurden im Zuge einer Nachuntersuchung nach 25 Jahren Dauernutzung des Hauses erhoben und aktualisiert. Wie im Bericht [Feist/Pfluger 2016] dargestellt, haben sich die entscheidenden Charakteristika des Gebäudes innerhalb von 25 Jahren nicht bedeutend verändert; die  $U$ -Werte der Außenbauteile (insbesondere der Fenster), aber auch die Wärmebrückenverlustkoeffizienten und der Kennwert zur Luftdichtheit ( $n_{50}$ ) entsprechen auch im derzeitigen gealterten Zustand im Rahmen der Messgenauigkeit den ursprünglichen Projektierungswerten des Bauwerks. Mit diesen Werten sind die typischen Wärmeverluste der Wohnung im Winter etwa 67% geringer als in vergleichbaren Neubauten. Interne Wärmequellen und Solargewinne sind im Vergleich dazu etwa ähnlich hoch, so dass sich der Jahresheizwärmebedarf um 80% verringert. Die Daten sind in der Untersuchung [Feist/Pfluger 2016] neu spezifiziert worden – sie liegen auch den Parametern in den Gebäudemodellen [PHPP] zu Grunde und der Zertifizierung des Objektes als Passivhaus. Die dokumentierten guten Kennwerte prädestinieren das Gebäude für Felduntersuchungen der hier durchgeführten Art, da sich alle Randbedingungen präzise bestimmen lassen. Dass diese Qualitäten reproduzierbar sind, zeigen Zehntausende von Nachfolgeprojekten [Feist 2000].



Abbildung 2 Südsicht des ersten Passivhaus-Wohngebäudes; vier Wohneinheiten sind reihenhausähnlich angeordnet.  
Entwurf: Architekten Bott/Ridder/Westermeyer Standort Darmstadt Kranichstein (kühl gemäßigt)(Foto: Feist 2006)

Tabelle 1 Dokumentation der definierenden Gebäudedaten für das Reihenendhaus Darmstadt Kranichstein nach [PHPP] auf Basis des 2016 aufgenommenen Bauzustandes (nach 25 Jahren Betrieb: zertifizierter Datensatz;  $n_{50} = 0,21 \text{ h}^{-1}$ ). (Die Genauigkeit der Kennwerte liegt für die Flächen bei 1%, bei den  $U$ -Werten bei 4%  $\pm 0,005 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ ; Angabe der letzten Stellen für Begrenzung der Fehlerfortpflanzung bei weiteren Berechnungen.)

Kennwerte Kranichstein 2016				U-Mittelwert [W/(m²K)]
Temp.-zone	Flächengruppe	Fläche / Länge	Einheit	
	<b>Energiebezugsfläche</b>	<b>156,00</b>	m²	
<b>Außen</b>	<b>Fenster Nord</b>	<b>11,04</b>	m²	<b>0,812</b>
<b>Außen</b>	<b>Fenster Ost</b>	<b>0,00</b>	m²	
<b>Außen</b>	<b>Fenster Süd</b>	<b>30,42</b>	m²	<b>0,819</b>
<b>Außen</b>	<b>Fenster West</b>	<b>2,00</b>	m²	<b>0,825</b>
<b>Außen</b>	<b>Außenwand Außenluft</b>	<b>139,64</b>	m²	<b>0,136</b>
<b>Keller</b>	<b>Außenwand Erdreich</b>	<b>0,00</b>	m²	
<b>Außen</b>	<b>Dach/Decken Außenluft</b>	<b>84,19</b>	m²	<b>0,099</b>
<b>Keller</b>	<b>Bodenplatte/Kellerdecke</b>	<b>80,93</b>	m²	<b>0,131</b>
<b>außen+1°C</b>	<b>Wintergarten Nord</b>	<b>39,27</b>	m²	<b>0,136</b>
				<b>Ψ [W/(mK)]</b>
<b>außen</b>	<b>Wärmebrücken Außenluft</b>	<b>130,19</b>	m	<b>-0,027</b>
<b>Peri</b>	<b>Wärmebrücken Perimeter</b>	<b>0,00</b>	m	
<b>Keller</b>	<b>Wärmebrücken Boden/Kell.</b>	<b>11,35</b>	m	<b>0,061</b>
<b>Nachbar</b> Bauteile zum Nachbarn				1,659
				$\eta$ [-]
<b>außen</b>	<b>Lüftung</b>	<b>93,60</b>	m³/h $\eta_{WRG}$	<b>82%</b>
<b>Summe thermische Hülle</b>		<b>387,48</b>	<b>m²</b>	<b>0,196 W/(m²K)</b>

### 3. Luft/Luft-Wärmepumpe: Randbedingungen und Aufgabenstellungen

Am 29.8.2016 wurde im Passivhaus Darmstadt Kranichstein eine Luft-Luft-Wärmepumpe (engl.: Climate-Split-Unit) in der Westwand der westlich gelegenen Wohneinheit installiert (vgl. Abbildung 3). Das Gerät besteht aus einer Außeneinheit (Verdampfer im Heizfall sowie Kompressor) und einer Inneneinheit (lüfterunterstützter Konvektor, Kondensator im Heizfall, engl.: „Fancoil“) und weist laut Hersteller eine maximale Heizleistung von 3,2 kW sowie eine maximale Kühlleistung von 2,5 kW auf. Die Inneneinheit wurde in 2,25 m Höhe im nördlichen Raum im Erdgeschoss (Esszimmer) der Wohnung installiert. Vorgesehen war, über einige Jahre das Gerät als alleinige Heizung (und Kühlung) der Wohneinheit zu verwenden und das Systemverhalten sowie die Komfortbedingungen in der Wohnung dabei systematisch messtechnisch zu begleiten; die Lage der Installation innerhalb der Wohnung geht aus Abbildung 4 hervor. Möglich war diese Lösung heute dadurch geworden, dass diese Geräte inzwischen mit kleinen Leistungen und mit sehr geringen Geräuschpegeln verfügbar sind – auch die letztere Frage war Gegenstand des wissenschaftlichen Begleitprozesses.



Abbildung 3 Luft/Luft-Wärmepumpe mit 3.2 kW max. Heizleistung bei der Montage im Passivhaus Darmstadt Kranichstein; links oben: Außeneinheit; links unten: Hochgedämmte Kältemittelleitungen; rechts: Inneneinheit.

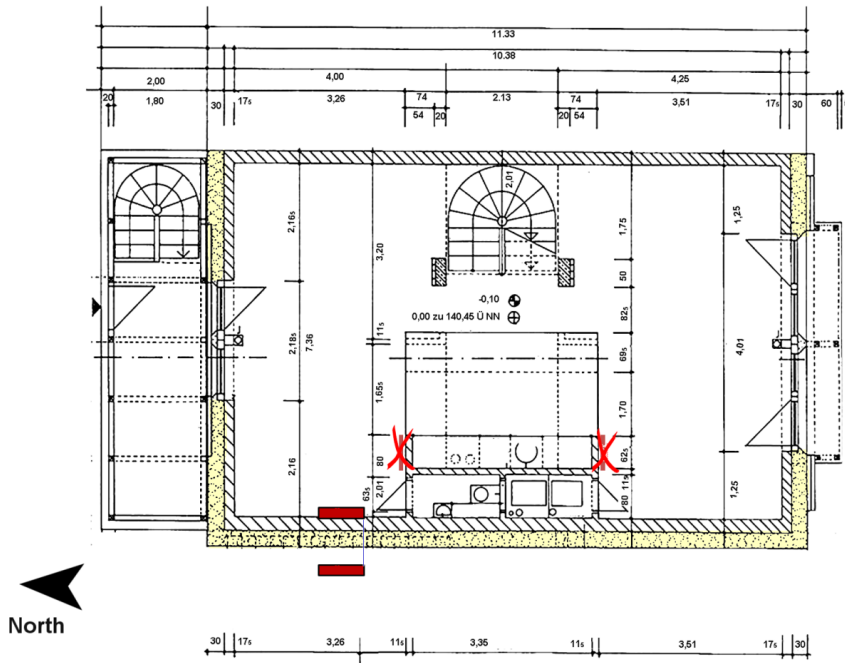


Abbildung 4 Grundriss des Erdgeschosses des Passivhauses Darmstadt Kranichstein mit der Lage der über 26 Jahre verwendeten Heizkörper (durchgestrichen) sowie der Position der 2016 neu montierten Luft-Luft-Wärmepumpe.

#### 4. Testbetrieb ohne Enthalpiemessung in der ersten Winterperiode

Die Ergebnisse zur thermischen Behaglichkeit gehen aus Abbildung 5 hervor. Ein typischer Verlauf der Messwerte in diesem Winterzeitraum 2016/17 am Standort wird in Abbildung 6 mit hoher zeitlicher und thermischer Auflösung dokumentiert.

Bis inklusive 15.1. war es bewölkt und mäßig kalt (typisches mitteleuropäisches Winterwetter), danach folgt eine ausgeprägte Hochdruckwetterlage mit klarem Himmel und daher täglicher bedeutender Solareinstrahlung, aber auch entsprechend starker Abstrahlung von Wärmestrahlung und der daraus resultierenden Abkühlung (in diesem Fall bis ca.  $-7^{\circ}\text{C}$ ).

Die Wärmezufuhr durch die Luft/Luft-Wärmepumpe erfolgt ausschließlich im Nordraum des Erdgeschosses; die Regelung erfolgt im Gerät (wie vom Hersteller vorgesehen) nach der gemessenen Rücklufttemperatur der Luftansaugung der Inneneinheit, die von oben erfolgt. Der eingestellte Sollwert entspricht einer Raumtemperatur von um  $21^{\circ}\text{C}$ ; dieser Wert wird im Erdgeschoss (orange Linie) in der bewölkten Phase auch recht genau eingehalten. Die oberen Geschosse (1. Stock: gelbe Kurve, Dachgeschoss dunkelviolette Kurve) werden dabei noch innerhalb des Komfortbereiches mitgezogen, haben aber auf Grund der zwar geringen, aber messbaren Wärmeverluste in diesen Stockwerken in der Zeit mit bedecktem Himmel eine um etwa  $0,8\text{ K}$  geringere mittlere Temperatur, die nur um die Mittagszeit etwas darüber ansteigt (diffuse Einstrahlung bewirkt hier einen passiven Energieeintrag). Dieser Effekt ist für den Sensor im Dachgeschoss, der sich in einem Südraum befindet, ausgeprägter als für den Sensor im nordausgerichteten Schlafzimmer. Auffällig ist der Temperaturgang im Bad, das jeweils für kurze Zeit zum Duschen mit einem elektrischen Konvektor auf über  $25^{\circ}\text{C}$  aufgeheizt wird. Der

in guter Näherung exponentielle Temperaturabfall nach der Nutzung und dem Abschalten des Konvektors ist gut zu erkennen; durch die (wenn auch zeitlich beschränkte) Energiezufuhr ist die Temperatur im Bad nach Wiedereinstellung des thermischen Fließgleichgewichtes leicht (um 0,5 bis 1 K) höher als im Rest des Hauses. Dazu trägt die Abwärme der Zirkulationsleitungen bei; obwohl auch diese wegen der guten Dämmung sehr gering ist. Beachtenswert ist, dass im Haus unter diesen Bedingungen tatsächlich in den oberen Geschossen geringfügig *niedrigere* Temperaturen herrschen als im Erdgeschoss (entgegen der oft vertretenen Auffassung bzgl. sich einstellender thermischer Schichtung; weil hier ausschließlich im EG geheizt wird und dies den Antrieb für die natürliche Konvektion im Gebäude darstellt). Ab dem 16.01. ändert sich das Bild: Durch die passiv solaren Beiträge heizen sich die Südräume allmählich auf. Das ist insbesondere für das Arbeitszimmer im Dachgeschoss deutlich ausgeprägt. Hier steigen die Temperaturen nun sogar im Januar über den Sollwert auf bis über 23°C. Auch wenn die Spitzen hier teilweise über der oberen Grenze bei Winterkleidung liegen, sind die dabei auftretenden Werte nicht als unbehaglich anzusehen und sie werden nicht so empfunden – vielmehr können die Nutzer darauf einfach z.B. durch Ablegen von Kleidungsstücken reagieren. Auch im Erdgeschoss wird an strahlungsreichen Wintertagen der Sollwert zeitweise allein durch passive Gewinne überschritten. Das ist durch einen Rückgang des Stromverbrauchs der Wärmepumpe ab dem 16.1. erkennbar – der eintritt, obwohl die Außentemperaturen nun im Durchschnitt geringer sind (wodurch höhere Transmissionswärmeverluste und schlechtere Leistungszahlen der Wärmepumpe resultieren).

Insgesamt liegen die Innenraumtemperaturen im gesamten Haus während des Winterzeitraumes innerhalb der Komfortgrenzen (eingezeichnet als hellgrüne bzw. hellrote Linie; Bestimmung vgl. Anhang, hier bewusst eng gesetzt (A-Klasse thermischer Komfort)), abgesehen von den passiv solar bedingten Spitzen in den Südräumen mit den großen Fenstern, die jedoch gerade im Winter als angenehm empfunden werden.

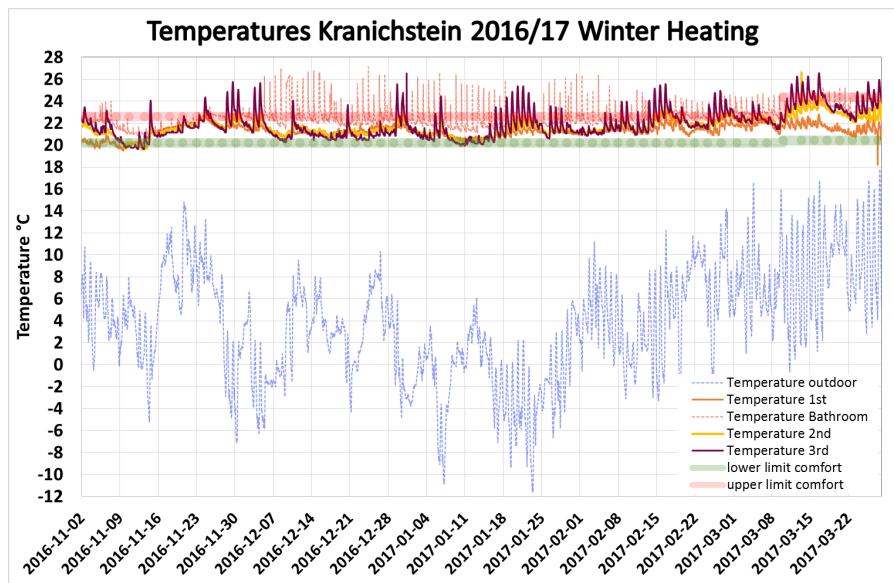


Abbildung 5 Temperaturverläufe in den drei Stockwerken während der Heizperiode 2016/17, Außentemperaturen (blau, Tagesmittelwerte) und Komfortgrenzen (Bänder, rot obere, grün untere) für gegenwärtig typische Winterkleidung.



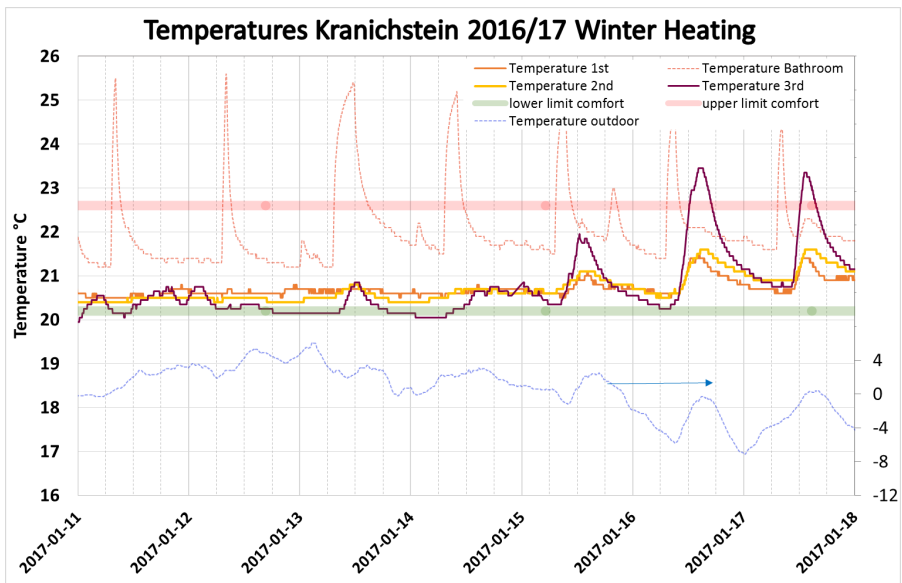


Abbildung 6 Gemessene Temperaturverläufe im Detail zwischen dem 11.1.2017 (Di) und dem 17.1. Geregelt wird die Temperatur im Erdgeschoss (Orange) auf einen Wert von  $\geq 21$  °C. Der Zeitraum zerfällt in eine mäßig kalte bewölkte Periode (bis inkl. 15.1.) und klare, sonnige (jedoch kalte) Wintertage danach. Erläuterungen zu den Temperaturverläufen im Text.

Abbildung 7 zeigt die zugehörigen Stromverbrauchswerte der Wärmepumpe für den gesamten Winterzeitraum. Die tagesmittlere Stromaufnahme lag zwischen 5 und 407 W. Der gesamte Stromverbrauch der Wärmepumpe summierte sich im Winter 2016/17 auf 718 kWh bzw.  $4,6 \text{ kWh}/(\text{m}^2\text{a})$  (Wohnfläche). Das ist ein extrem niedriger Wert, der in etwa dem Jahresverbrauch großer Haushalts-Kühl/Gefrierkombinationen im Bestand entspricht. Weder dieser Verbrauch noch die auftretenden Spitzenleistungen stellen eine signifikante Belastung für das Stromnetz dar – beides wäre problemlos mit einer vollständig auf erneuerbaren Quellen beruhenden Stromversorgung verträglich; vgl. dazu Werte aus [Agora-Energiewende] mit bisherigen typischen Winterlasten unter 80 GW in Deutschland. Die hier beschriebene Wärmepumpenheizung würde maximal 8 GW addieren, nämlich dann, wenn alle deutschen Haushalte so heizen würden. Letzteres ist nicht realistisch, da es auch künftig bei einer Vielzahl unterschiedlicher Heizsysteme bleiben wird, z.B. für die Ballungsräume fernwärmeversorgte Gebiete bevorzugt eingerichtet werden. Vor dem Hintergrund sehr energieeffizienter Gebäude entsprechend des Versuchsobjekts passt die Wärmepumpenheizung auch im flächenumfassenden Umfang somit problemlos in ein nachhaltiges und umweltfreundliches Energiekonzept. Es wird auch deutlich, dass eine so einfache und effiziente Lösung nur bei den hier vorliegenden sehr geringen maximalen Heizlasten funktionieren kann – nicht in der flächendeckenden Umsetzung für durchschnittliche Neubauten mit immer noch vorliegenden spezifischen Heizlasten von um  $40 \text{ W}/\text{m}^2$ ; in letzterem Fall wäre der resultierende Strombedarf im Winter etwa fünfmal so hoch; das wäre einerseits eine hohe Belastung für die Stromnetze und andererseits mit dem nachhaltig verfügbaren erneuerbaren Energieangebot im Winter nicht darstellbar.

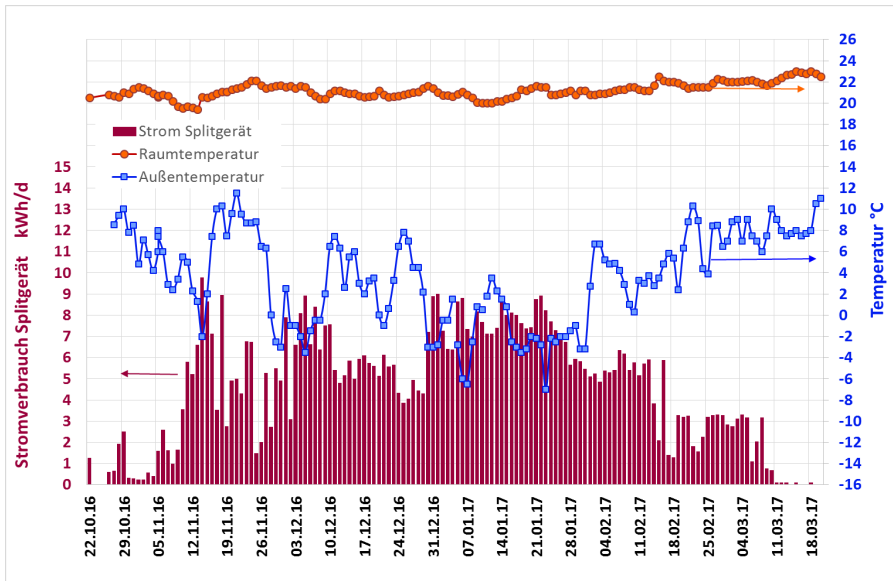


Abbildung 7 Stromverbrauch der Luft/Luft-Wärmepumpe in der Heizperiode 2016/17 (Balken, Tageswerte) sowie Außentemperaturen (blau, Tagesmittelwerte) und Raumtemperaturmittel (rot).

In diesem ersten Winter konnte die vom Splitgerät bereitgestellte Wärme nicht gemessen werden. In [Feist 2018] wurde dennoch eine Prognose der Jahresarbeitszahl auf der Basis eines mit dem PHPP ermittelten Heizwärmebedarfs versucht. Die auf diesem Weg überschlägig ermittelte *Jahresarbeitszahl* des Single-Splitgerätes wurde dort zu  $2,5(\pm 0,6)$  abgeschätzt.

Diese Prognose wird in der hier vorliegenden Publikation in den Folgeperioden überprüft. Der dazu erforderliche Messkanal für die genaue Datenerfassung der Wärmeabgabe des Splitgerätes wurde im Mai 2017 fertig gestellt und ist seither in Betrieb [Feist 2018a].

## 5. Übergangsperiode Frühjahr

Der aktive Heizbetrieb endete am 12. März 2017; die Luft/Luft-Wärmepumpe wurde an diesem Tag vom Netz getrennt (der Stromverbrauch für Heizung und/oder Kühlung war daher ab diesem Tag Null). In den gut drei Monaten zwischen Anfang März und Mitte Juni wurde das Passivhaus bzgl. der Raumtemperierung rein passiv betrieben – es war keine aktive Heizwärme- oder Kühlkälte-Zufuhr erforderlich. Derart lange vollständig passive Perioden sind für den Passivhaus-Standard typisch.

Während des Monats Juni fanden Testläufe des Messkanals zur Kalibrierung der Sensoren statt; u.a. wurde dabei auch ein Kalibrier-Drahtheizregister im Messkanal betrieben; die dabei entstehenden Stromverbrauchswerte waren gering (Gesamtsumme ca. 4 kWh insgesamt bis zum 20.6.2017), die Beeinflussung des Innenklimas dadurch unbedeutend. Die Übergangsperiode endete zum 20.6.2017 mit der Einregulierung des Kühlbetriebs der Luft/Luft-Wärmepumpe.

Entscheidend ist vor allem, dass sich durch die lange Periode mit rein passivem Betrieb eine *klare Trennung zwischen den Zeiten mit Heiz- und Kühlbetrieb* ergibt. Das hat wichtige Konsequenzen für die

technische Ausstattung: In einem energieeffizienten Passivhaus kann aus diesem Grund dasselbe Verteilsystem sowohl für die Wärme- als auch für die Kälteverteilung eingesetzt werden; es ergeben sich keine Nutzungskonflikte, denn für jeden Zeitraum des Jahres ist klar, welcher Betriebszustand gegebenenfalls aktiviert werden muss: Im Klima von Darmstadt gibt es z.B. vor dem 1. Mai und nach dem 30. September grundsätzlich keinen Kühlbedarf und vor dem 15. Oktober sowie nach dem 31. März grundsätzlich keinen Heizbedarf. Meist können die aktiven Systeme noch weit später in Betrieb genommen und früher wieder abgeschaltet werden.

„Passiver Betrieb“ bedeutet per definitionem, dass kein aktives Heiz- oder Kühlsystem verwendet wird. Passiver Betrieb bedeutet jedoch nicht, dass das Gebäude unbeeinflusst in einem unveränderten Betriebszustand sich selbst überlassen wird. Vielmehr setzt der „passive Betrieb“ durchaus das *aktive Einstellen* von Zuständen der Gebäudehülle voraus – wie beispielsweise das Öffnen und Schließen von Fenstern sowie von Verschattungseinrichtungen (in diesem Fall Jalousien). Diese Veränderungen der Hülle werden in der Regel durch die Bewohner vorgenommen; natürlich können sie auch automatisiert werden, was zunehmend durch die Verbesserung elektronischer Regelkomponenten vereinfacht und kostengünstiger wird. Im Fall des Passivhauses Darmstadt Kranichstein werden die Fenster und die Jalousien grundsätzlich allein durch die Bewohner bedient. Das ist ein „aktiver“ Teil beim Leben in einem Passivhaus; Erfahrungen dazu werden im Folgenden genauer beschrieben. Diese Aktivitäten sind im Übrigen nicht auf Passivhäuser beschränkt; sie sind vielmehr bereits seit Jahrhunderten gängige Praxis für die Thermoregulierung in Aufenthaltsräumen. Großteils sind die erforderlichen Maßnahmen für die Bewohner intuitiv, daher leicht von (fast allen) Nutzern umzusetzen; es darf aber nicht verschwiegen werden, dass die Aktivitäten durchaus einen gewissen Zeitbedarf in Anspruch nehmen, dass sie nicht „fehlerfrei“ funktionieren und dass sie z.B. bei längeren Perioden der Abwesenheit durch die dann fehlenden regulierenden Eingriffe zu nicht immer vollständig optimalen Ergebnissen führen; das ist andererseits nicht wirklich relevant, denn bei Abwesenheit gibt es auch keine Komfortanforderungen – es wäre also unerheblich, ob in solchen Zeiten die Komfortgrenzen über- oder unterschritten werden. Freilich muss sichergestellt bleiben, dass es z.B. nicht zu absurden Überhitzungen kommt bzw. dass bei Rückkehr der Bewohner mit vertretbarem Aufwand (z.B. „Fenster aufreißen“) und in vertretbarer Zeit (z.B. ein paar Stunden) akzeptable Komfortbedingungen wieder hergestellt werden können. Beides ist bei Gebäuden im Passivhausstandard leicht möglich, wenn der Abwesenheitsbetriebszustand vernünftig gewählt wurde.

Das nutzergesteuerte Regelprinzip im Passivhaus Darmstadt Kranichstein lässt sich für die Übergangsperiode wie im Folgenden beschrieben zusammenfassen. Dieses Regelprinzip ist verallgemeinerungsfähig – es kann generell für energieeffiziente Gebäude (auch [EnerPHit]-sanierte Gebäude) während Wetterperioden, die zwischen der Heizgrenze des Gebäudes und seiner Kühlgrenze liegen, empfohlen werden. Automatische Regeleinrichtungen, die ein solches Regelschema zu Grunde legen, können künftig für die thermisch passive Betriebsperiode von Gebäuden weite Verbreitung finden.

## 5.1. Fensterlüftung

Solange die Außentemperaturen dauerhaft geringer als die Temperaturen des Komfortbandes sind (d.h. unter 22°C liegen),

- sind die Fenster in der Regel geschlossen.
- Wird es jedoch den Bewohnern im Gebäude „zu warm“, so werden die Fenster geöffnet.
- Wird es den Bewohnern im Gebäude „zu kalt“, so werden die Fenster wieder geschlossen.

Dieses Regelregime funktioniert am Standort zwischen Anfang März und Anfang Mai gut.

In der Zeit zwischen Anfang Mai und Mitte Juni ist ein verändertes Regime empfehlenswert: In diesem Zeitraum sind die solaren Lasten bereits hoch und die Außentemperaturen ebenfalls; zumindest während des hellen Teil des Tages. In diesem Zeitraum steht das passive Kühlhalten des Gebäudes im Zentrum – und das kann am einfachsten durch eine Strategie der Nachtlüftung erreicht werden:

- Jetzt werden (durchaus je nach Witterung) *möglichst viele Fenster während der Nacht* (z.B. ab 22:00) *in Kippstellung* gebracht; dadurch ergibt sich ein dauerhafter Luftwechsel von 0,3-fach bis über 1-fach (je nach Temperaturen und Wind; das Berechnungsblatt „Sommerlüftung“ des Passivhaus Projektierungspaktes erlaubt eine Abschätzung dieses Wertes [PHPP]).
- Die Fenster werden sodann am Morgen wieder geschlossen, möglichst bevor die Außentemperaturen über die Komforttemperaturen ansteigen. (Letzteres abzuschätzen erweist sich ohne Messgeräte übrigens als nicht einfach; in der Experimentalwohnung war es hilfreich, über ein Messsystem mit Temperaturanzeigen zu verfügen. Ergebnisse von [Schnieders 2016] zeigen, dass ein genaues Einhalten der Grenzen aber nicht dringend erforderlich ist; jedenfalls dann nicht, wenn die betreffenden Temperaturunterschiede gering sind, was an den Grenzen der Änderung der Fensterstellung normalerweise der Fall ist.)

Das zuletzt aufgeführte Kontrollregime ist auch für den passiven Betrieb im Sommer geeignet: In den meisten Klimazonen in Deutschland (aber auch auf den britischen Inseln, Skandinavien und Nordosteuropa) erlaubt diese Strategie beim heutigen Klima überwiegend komfortable Bedingungen *während des gesamten Sommers* – mit Ausnahme besonders ausgeprägter Hitzeperioden, die allerdings bisher in Mitteleuropa jeweils nur einige Tage andauern. Vor dem Einbau der Luft/Luft-Wärmepumpe wurde das Passivhaus Darmstadt Kranichstein auch im Sommer mit Erfolg so betrieben [Feist 2018] (siehe den Vergleich in dieser Publikation weiter unten). Mit fortschreitendem Klimawandel könnte sich das allerdings selbst in Europa künftig ändern.

## 5.2. Manuelle *Jalousien-Steuerung*

Solange die *Außentemperaturen dauerhaft geringer* als die Temperaturen des Komfortbandes sind (d.h. unter 22°C liegen), wurden die Jalousien in der Regel offen gehalten und nur ab und zu in Fällen mit störender Direktstrahlung als Blendschutz eingesetzt (Letzteres betrifft nur zwei der südausgerichteten Räume, die jeweils als Arbeitszimmer dienen (OG West und DG West)). Diese Strategie erlaubt es, genügend passiv nutzbare Solarenergie für die Haltung der Temperaturniveaus bis Anfang Mai zu ernten. Das funktionierte im hier untersuchten Passivhaus auch in der strahlungsarmen und relativ kühlen Periode vom 16. April bis 14. Mai 2017; in Gebäuden mit schlechterem Wärmeschutz wäre in dieser Zeit ein erneutes Anwerfen der aktiven Heizung erforderlich gewesen.

*Bei höheren Außentemperaturen* (im vorliegenden Beispiel ab Anfang Mai) wurden die Jalousien zur Vermeidung störender Solarlasten in der warmen Jahreszeit in der Regel tagsüber geschlossen gehalten. Der Anstellwinkel wurde (von Hand) so eingestellt, dass direkte Sonnenstrahlung nicht durchgelassen wird, aber ausreichend Tageslicht ohne Bedarf für Kunstlichtquellen zur Verfügung stand.

### 5.3. Komfortmessung in der Übergangsperiode

Zu prüfen war, ob die *Komfortbedingungen mit dem oben aufgeführten passiven Regelregime in der Übergangsjahreszeit* in den Aufenthaltsräumen des Passivhauses eingehalten werden.

Das Ergebnis zeigt Abbildung 8 in der Übersicht: bis auf kurzzeitige Spitzen im Dachgeschoss und ebenso kurzzeitige Abfälle im Erdgeschoss liegen die Temperaturen im gesamten Zeitraum innerhalb des Standard-Komfortbandes [DIN EN ISO 7730] für üblich bekleidete Personen (Übergangsjahreszeit, Mitteleuropa, Komfortbereich  $20,8^{\circ}\text{C} \leq \vartheta \leq 24,8^{\circ}\text{C}$ , Spezifikation vgl. Anhang). Dies, obwohl die tagesmittleren Außentemperaturen in einem weiten Bereich zwischen  $4^{\circ}\text{C}$  und  $26^{\circ}\text{C}$  lagen; die Regelstrategie für die Fenster und Jalousien führt zu einem komfortablen Innenklima vollständig ohne Heizung und Kühlung von Anfang März bis Ende Juni in einem Passivhaus in diesem Klima.

Im höher aufgelösten Ausschnitt zeigt Abbildung 9 eine wärmere Woche (Außenklima) Ende Mai. Hier sind jetzt insbesondere die nächtlichen Abkühlungen durch das Kippen der Fenster zur Nachtlüftung gut erkennbar, vor allem am 26.5. im Erdgeschoss (EG). Da vor allem dort die kühlere Nachtluft einströmt, wird von ca. 0:00 bis zum Schließen der Fenster in diesem Raum die Komfortgrenze ab und zu kurzzeitig und geringfügig (minimal  $20^{\circ}\text{C}$ ) unterschritten. Da sich solchen Zeiträumen im EG niemand aufhält, ist das tolerierbar.

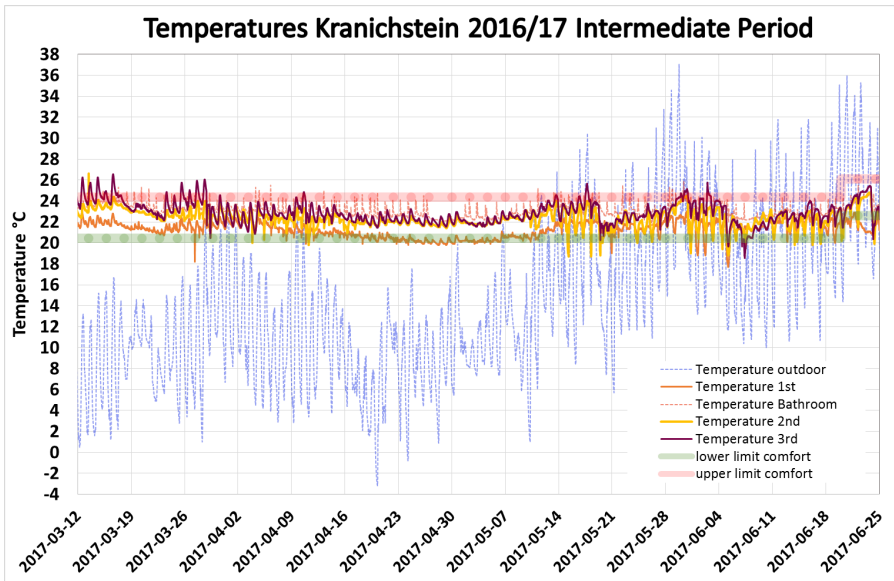


Abbildung 8 Temperaturverlauf in der Übergangsjahreszeit (Frühjahr) 2016/17 ohne aktive Heizung und Klimatisierung inkl. Außentemperaturen (blau) und Komfortgrenzen für normal bekleidete Personen (Bänder hellrot und hellgrün).

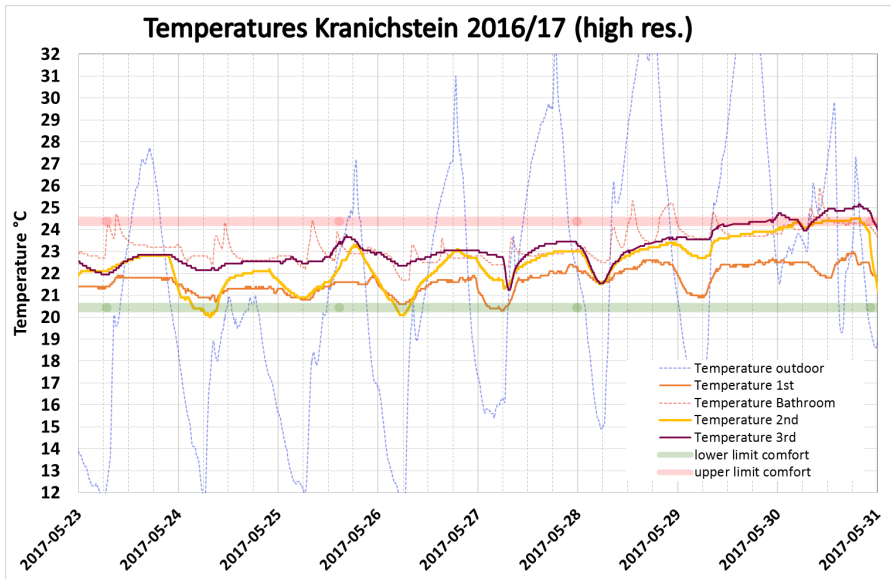


Abbildung 9 Hoch aufgelöster Zeitverlauf in einer warmen Woche im Mai ohne aktive Heizung und Klimatisierung inkl. Außentemperaturen (blau) und Komfortgrenzen für normal bekleidete Personen (Bandgrenzen hellrot und hellgrün).

Den entgegengesetzten Extremfall zeigt Abbildung 10 für zwei Tage kurz nach dem Ende der Heizperiode. Hier wird am 25.3. ab ca. 12:00 die Komforttemperatur (24,4°C) im Dachgeschoss bis 17:00 geringfügig (um 1 K) überschritten, weil die Nutzer sich entschlossen haben, die einfallende Frühjahrssonne nicht abzuschatten.

In diesem Zeitraum wird die Besonnung als ausgesprochen angenehm empfunden (nach dem ausklingenden Winter). Formell ‚eingehaltene‘ Komfortbedingungen wären auch in solchen Wettersituationen in der Praxis leicht dadurch herstellbar, dass Nutzer z.B. die Ärmel aufkrepeln – oder die Verschattung aktivieren; bzw. alternativ ein Fenster öffnen (die Außentemperaturen an solchen Tagen liegen in diesen Zeiträumen deutlich unter 17°C).

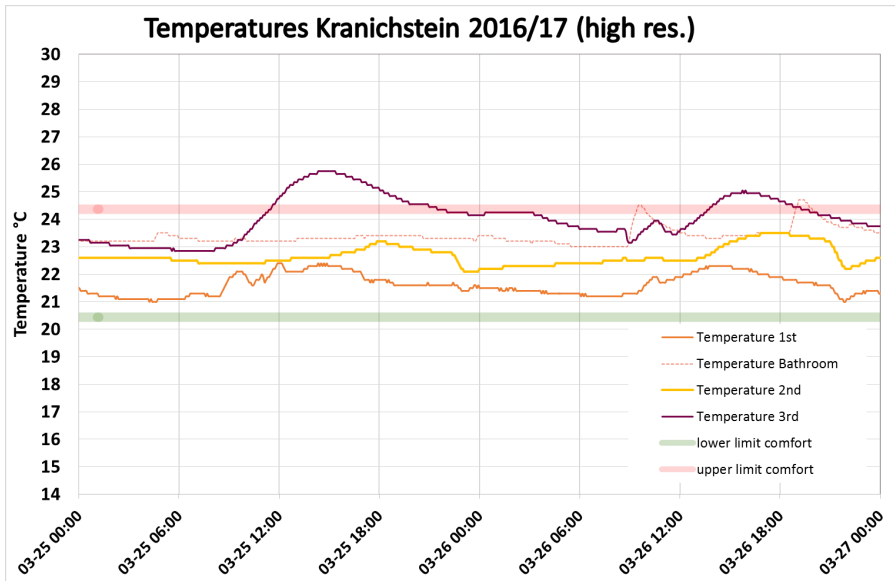


Abbildung 10 Zeitlich aufgelöster Verlauf in einer kühlen Woche im März *ohne aktive Heizung und Klimatisierung* inkl. Komfortgrenzen für normal bekleidete Personen (Bänder hellrot und hellgrün).

## 6. Sommerperiode

In der Sommerperiode 2017 wurden mehrere *unterschiedliche Betriebsweisen* für das Passivhaus Darmstadt Kranichstein untersucht und dokumentiert. Der rein passive Betrieb wurde nicht wiederholt (obwohl dieser prinzipiell möglich wäre und sich in den vorausgehenden Jahren bewährt hat).

### 6.1. Sommerbetrieb I

(20. Juni - 17. Juli '17): Fensternachtlüftung plus aktive Kühlung

In dieser Betriebsart wird die **nächtliche Fensterlüftung** wie im Regelregime der späten Übergangszeit aufrechterhalten: Die Fenster sind regulär geschlossen. Wenn die Raumtemperatur über 23°C liegt und die Außentemperatur geringer als die Raumtemperatur ist, dann werden die Fenster zur Außenluft in Kippstellung gebracht. Sie werden erst dann wieder geschlossen, wenn sich im Raum Temperaturen unter ca. 19,5 °C einstellen – bzw. wenn morgens der letzte Nutzer das Haus verlässt und die Fenster aus Sicherheitsgründen geschlossen werden müssen. Diese Regelstrategie lässt sich gut automatisieren (sie wird z.B. für das Technik-Gebäude der Universität Innsbruck automatisiert eingesetzt). Die **Jalousien** sind in der Regel tagsüber geschlossen (und zwar in einer Blattstellung, die direkte Strahlung der Sonne nicht eintreten lässt, ansonsten aber einen guten Ausblick und angenehme Belichtung sicherstellt). Meist wurden die Jalousien nachts geöffnet (um die Morgensonne erfahren zu können).

Zusätzlich zu diesen passiven Maßnahmen wurde im Juli 2017 das Umluft-Klimagerät im Erdgeschoss mit den im Folgenden beschriebenen Einstellungen in Betrieb genommen.

### 6.1.1. Betriebsregime des Klimagerätes

Für das Gerät wurde ein automatisches Zeitprogramm, das für alle Betriebstage gleich ist, erstellt; die einzelnen Zeitphasen laufen in der gewählten Einstellung bis zum nächsten Umschaltzeitpunkt.

Ab 07:00 (MESZ) Kühlbetrieb mit Lüftung im Flüster-Modus („silent“ kleinste, sehr leise Lüfterstufe, um 130 m<sup>3</sup>/h im Kühlbetrieb), Sollwert der Temperatur auf  $\vartheta_k$ . Laut gerätemeiner Temperaturskala war dieser Wert mit 23°C angegeben. Die Messergebnisse der kalibrierten Lufttemperaturmessung des Thermoelement-Netzes in der Rückluftansaugung des Kanals betragen etwa  $\vartheta_k = 22,75(15)$  °C.

Ab 24:00: Ausschalten des Kühlbetriebs, stattdessen Einschalten eines reinen Umluftbetriebs mit erhöhter Lüfterstufe III (um 255 m<sup>3</sup>/h). Dieses Betriebsintervall erfüllt zwei Funktionen: Erstens wird auf diesem Weg evtl. noch im Gerät befindliches Kondensat abgelüftet, so dass das Gerät vollständig durchtrocknet und zweitens wird innerhalb der 70 Minuten in dieser Betriebsart weitgehendes thermisches Gleichgewicht des Gerätes und des Messkanals mit der Raumluft erreicht; d.h., vorhandene Wärmekapazitäten im Gerät und in der Messapparatur (siehe genauer unter dem Abschnitt zum Messkanal) werden nahezu vollständig entladen. Dadurch ist es möglich, vollständige Energiebilanzen für jeweils einen Betriebstag zu erstellen, da sich der Anfangszustand (01:10 Uhr des Tages) kaum (bzw. nur mit einer genau messbaren geringen Zustandsänderung) vom entsprechenden Zustand am Ende des Tages unterscheidet. Ab 01:10 ist weiterhin reiner Umluftbetrieb eingestellt, allerdings auf Lüfterstufe „Silent“ mit geringstmöglichem Volumenstrom. Dieser Zustand wird beibehalten bis zum nächsten Einschalten des Kühlbetriebs um 07:00 des Folgetages.

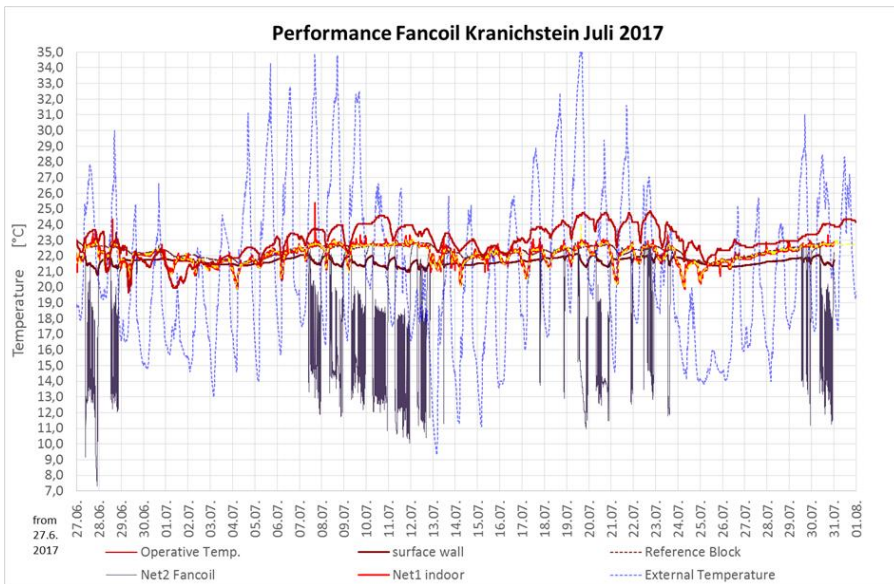


Abbildung 11 Performance in der Messperiode Ende Juni bis Ende Juli 2017. Dunkelrot: Temperaturen im 3. Obergeschoss (Arbeitszimmer); Rot („Net 1“): Rücklufttemperatur an der Inneneinheit in EG Nord. Gelb: Raumlufttemperatur unabhängig gemessen im Aufstellraum EG Nord. Braun („surface wall“): Oberflächentemperatur der Westwand hinter dem Messkanal. Violett, mit stark schwankenden Werten („Net 2“): Temperaturmessnetz nach der Kühlung in der Inneneinheit (Messnetz 2). Im Hintergrund ist zur Orientierung auch blau gestrichelt („External“) der Verlauf der Außenlufttemperatur dokumentiert. Die genaue Lage der Messnetze geht aus der Dokumentation des Messkanals hervor.



Abbildung 11 zeigt Temperaturverläufe im Gebäude und im Messkanal während des ersten Teils der Messaktion im Juni/Juli 2017 (mit Nachtlüftung, ergänzt durch aktive Kühlung in besonders heißen Perioden). Die gemessenen Raumtemperaturen liegen dabei bis auf wenige kurzzeitige Ausnahmen (meist durch Fensteröffnungen) im Komfortband für übliche Sommerkleidung (Optimalwert 24,1°C, Band zwischen 22,3 °C bis 25,9°C), die maximale Temperatur betrug dabei 24,8 °C. Deutlich erkennbar sind die über Nacht zurückgehenden Raumtemperaturen auf Grund der Fenster-Kippstellung, insbesondere im Erdgeschoss brechen die Temperaturen hier am frühen Morgen manchmal für eine Stunde auf minimal 19,5 °C ein. Ebenfalls augenfällig ist, dass sich die Temperaturen tagsüber insbesondere im 2. OG vor allem auf Grund passiv solarer Lasten allmählich typischerweise um 1,5 K erhöhen, im Maximum werden in dieser Periode 24,8°C erreicht. Die Temperatur im Erdgeschoss bleibt dabei (wegen der dort vorhandenen aktiven Kühlung) bei etwa 22,8°C weitgehend konstant. Es ergibt sich daraus für diese Sommerbetriebsweise eine maximale Temperaturschichtung zwischen dem EG und dem 2.OG von 2 K. Dies liegt definitiv im Komfortband – trotz für die aktive Kühlung ungünstiger Platzierung des Umluftkühlgerätes (nämlich im EG) wird in Verbindung mit der Nachtlüftung eine ausreichende Kühlung der gesamten dreigeschossigen Wohnung erreicht.

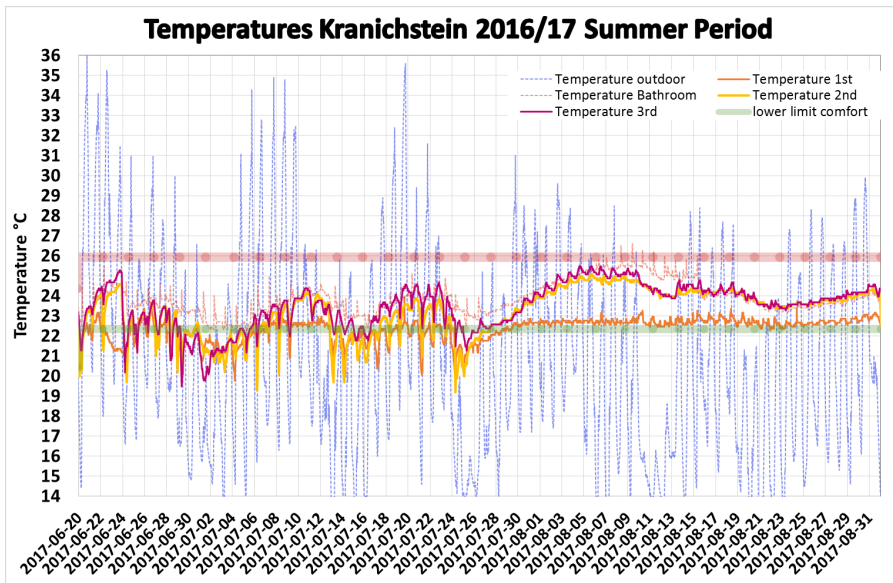


Abbildung 12 Temperaturverlauf im Sommer 2017 mit aktiver Klimatisierung ab 25.06.2017 inkl. Außentemperaturen (blau) und Komfortgrenzen für üblich bekleidete Personen (Sommerkleidung; Bänder hellrot und hellgrün).

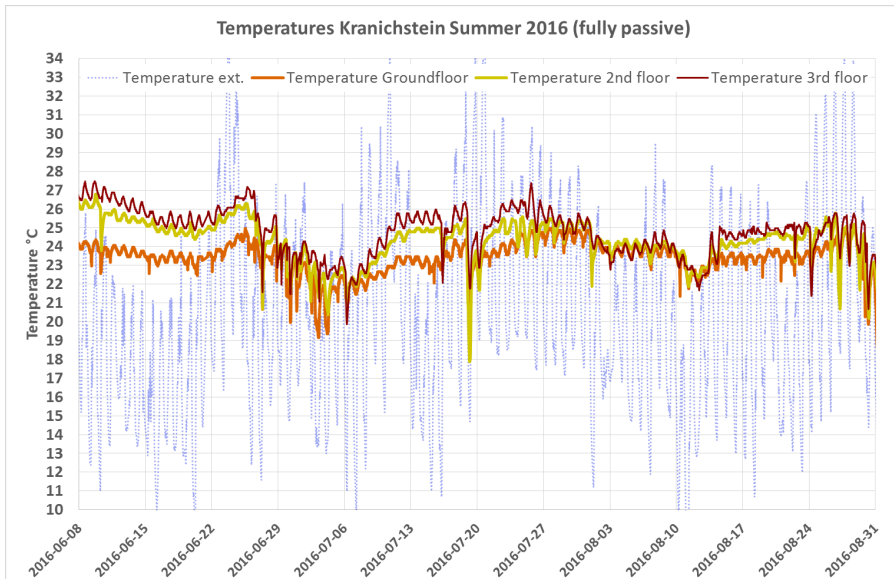


Abbildung 13 Messergebnisse aus dem Sommer 2016 zum Vergleich. Dunkelrot: Temperaturen im 3. Obergeschoss(Arbeitszimmer); Gelb: Lufttemperatur im 2.OG (Nord); Orange: Lufttemperatur in EG Nord. Im Sommer 2016 gab es keine aktive Kühlung. Die Temperaturen liegen generell um ca. 1 bis 1,5°C höher als im Jahr 2017 mit Splitgerät.

Zum Vergleich zeigt Abbildung 13 Messergebnisse aus dem Sommer 2016 (mit vergleichbarem Außenklima) ohne aktive Kühlung. Die Temperaturen liegen im EG dann zwischen 20 und 25°C, im DG zwischen 21 und 26°C und im Dachgeschoss zwischen 20 und 27,5°C. Temperaturen über 26°C werden auch im rein passiven Betrieb nur an wenigen Tagen erreicht; solche Werte kommen mit Unterstützung durch die aktive Kühlung im Sommer 2017 nicht mehr vor. Generell liegen die Sommertemperaturen im rein passiven Betrieb um ca. 1 bis 1,5°C über denen des Betriebs mit Splitgerät. Fazit: Bei derzeitigen Sommerbedingungen am Standort ist ein rein passiver Betrieb im Sommer durchaus akzeptabel und führt auf nur wenige Tage mit Übertemperaturperioden über 26°C, mehr als 27,5°C wurden nie erreicht. Mit dem zusätzlichen Einsatz des Splitgerätes lassen sich die Temperaturen aber generell unter 25°C halten und damit die wenigen Perioden mit erhöhten Temperaturen vollständig eliminieren. Der dazu erforderliche Stromverbrauch ist, wie die weiter unten diskutierten Messungen zeigen, in einem Passivhaus extrem gering (insgesamt unter 50 kWh/a bzw. 0,32 kWh/(m²a)).

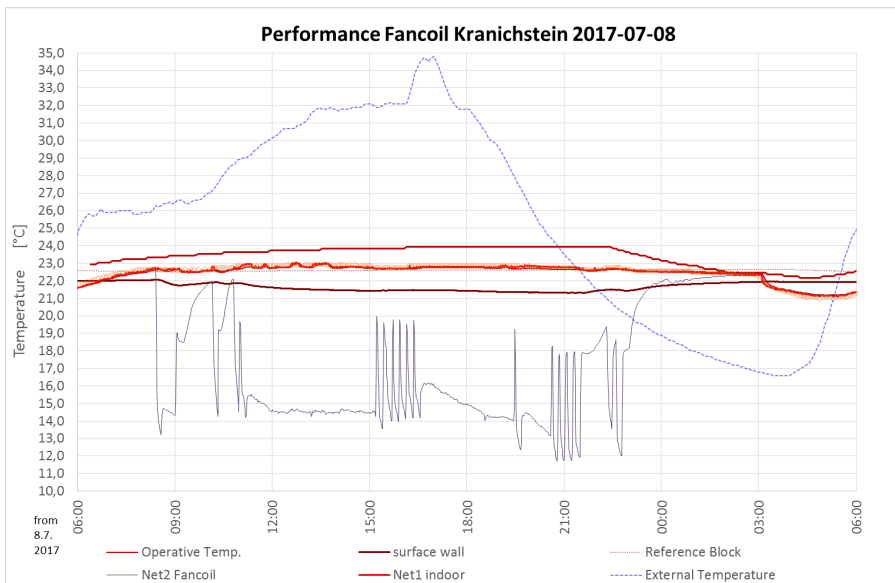


Abbildung 14 Zeitlich aufgelöster Ausschnitt der Temperaturverläufe im Messkanal am 8.7.2017. Die Raumlufttemperatur im Aufstellraum EG Nord (orange) wird dabei im Bereich von 22,8°C stabilisiert. Die operative Temperatur (rot, fein) und die Temperatur im Ansaug-Messnetz 1 (Net1 indoor) sind fast identisch mit dieser unabhängigen Raumlufttemperaturmessung. Die Temperatur im 2.OG (Arbeitszimmer, dunkelrot) steigt im Verlauf des Tages langsam auf 24°C an, bis um 22:30 dort die Fensterlüftung in Kippstellung erfolgt; schließlich fallen ab ca. 3:00 (nach Kippstellung der Fenster im EG) über Nacht die Temperaturen auf um 21°C ab. Im Regelverhalten des Splitgerätes (violette Kurve von Messnetz 2) zeigen sich zeitweise starke kurzperiodisch Schwankungen (siehe Text). (Die punktierte Kurve ‚Reference Block‘ zeigt die Temperaturen im gedämmten Aluminium-Quader, der als Referenzstelle für die Messung mit den Thermoelementen verwendet wurde. Diese folgt dem langfristigen Mittelwert der Raumtemperatur und liegt im dargestellten Zeitraum bei nahezu 22,65°C).

In Abbildung 14 wird beispielhaft der Verlauf am 8. Juli 2017 zeitlich aufgelöst dokumentiert. Die Temperatur im Ansaugluftstrom des Innengerätes (orange), die operative Temperatur im Raum sowie die a.a. Ort unabhängig gemessene Raumlufttemperatur im EG sind im Diagramm kaum unterscheidbar (Messtoleranz um 0,15 K). Nach dem Schließen der Fenster gegen 06:00 erhöht sich die Raumtemperatur innerhalb von 2 h bis zum Überschreiten des eingestellten Sollwertes. Um 08:24 springt das Klima-Splitgerät erstmals an und hält eine Temperatur von um 22,8°C konstant über den Tag. Erst nach erneutem Kippen der Fenster (in diesem Fall im OG ab 22:00) nimmt die Temperatur wieder ab und das Klimagerät schaltet kurz darauf ab. Die Temperatur im 2. OG steigt von 23 °C am frühen Morgen bis auf maximal 24°C vor dem erneuten Fensteröffnen an. Die Zulufttemperatur aus der Inneneinheit liegt in der Betriebszeit zwischen 12°C und 20°C, wobei es zwei Arbeitszustände des Klimagerätes gibt: Einen mit kontinuierlicher Kühlung und einen mit in kurzen Zeiträumen (10min/6min) taktender Kühlung. Letzteres ist unter den hier vorliegenden Bedingungen ungünstig und könnte in einer verbesserten Version der Regelung der Wärmepumpe ebenfalls durch einen kontinuierlichen Betrieb ersetzt werden.

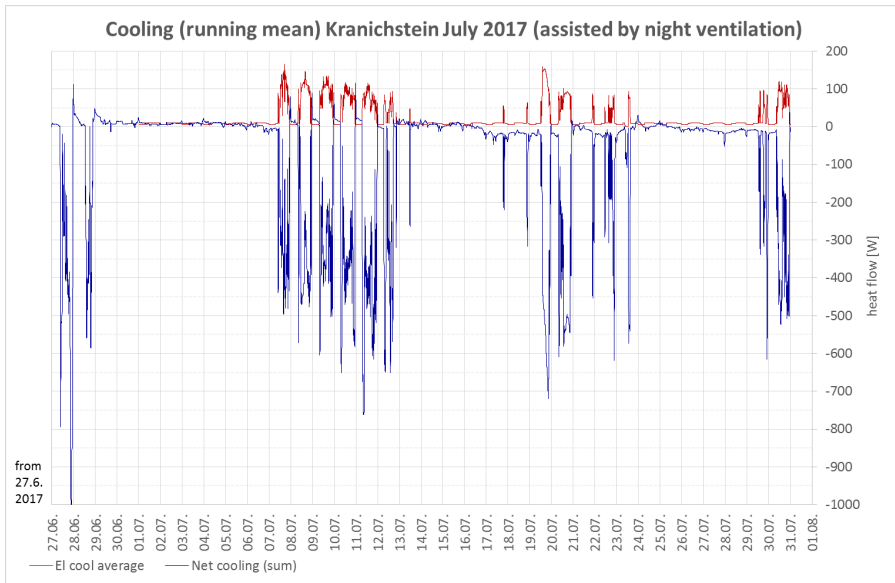


Abbildung 15 Gleitender Mittelwert (1 Stunde) der aufgenommenen elektrischen Leistung (rot) und des Enthalpiestroms (blau, Gesamtsumme aus fühlbarer Luftkühlung, latenter Kühlung und Oberflächenkühlung), aufgezeichnet mit dem Messkanal im Juli 2017. Dieses Diagramm korrespondiert zu den Temperaturverläufen aus Abbildung 12.

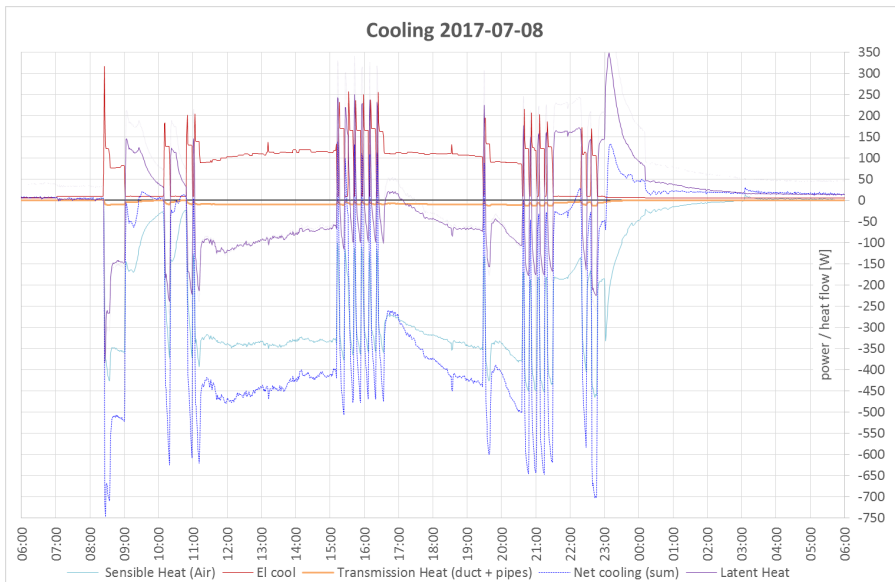


Abbildung 16 Kühlung am 8.7.2017 in hoher Auflösung. Es gibt Phasen mit kontinuierlichem Betrieb des Splitgerätes (z.B. 11:00 bis 15:13) und Phasen mit kurzperiodisch intermittierendem Betrieb (z.B. 15:14 bis 16:34). Dieses Diagramm korrespondiert zu den Temperaturverläufen in Abbildung 14.

Die aufgewendeten Kühlleistungen im Juli 2017 gehen aus Abbildung 15 hervor. Dargestellt sind die gleitenden Mittelwerte der Messergebnisse über den Zeitraum von jeweils einer Stunde – wegen der in einigen Perioden sehr schnellen Taktung des Splitgerätes würden in feinerer Zeitauflösung nicht aufgelöste Bänder von Leistungsverläufen aufscheinen, die sich nur schlecht interpretieren lassen. In den drei heißen Perioden im Juli lief das Klimagerät jeweils während der Zeit mit Tageslicht. Die durchschnittliche elektrische Leistung während des Kompressorbetriebs lag bei um 100 Watt und war somit extrem gering. Die gesamte elektrische Wirkarbeit (Integral der aufgezeichneten Wirkleistung über den Monat Juli) betrug 15,68 kWh; diese enthält auch die Zeiten der reinen Betriebsbereitschaft (9 W) und die reinen Umluftphasen; würde das Gerät an den Tagen mit reinem Standby (z.B. 24.7. bis 28.7.) komplett ausgeschaltet, so betrüge der Stromverbrauch für die Kühlung im Juli 2017 nur 12,93 kWh. Unabhängig von solchen Feinheiten ist der Bedarf an elektrischer Energie für die aktive Kühlung im Passivhaus unter diesen Klimabedingungen außerordentlich gering – in einem gesamten Jahr bleiben es bei der hier beschriebenen Betriebsart weniger als 50 kWh bzw. 0,32 kWh/(m<sup>2</sup>a) bezogen auf die gekühlte Nutzfläche (berechnet auf Basis der gemessenen Ergebnisse im Juli; dieses Ergebnis ist besser als die in [Feist 2018] erstellte Prognose). Die primärenergetische Bewertung dieses Strombedarfs für Kühlung wird weiter unten diskutiert.

Die Integration der Enthalpieströme (aus Temperatur- und Feuchtedifferenzen zwischen Ansaugnetz und Auslassnetz plus Transmissionswärmestrom durch den Kanal) über den gesamten Monat ergibt 54,36 kWh Kühlkältelieferung an das Gebäude; werden die Standby-Phasen nicht mit integriert, so ergeben sich 54,53 kWh (weniger Abwärme des Standby-Betriebs). Mit den Messergebnissen für den Stromverbrauch ergibt sich so eine mittlere Arbeitszahl des Splitgerätes für den Monat Juli:

Bewertungsschema	<b>EER (Energie-Effizienz-Verhältnis Gesamtsystem bei Kühlung)</b>
Monatliches Energie-Effizienz-Verhältnis ( <i>Gesamtzeit</i> )	<b>3,57(±15)</b>
Energie-Effizienz-Verhältnis <i>ohne Standby-Zeiten</i>	<b>4,22(±12)</b>

Abbildung 16 zeigt einen zeitlich hoch aufgelösten Ausschnitt für den typischen Kühlbetrieb am 8.7.2017. Es gibt Phasen mit kontinuierlichem Betrieb des Splitgerätes (z.B. 11:00 bis 15:13) und Phasen mit kurzperiodisch intermittierendem Betrieb (z.B. 15:14 bis 16:34). Der Gesamtstromverbrauch am 8.7.2017 betrug 1,38 kWh; die gesamte dem Haus entzogene fühlbare und latente Wärme 4,70 kWh. Für den gesamten Tag errechnet sich daraus ein DEER (tägliches Energieeffizienzverhältnis) von 3,41.

In Abbildung 17 werden die Betriebsphasen im Detail aufgelöst: Für den kontinuierlichen Betrieb wurde eine Arbeitszahl von 4,0 bestimmt. Ab 15:14 schließen kurze Phasen mit Kompressorbetrieb (um 10 Minuten) abwechselnd mit Pausen (zwischen 4 und 6 Minuten) an. In dieser Phase wurden 0,182 kWh Strom verbraucht, die entzogene Wärme betrug 0,365 kWh, der COP in dieser Phase somit 2,0. Offensichtlich arbeitet das Gerät in diesen Phasen mit intermittierendem Betrieb deutlich weniger effizient.

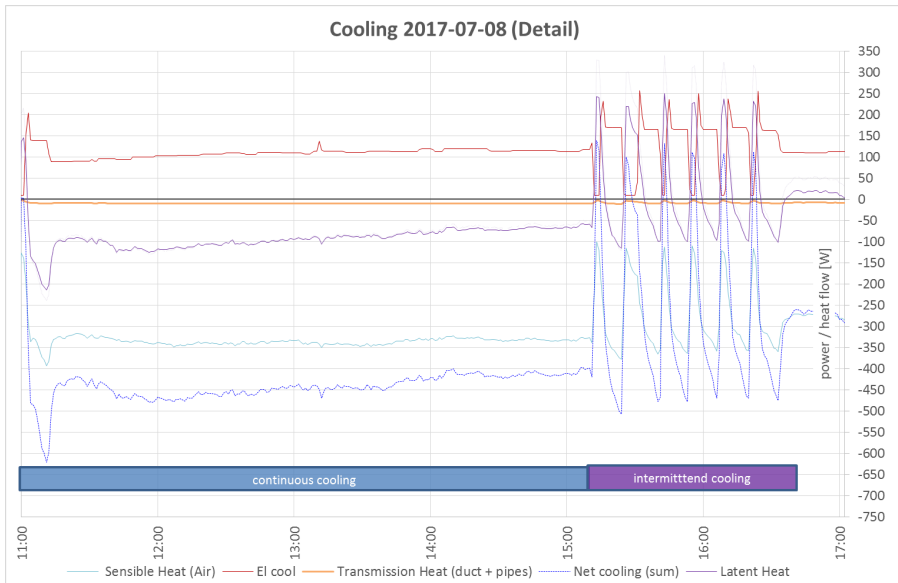


Abbildung 17 Detail: Kühlleistungen und Kühlstromverbrauch ab 11:00 am 8.7.. Eine kontinuierliche Kühlphase läuft bis 15:13; Von 15:14 bis 16:34 arbeitete das Gerät in einem intermittierenden Modus.

## 6.2. Sommerbetrieb II ( 1.8. bis 31.8. `17 ): ohne passive Kühlung – nur aktive Umluftkühlung

Für die Betriebsart II wird eine zusätzliche künstlich erhöhte Sommerlast erzeugt: Jetzt wird die **nächtliche Fensterlüftung** beendet, die Fenster sind nun regulär permanent geschlossen. Selbstverständlich gibt es ab und zu kurzzeitige durch die Nutzer bedingte Öffnungen, insbesondere der Haustür, da es sich auch bei diesem Versuchslauf um eine normal benutzte Wohnung handelt. Diese Betriebsart wurde allein aus experimentellen Gründen gewählt: Das Ziel dabei war, durch bewusstes Reduzieren der passiven Kühlung künstlich eine höhere sommerliche Last zu „simulieren“ – das ist auch gelungen. Die Periode mit „Sommerbetrieb II“ lässt sich so interpretieren: Sollten Nutzer bei einer vorhandenen Klimaanlage (wie in diesem Fall) „faul“ werden und die an sich in diesem Klima sinnvolle sommerliche Nachtlüftung ganz einstellen, so ergibt sich dadurch naturgemäß ein höherer aktiver Kühlbedarf. Das Experiment diente dazu, messtechnisch zu untersuchen, in welchem Ausmaß der aktive Kühlbedarf dadurch steigt.

Allerdings waren auch jetzt die **Jalousien** in der Regel tagsüber geschlossen (wieder in einer Blattstellung, die direkte Strahlung der Sonne nicht eintreten lässt). Eine weitere Zeitperiode mit zusätzlich bewusst nicht geschlossener Verschattung wurde für den Sommer 2017 nicht mehr durchgeführt, weil für einen einigermaßen eingeschwungenen Betriebszustand (und damit für die Betriebsart charakteristischen Messbedingungen) ein Zeitraum von etwa drei Wochen erforderlich ist. In einem Sommer (im Wesentlichen die Zeiträume von Mitte Juni bis Ende August) ließen sich daher sinnvoll nur wenige Betriebsarten systematisch durchmessen.

Für das Klimagerät wurde das gleiche automatische Zeitprogramm verwendet, wie es für den Sommerbetrieb I beschrieben wurde (aktive Kühlung mit Sollwert 23°C ab 7:00 bis 24:00 an jedem Tag, dann reiner Umluftbetrieb zur Ausbringung der Restwärme, Wiedereinstellung des thermischen Gleichgewichts zwischen Kanal/Klimagerät und Raum und Sicherstellung der Trocknung von Gerät und Kanal).

Abbildung 18 zeigt vom Messkanal aufgezeichnete Leistungen in dieser Betriebsart im August. Die Unterschiede zum Betrieb mit Unterstützung durch Fensterlüftung sind auffällig: Das Klimagerät muss nun offensichtlich fast dauerhaft durchlaufen, es gibt aktive Kühlbeiträge an jedem Tag. Nicht nur die Laufzeit des Gerätes, auch die auftretenden Leistungen (elektrisch und Enthalpiestrom) erhöhen sich.

Die Integration der Enthalpieströme (aus Temperatur- und Feuchtedifferenzen zwischen Ansaug- und Auslassnetz plus Transmissionswärmestrom durch den Kanal) über den August ergibt jetzt den gegenüber Juli deutlich höheren Wert von 239,2 kWh Kühlkälte; werden die Standby-Phasen nicht mit integriert, sind es 240,9 kWh. Mit den Messergebnissen für den Stromverbrauch (40,25 kWh) ergibt sich eine mittlere Arbeitszahl des Splitgerätes für den Monat August 2018 wie in der folgenden Tabelle.

Bewertungsschema	EER (Energie-Effizienz-Verhältnis Gesamtsystem)
Monatliches Energie-Effizienz-Verhältnis (August Gesamtzeit)	5,94(±20)
Energie-Effizienz-Verhältnis ohne Standby-Zeiten	6,17(±25)

Trotz des durchgehenden Betriebes ist der Stromverbrauch insgesamt immer noch gering. Die mittleren monatlichen Arbeitszahlen sind sogar höher als im Juli: Das liegt daran, dass das Gerät jetzt auch in Phasen mit relativ niedrigen Außenlufttemperaturen in Betrieb ist (da die Fenster bewusst nicht geöffnet wurden, entstehen nun auch an nicht besonders heißen Tagen wegen der inneren Wärmequellen und der solaren Lasten Kühllasten, die sich bei der geringen Kondensationstemperatur im Außengerät mit hoher Effizienz vom aktiven System decken lassen). Wieder sind die Messwerte deutlich günstiger ausgefallen als die Prognose in [Feist 2018] für ein solches Betriebsregime: Dort war von fast 500 kWh Kühlkälteaufwand im August ausgegangen worden und bei einem theoretisch angenommenen SEER von um 3,6 einem Stromverbrauch von ca. 140 kWh. Es erweist sich damit sowohl der Kühlkältebedarf als noch geringer als auch die Arbeitszahl des Splitgerätes im Sommerbetrieb als höher. Insgesamt führt das zu der Aussage, dass der Strombedarf für Kühlung durch die modernen effizienten Splitgeräte weder energiewirtschaftlich, noch ökologisch und auch nicht ökonomisch ein Problem darstellt<sup>1</sup>.

Die zugehörigen Temperaturverläufe (Abbildung 19) sind für die Analyse der sommerlichen Kühlung in einem hoch energieeffizienten Gebäude aufschlussreich:

- Da im dargestellten Zeitraum auf Fensterlüftung konsequent verzichtet wurde, erwärmt sich ohne aktive Kühltechnik der Innenraum durch die inneren Wärmequellen und durch passiv solare Lasten. Insbesondere ist das am Verlauf der obersten roten Kurve (Temperatur im Dachgeschoss West) ablesbar. Diese schwingt sich zunächst zwischen 1. und 10. August auf Werte um 25,3 °C ein und weist eine Tagesamplitude von 0,3 K auf. Diese Werte liegen an der Obergrenze des Bereichs mit gutem Komfort. Überraschend ist nicht, dass die Temperaturen hier nach dem Schließen und Geschlossenlassen aller Fenster ansteigt, sondern dass dieser

<sup>1</sup> Dies ist eine grundsätzliche Änderung in der Bewertung der aktiven elektrisch betriebenen Raumkühlung gegenüber dem langjährigen Konsens. Sie ergibt sich aus dem Zusammenwirken von vier grundlegenden Änderungen: (1) Die neuen Klimagerätegenerationen haben erheblich bessere SEERs (früher um 1.0!). (2) Der Kühlkältebedarf ist in besser gedämmten Gebäuden stark reduziert. (3) Ein Sommerüberschuss an PV-erzeugter Elektrizität ist für die Zukunft absehbar. (4) Die hier beschriebenen Geräte sind nicht besonders teuer.

Anstieg auf Werte von maximal 25,6 °C begrenzt bleibt. Durch Strahlung, Wärmeleitung über die Decken und geringfügige Konvektion gelingt eine Kühlung trotz der Platzierung des Kühlgeräts im Erdgeschoss (was eine für eine Auftriebsströmung ungünstige Position darstellt).

- In demselben Zeitraum liegen die Temperaturen im Aufenthaltsbereich des Erdgeschosses – sowohl die operative Temperatur gemessen mit dem Globe-Thermometer (dunkelrot), als auch die Temperatur am Ansaugnetz (Netz 1 des Messkanals, hellrot) und die Temperatur des Referenzblockes (braun gestrichelt) sowie die unabhängig gemessene Temperatur in EG Nord (zusätzlicher Sensor des Messsystems „Netatmo“) – ziemlich konstant bei 22,8(2) °C, somit ca. 2,4 K unter der oben diskutierten Temperatur im Dachgeschoss. Diese Messergebnisse demonstrieren sowohl die Präzision der vorgenommenen Kalibrierungen der Messaufnehmer als auch die prinzipiell gute Regelfähigkeit des Kühlgerätes in einem solchen Gebäude.
- Mit einer deutlich längeren Zeitkonstante fällt die (dick braun dargestellte) Temperatur der Wandoberfläche hinter dem Messkanal auf Temperaturen von 20,7°C (Mittelwert) mit einer Tagesamplitude von 0,5 K ab. Die Ursache dafür ist die zwischen 7:00 und 23:00 fast kontinuierlich laufende aktive Kühlung, welche die Lufttemperaturen im Kanal auf 9 bis 18°C absenkt; auch durch die gut gedämmte Kanalwandung kommt es so zu einem Auskühlwärmestrom von der angrenzenden Wand; da diese nach außen sehr gut wärmegeklämt ist, kommt die dort aufgenommene Kälte letztlich doch (zu über 98%) dem Raum zugute.
- Starke Schwankungen sind bei der Temperatur des Messnetzes 2 (violette Linie, teilweise in dieser Auflösung nur als Bänder erkennbar, vgl. auch Abbildung 21). Diese Temperatur ist (recht genau) die mittlere Austrittstemperatur aus dem Umluftkonvektor.
- Eine sorgfältige Analyse ab 22:00 am Abend des 9.8. offenbart eine Besonderheit des im August 2017 durchgeführten Feldversuchs: hier wurde ein vertikales Überströmrohr mit Rohr-Überströmventilator in Betrieb genommen (Durchmesser 300 mm), womit ca. 320 m<sup>3</sup>/h Luft aus ca. 10 cm Höhe im EG durch das offene Treppenhaus auf ca. 20 cm unter der Dachgeschossdecke transportiert werden. Dieser vertikale Überströmer bringt kühle Luft vom Boden des Erdgeschosses entgegen dem thermischen Auftrieb nach oben unter das Dach. Deutlich ist erkennbar, dass die Temperatur im Dachgeschoss innerhalb von drei Tagen um ca. 1,3 K abnimmt und über den Rest des Monats August nur mehr etwa 1,2 K über der im Erdgeschoss liegt. In einem Passivhaus kann ein derart einfaches zusätzliches internes Luftumwälzsystem somit erkennbar zur Vergleichmäßigung der Temperaturen beitragen.
- Gut erkennbar ist der kurzfristige Anstieg der Temperaturen im EG ab 23:30 am 9.8. um etwa 0,3 K kurz nach der Inbetriebnahme des vertikalen Überströmers. Dies ist Folge der Rückströmung wärmerer Luft aus den oberen Geschossen durch das Treppenhaus. Die am Morgen des 10.8. einsetzende aktive Kühlung regelt den Anstieg jedoch komplett heraus.

Abbildung 20 zeigt die Leistungsmesswerte aus dem Messkanal am 29. und 30. August 2017 (zeitlich höher aufgelöster Ausschnitt aus Abbildung 18). An der roten oberen Kurve ist um 7:00 zunächst eine Startspitze der elektrischen Leistung erkennbar; bei dann noch geringer Außentemperatur (unter 20°C) ist die Kondensationstemperatur der Außeneinheit gering und die erforderliche Druckerhöhung ebenfalls; daraus resultiert die geringe elektrische Leistung für den Kompressor (unter 100 W) trotz hoher Kälteleistung (fast 700 W gemessen mit dem Kanal). In den frühen Morgenstunden ist ein hocheffizienter Betrieb des Systems möglich (Durchschnitts-Arbeitszahl von 7,4). Über den Tag, bis ca. 15:00, steigt die Außenlufttemperatur auf bis zu 29°C an (vgl. Abbildung 21 für den zugehörigen Temperaturverlauf). Dementsprechend steigt der Druck auf der Kondensatorseite, die elektrische Leistung nimmt auf ein Plateau von etwa 129 W zu, während die erzeugte Kälte auf ein Niveau von ca. 600 W abfällt. Auch die mittlere Arbeitszahl unter diesen Bedingungen ist immer noch gut (4,5 im Durchschnitt). Ab 21:00 schließt sich dann eine Phase mit intermittierendem Betrieb an, in der trotz eigentlich geringerer Kondensationstemperatur wegen des häufigen Schaltens nur eine mäßige Effizienz erreicht wird.



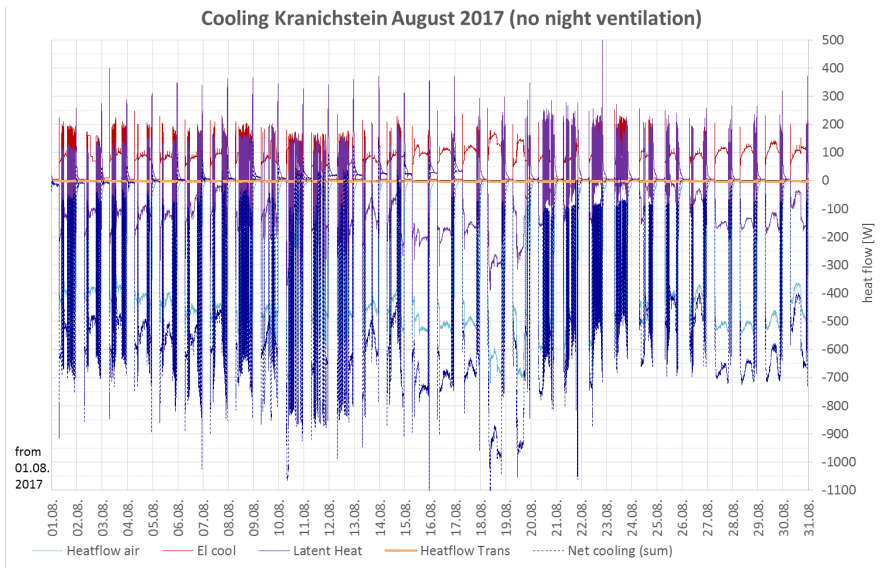


Abbildung 18 Leistungsmesswerte der elektrischen Leistung (rot) und des Enthalpiestroms (blau (sum), Gesamtsumme aus fühlbarer Luftkühlung (hellblau, „heat flow air“), latenter Kühlung (violett) und Oberflächenkühlung (orange, „Trans“)), aufgezeichnet mit dem Messkanal im August 2017. In diesem Zeitraum wurde keine unterstützende Fensterlüftung durchgeführt.

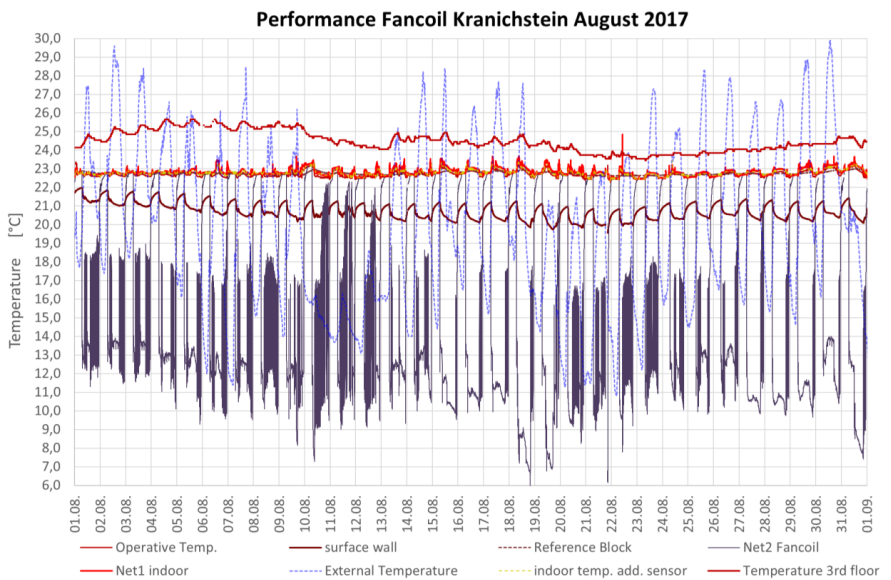


Abbildung 19 Temperaturen im Passivhaus Darmstadt Kranichstein, aufgezeichnet mit dem Messkanal im August 2017 (Zeitraum ohne Fensterlüftung und mit aktiver Kühlung). Die Außentemperaturen (gestrichelt blau, „External“) waren in diesem Zeitraum nicht extrem; durch die Regelung der aktiven Kühlung, eingebaut im EG Nord, werden die EG-Temperaturen („operative“, „Net 1“, „indoor add. sensor“) in einem engen Bereich um 23 °C gehalten (ähnlich für alle im Raum aufgestellten Sensoren); die Temperaturen im Dachgeschoss liegen um 1 bis 2 K höher, aber immer noch im komfortablen Bereich. Ab 10.8. erfolgt der Betrieb mit einem vertikalen Überströmrohr.

Cooling Kranichstein 29./30. August 2017 (no night ventilation)

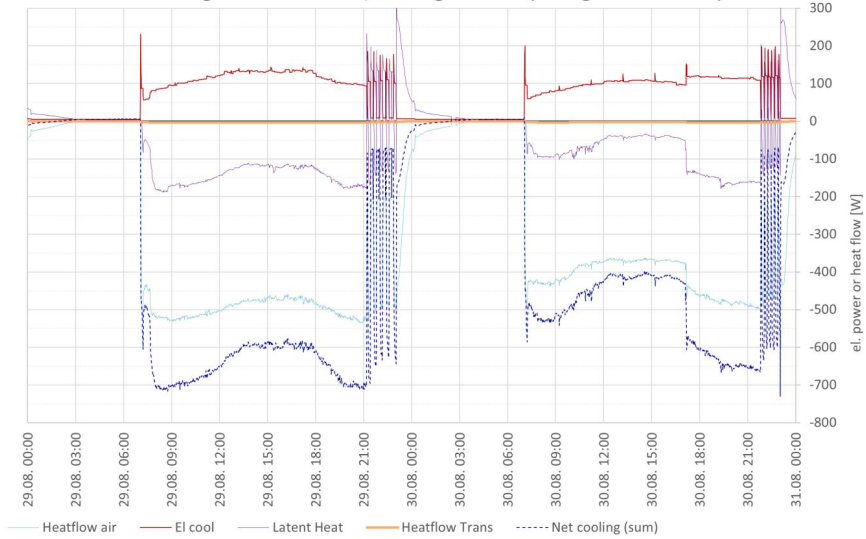


Abbildung 20 Leistungsmesswerte der elektrischen Leistung (rot, „El cool“), des gesamten Enthalpiestroms (blau, „sum“), der fühlbaren Luftkühlung (hellblau, „air“), der latenten Kühlung (violett) und der Oberflächenkühlung (orange, „Trans“), aufgezeichnet mit dem Messkanal für den 29. und den 30. August 2017. (Ausschnitt aus Abbildung 18)

Temperature Kranichstein 29./30. August 2017

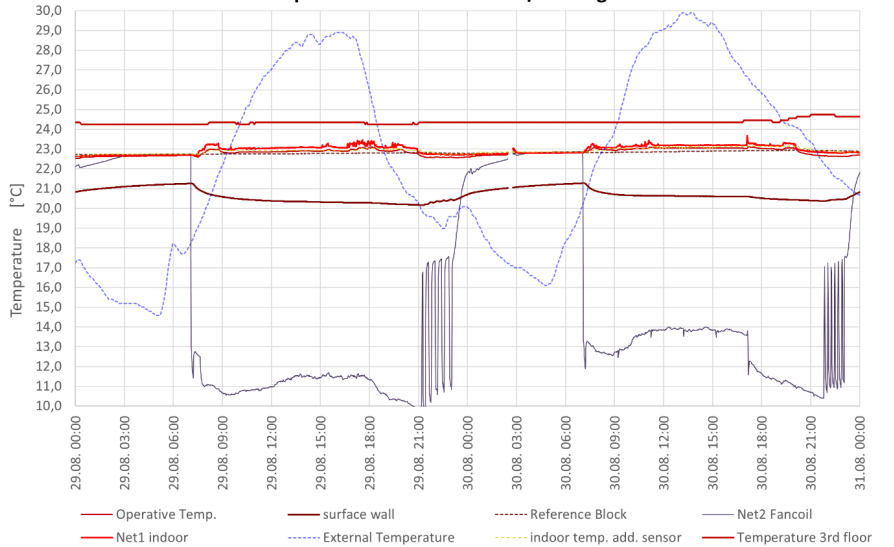


Abbildung 21 Temperaturen vom 29.8. bis 30.08.2017 im Passivhaus Darmstadt Kranichstein (Ausschnitt aus Abbildung 19).

### 6.3. Modellrechnungen zur Temperaturverteilung im Sommer – Vergleich mit Messungen

In diesem Abschnitt sollen die Messergebnisse im Sommer 2017 mit denen des Gebäudemodells aus [Feist 2018] für die Temperaturverteilung im Passivhaus-Gebäude verglichen werden (vgl. Abbildung 22). Die Kühlung findet vom Erdgeschoss aus statt, es fehlt wegen der die natürlichen Schichtung verstärkenden Temperaturdifferenz der Antrieb durch thermischen Auftrieb im Gebäude.

Für die annähernde stationäre Berechnung des Luftvolumenumschlags im offenen Treppenhaus wurde dabei auf die Analyse in [Peppes et al 1997] und die ebenda validierte Formel [1] für den Volumenstrom  $\dot{V}$  zurückgegriffen;  $A$  ist die Querschnittsfläche,  $T$  die absolute Medien-Mitteltemperatur,  $\Delta T$  die Temperaturdifferenz zwischen den Geschossen,  $g$  die Schwerkbeschleunigung,  $H$  die effektive Höhe, auf welcher der bedeutendste Teil des Temperaturabfalls stattfindet und  $C$  sowie  $C_{neg}$  empirisch ermittelte Konstanten.

$$\dot{V} = A \cdot C \cdot \left( \frac{\Delta T \cdot g \cdot H}{T} \right)^{0,3} \quad (\text{für } \Delta T \geq 0) \quad \text{und} \quad \dot{V} = A \cdot C_{neg} \quad \text{sonst.} \quad [1]$$

Nach der Theorie kann so nur sehr wenig Kühlleistung in die Räume im Obergeschoss transportiert werden. Gemäß der in [Feist 2018] erstellten Prognose würde sich dadurch eine Temperaturdifferenz von 5,4 K zwischen den oberen Räumen und dem Aufstellraum im Erdgeschoss einstellen (linke Grafik).

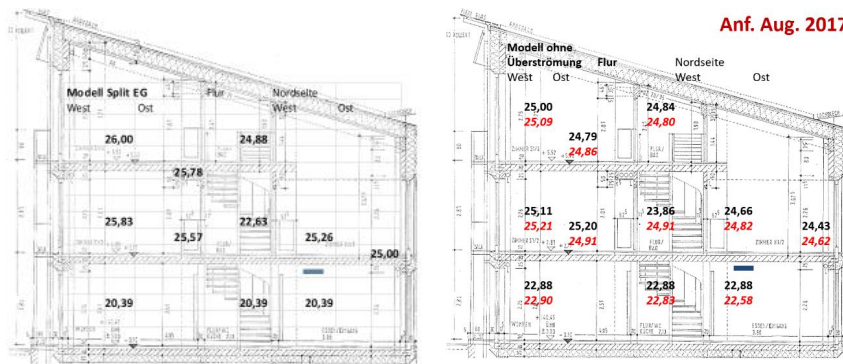


Abbildung 22: Modellrechnung (Prognose links; aktuelle Messung (rot) inkl. zugehöriger Modellrechnung (schwarz) rechts): Innentemperaturen bei Kühlung mit einem Single-Splitgerät (eine Inneneinheit) im Erdgeschoss.

Der hier zugrunde liegende Betriebszustand ohne Fensteröffnung und ohne aktive Überströmung im Gebäude konnte im bewohnten Haus Anfang August eingestellt und messtechnisch überprüft werden. Die schon weiter oben dokumentierten Ergebnisse sind auf der rechten Seite von Abbildung 22 (rote Temperaturwerte) eingetragen. Im Modell wurden die gemessenen Randbedingungen eingesetzt (schwarze Temperaturwerte; berechnet mit den tatsächlichen Randbedingungen). Die tatsächliche Temperaturdifferenz zwischen dem wärmsten oberen Geschoss und dem gekühlten Erdgeschoss liegt nach der Messung bei 2,64 °C, d.h. durchaus in einem akzeptablen Bereich. Die praktische Messung liefert hier ein besseres Ergebnis als die auf der sicheren Seite liegende Prognose.

In der Prognose war bereits erkannt worden, dass sich der Luftaustausch über die Geschosse durch technische Maßnahmen verbessern lässt: Dies wird durch den ab 8. August 2017 betriebenen vertikalen Überströmer erreicht. Die Lösung ist hier ein zusätzlicher Ventilator, der über einen vertikalen Luftkanal

im Treppenhaus für einen ausreichenden Luftaustausch zwischen den Geschossen sorgt. Damit waren auch für den Kühlfall geringere Temperaturdifferenzen (nämlich etwa 2,4 K) innerhalb des Gebäudes zu erwarten (vgl. Abbildung 23, links). Die für August 2017 dokumentierten Messergebnisse für diese Betriebsweise sind auf der rechten Seite von Abbildung 23 (rote Temperaturwerte) eingetragen. Auch hier wurden in das Modell die gemessenen Randbedingungen eingesetzt (schwarze Temperaturwerte). Die tatsächliche Temperaturdifferenz zwischen dem wärmsten oberen Geschoss und dem gekühlten Erdgeschoss liegt nach der Messung jetzt bei 1,51 K, d.h. innerhalb des Komfortbandes. Auch für diese Betriebsweise liefert die praktische Messung ein besseres Ergebnis als die auf der sicheren Seite liegende Prognose.

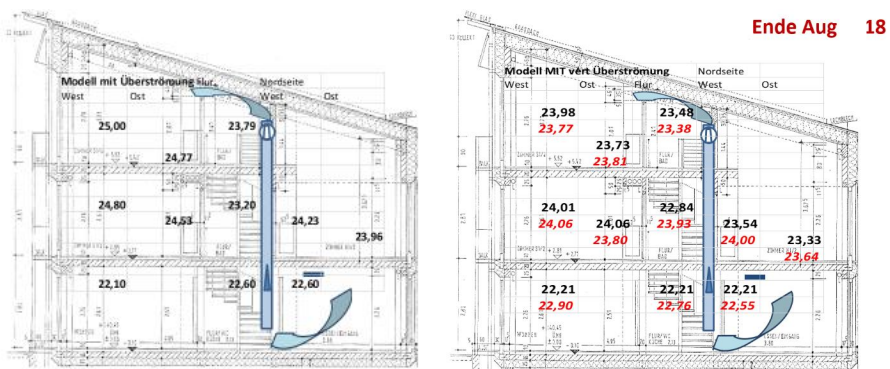


Abbildung 23: Modellrechnung (links: Prognose): Innentemperaturen im Passivhaus-Gebäude bei Kühlung mit einem Single-Splitgerät (einer Inneneinheit) im Erdgeschoss und zusätzlichem vertikalen Überströmer. Die maximale Temperaturdifferenz innerhalb des Gebäudes beträgt danach 2,4 K. Rechts: Messergebnisse aus dem Monat August 2017 (rot) mit dem installierten vertikalen Überströmer im Vergleich zur Modellrechnung mit den aktualisierten Randbedingungen (schwarz) Die gemessene maximale Temperaturdifferenz zwischen Extremräumen lag bei nur 1,51 K.

Die praktische Nutzungserfahrung mit dem aktiven vertikalen Überströmer stellt sich wie folgt dar:

- Die so induzierte zusätzliche interne Luftumwälzung entgegen der natürlichen Schichtung funktioniert einwandfrei, im vorliegenden Gebäude (gute Wärmedämmung) wird so auch eine Kühlung mit nur einem Splitgerät im Erdgeschoss möglich. Bei Gebäuden mit höherem Kühllastbedarf dürfte dies zunehmend schlechter funktionieren.
- Die Installation des Kanals hat deutlich mehr Zeit gekostet, als zuvor eingeschätzt und der Kanal ist nun auch eine ‚auffällige‘ Ausstattung des Treppenhauses. Der alternative Einbau eines zusätzlichen 2. Splitgerätes im Dachgeschoss wäre nur wenig teurer und würde ein eher noch besseres Ergebnis ermöglichen.
- Der verwendete Umluftventilator ist zwar nicht störend laut, aber deutlich wahrnehmbar; demgegenüber sind das Splitgerät und die Lüftung im Passivhaus extrem leise.

## 7. Übergangsperiode Herbst

Zum 1.9.2017 wurde das Klimagerät wieder vom Netz getrennt – die folgende Zeitperiode bis inkl. 9.11. zeigt daher eine rein passive Betriebsweise des Gebäudes (mit Ausnahme eines Testbetriebs am 6.11.). Abbildung 24 zeigt die Messergebnisse der Humlog-Messfühler [Humlog 20] in diesem Zeitraum. In den Aufenthaltsräumen liegen die passiv erreichten Temperaturen zwischen 22 und 24 °C. Während einer strahlungsreichen Periode vom 15.10. bis 20.10. erreichen um die Mittagszeit die Temperaturen in den Dachgeschossräumen durchaus 28 °C (0,9% der Zeit) – da diese Räume in der betreffenden Zeit nicht belegt waren, ist das für die Komfortbewertung irrelevant; durch Schließen der temporären Verschattung und/oder durch Kippen der Fenster wären die Temperaturen auch in diesen Räumen zu diesen Zeiten leicht reduzierbar – allerdings im vorliegenden Fall rein manueller Regelung nur unter Einflussnahme des Nutzers, der dazu hätte anwesend sein müssen. Ab dem 6.11. gehen die Temperaturen außen – und in der Folge auch im Gebäude – erkennbar zurück. Der Einschaltzeitpunkt für den Heizbetrieb war am 10.11.2017.

Auch die über zwei Monate währende Phase im Spätsommer/Herbst, in der ein rein passives Aufrechterhalten komfortabler Bedingungen möglich ist, definiert eine klare zeitliche Trennung zwischen den Zeiträumen mit Kühlung und denen mit Heizung, wie das typisch für Gebäude mit guter thermischer Gebäudehülle ist. Innerhalb des Hauses gibt es dann keine so großen Differenzen, dass sie eine abschnittsweise Kühlung erforderlich machen würden, während in anderen Bereichen geheizt werden müsste. Das hat entscheidende Vorteile für die Planung und den Bau von Heiz- und Kühlsystemen: Es kann nämlich grundsätzlich die gleiche Wärme-/Kälte-Verteilung für beide Aufgaben verwendet werden, wodurch sich der Installations- und Regelaufwand reduziert. Für das „Umschalten“ zwischen „Kühlen“ und „Heizen“ bleiben jeweils monatelange Pausen, in denen ein rein passiver Betrieb möglich ist.

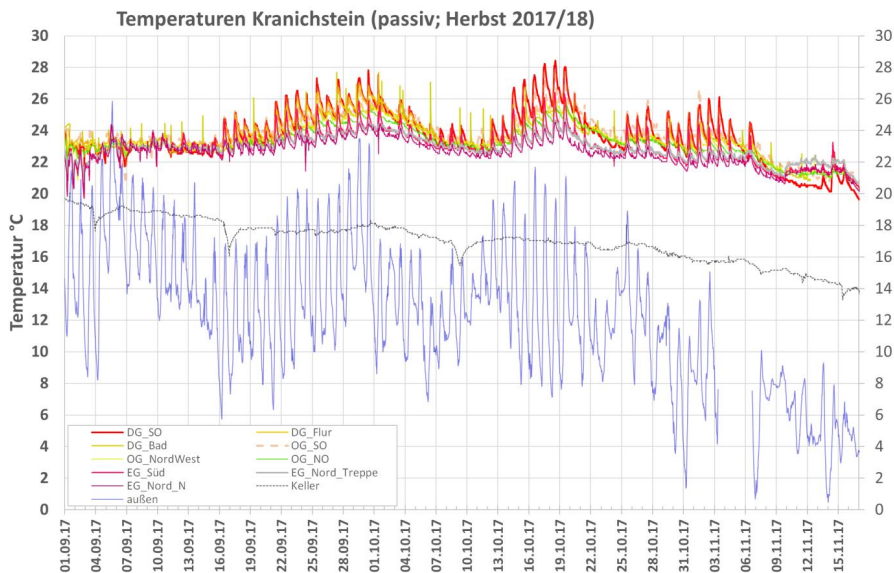


Abbildung 24 Temperatureaufzeichnungen in den Innenräumen des Passivhauses Darmstadt Kranichstein, Zeitraum vom 1.9.2017 bis 16.11.2017 (rein passiver Betrieb des Hauses, weder Heizung noch Kühlung). Jalousien an Fenstern in Südräumen im OG und im DG wurden in diesem Zeitraum bewusst nicht geschlossen.

## 8. Heizperiode 2017/18 mit Messung im Messkanal

In der zweiten Heizperiode von November 2017 bis März 2018 konnte mit dem installierten Messkanal die Wärmeabgabe des Innenteils des Splitgerätes kontinuierlich aufgezeichnet werden. Abbildung 25 zeigt den gemessenen Leistungsverlauf im November 2017. Am 6.11. handelt es sich um einen Probebetrieb, ab dem 10.11. begann 2017 die eigentliche Heizperiode. Die rote durchgezogene Linie zeigt die gemessene elektrische Wirkleistung des Gesamtsystems „Splitgerät“; die gestrichelte blaue Kurve den gesamten an den Aufstellraum abgegebenen Enthalpiestrom (inkl. über die Oberflächen abgegebener Wärme, die jedoch weniger als 4% des Wärmeeintrages ausmacht; vgl. breitere orange Kurve). Wie im Sommerbetrieb fallen zwei unterschiedliche Regelregime auf:

- Zeiträume, in denen das Gerät kontinuierlich und mit weitgehend konstanten Leistungen fährt (z.B. am 20.11., COP um 2,5) – und
- Zeiträume, in denen das Gerät in Abschnitten von ca. einer Stunde zwischen Betriebszuständen hin und her schaltet (z.B. am 19.11., COP um 1,9).

Die elektrische Leistungsaufnahme im Betrieb liegt im November zwischen 150 und 550 W, im Standby sind es nur 7,6 W. Die Wärmeabgabe liegt zwischen 400 und knapp über 1200 W. Die mittlere monatliche Arbeitszahl des Systems lag im November bei 2,51 (Gesamtenthalpieabgabe je elektrischer Energiezufuhr). Das ist ein akzeptabler, wenn auch kein besonders guter Wert.

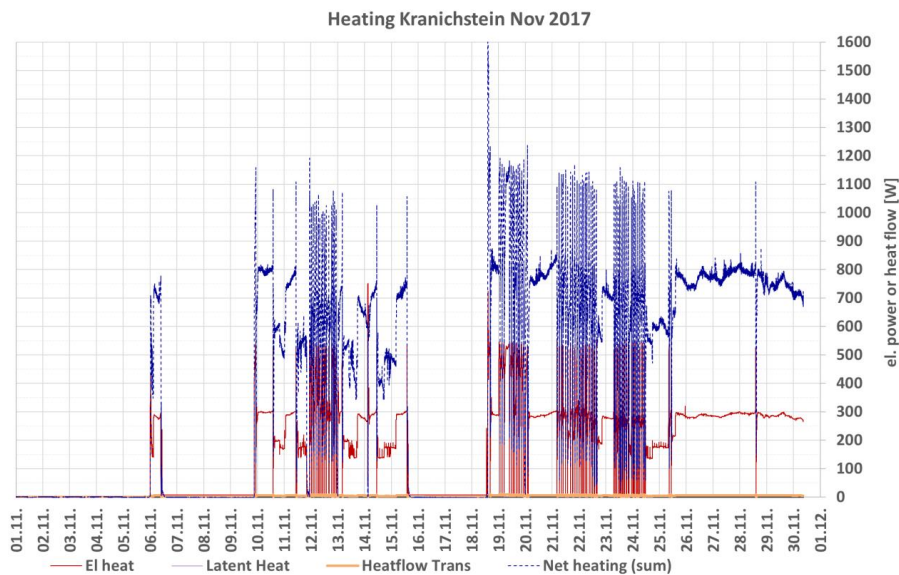


Abbildung 25 Leistungsmesswerte der elektrischen Leistung (rot) und des Enthalpiestroms (blau, Gesamtsumme aus fühlbarer Lufterwärmung, latenter Wärme (violett, um Null) und Oberflächenwärme (orange), aufgezeichnet mit dem Messkanal im November 2017. Die mittlere Monatsarbeitszahl des Gesamtsystems lag bei 2,51.

In Abbildung 26 ist ein zeitlicher Ausschnitt höher aufgelöst dokumentiert (18.11. bis 20.11.). Dabei herrscht am 19.11. zwischen 10:00 und 22:00 die bereits erwähnte Betriebsweise mit einem Hin- und Herschalten des Gerätes zwischen zwei Betriebszuständen vor: Dabei ist für die höhere Betriebsstufe ein Ansteigen der elektrischen Aufnahmeleistung zwischen 200 und 550 W zu beobachten. Dann fällt

die Aufnahmeleistung kurzzeitig auf den Standby-Wert zurück und ein neuer Zyklus beginnt. Die im Mittel in dieser Betriebsweise resultierende Systemarbeitszahl liegt an diesem Tag um 1,9.

Deutlich effizienter arbeitet das Gerät z.B. am 20.11. ab 4:00 bis 24:00. Die elektrische Wirkleistung liegt hier über 16 h bei knapp 300 W, die Wärmeabgabe steigt leicht an (Zunahme der Außentemperatur) und liegt um 760 W; die mittlere Arbeitszahl liegt in diesem Zeitraum bei etwa 2,71.

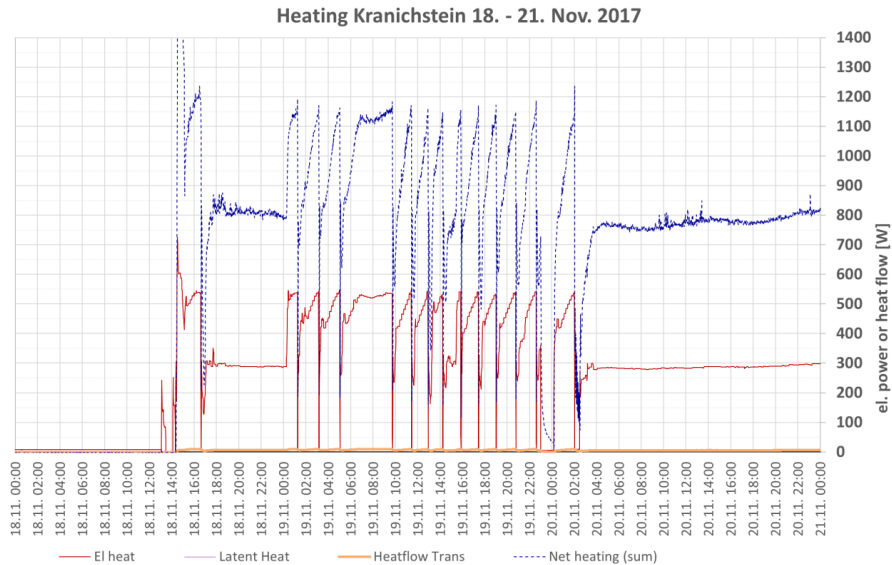


Abbildung 26 Ausschnitt 18. bis 20. November. Phasen mit unterbrochenem Betrieb und mit gleichmäßiger Leistungsabgabe wechseln sich ab. Am 20. November ergab sich im kontinuierlichen Betrieb eine höhere Arbeitszahl von 2,71.

Im Dezember gab es am Anfang einen 11 Tage währenden Ausfall der Messdatenerfassung des Kanals, in der nur die elektrischen Leistungen aufgezeichnet wurden. Die Messaufnahme der elektrischen Wirkleistungen und der Wärmeabgabe zwischen dem 12.12.2017 und dem Jahresende sind in Abbildung 27 wiedergegeben. Im Dezember liegt in der überwiegenden Zeit der Betriebszustand mit Unterbrechungen vor, abgesehen von einer Phase vom 16. bis zum 20.12. Dementsprechend ist die mittlere Monatsarbeitszahl des Systems mit um 1,98 als eher mäßig zu bewerten. Die mittlere Außenlufttemperatur lag im Dezember 2017 um ca. 3 °C, d.h. es lagen für die Außeneinheit (hier als Verdampfer betrieben) durchaus keine ungünstigen Randbedingungen vor. Allerdings lief das Innengerät, wie auch im Sommerbetrieb, jeweils konsequent nur im Flüstermodus, d.h. bei einem gemessenen mittleren Umluftvolumenstrom von nur 123(5) m<sup>3</sup>/h. Die Konsequenz des sehr kleinen Volumenstroms ist eine vergleichsweise hohe Kondensationstemperatur, die sich in einer Lufttemperatur der Umluft (Messung mit dem Temperaturmessnetz 2 im Messkanal) im Bereich von 52 bis 56 °C widerspiegelt. Dies ist aus Abbildung 28 in der grauen oberen Kurve zu erkennen. Zugleich zeigt diese Abb., wie die Ansauglufttemperatur (rote Kurve), gemessen mit dem Messnetz 1 im Messkanal, beim Heizbetrieb von Anfangswerten bei 21°C (etwa der Raumlufttemperatur im Aufstellraum) auf über 26°C zunimmt. Die Ursache dafür ist, dass die unten aus dem Messkanal durch die Stützventilatoren geförderte beheizte Luft dem Auftrieb folgend aufsteigt und in einem Teilstrom oben wieder als Rückluft in die Ansaugöffnung des Kanals eintritt. Dieser teilweise Kurzschlussstrom erhöht das Kondensations-Temperaturniveau zusätzlich. Wird das Innengerät ohne den Kanal betrieben, so ist dieser

Kurzschlussvolumenstrom nach unserer Einschätzung ähnlich hoch – da der Luftimpuls auch dann gering ist, die Temperaturverhältnisse vergleichbar und die Umluft sogar in bereits noch größerer Höhe das Gerät verlässt. Eine Verbesserung ist beispielsweise durch die Verwendung eines in einen durchströmten Kanal eingebauten Konvektors (Kanal-Wärmeübertrager, „ducted fancoil“) möglich. Dann lassen sich Luftansaugung (Rückluft) und erwärmte Zuluft räumlich leicht trennen.

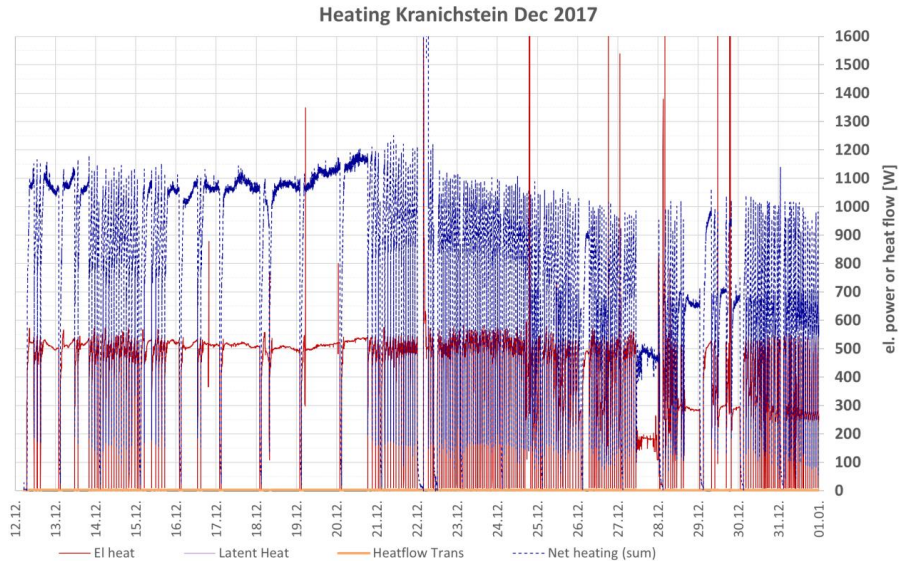


Abbildung 27 Leistungsmesswerte der elektrischen Leistung (rot) und des Enthalpiestroms (blau, Gesamtsumme aus fühlbarer Lufterwärmung, latenter Wärme (violett, um Null) und Oberflächenwärme (orange, breit), aufgezeichnet mit dem Messkanal im Dezember 2017. Die mittlere Arbeitszahl des Gesamtsystems lag im dargestellten Zeitraum bei 1,98.

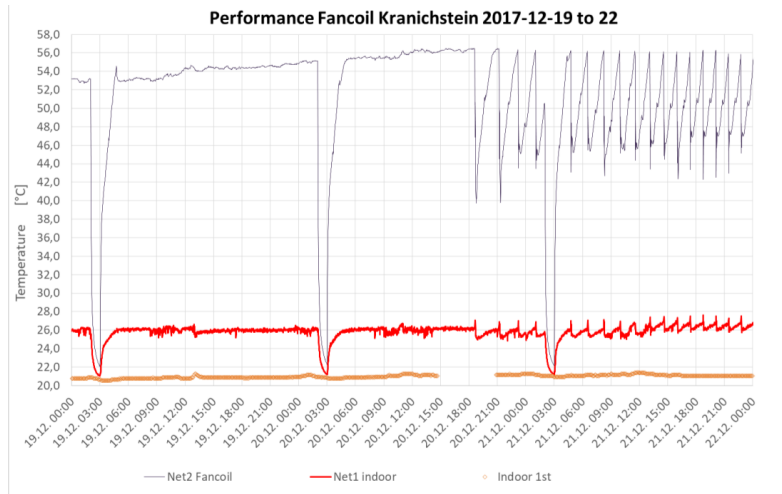


Abbildung 28 Temperaturen im Messkanal vom 19. bis 21. Dezember 2017. Eine Periode mit gleichmäßigem Betrieb (am Anfang) und eine solche mit Schaltzyklen (am 21.12.).



Die Ergebnisse der Messkanalmessung für den Januar 2018 zeigt Abbildung 29. Die mittlere Januar-Außentemperatur am Standort lag bei 5,3 °C, war somit höher als im vorausgehenden Dezember. Dennoch ergab sich mit um 1,89 eine nochmals schlechtere monatsmittlere Arbeitszahl. Die Ursache dafür liegt darin, dass das Gerät im Januar fast ausschließlich im Unterbrechungsbetrieb gelaufen ist (im Diagramm leicht erkennbar). Die einzige Ausnahme war am 14./15. Januar, die Ergebnisse dazu sind zeitlich höher aufgelöst in Abbildung 30 dargestellt.

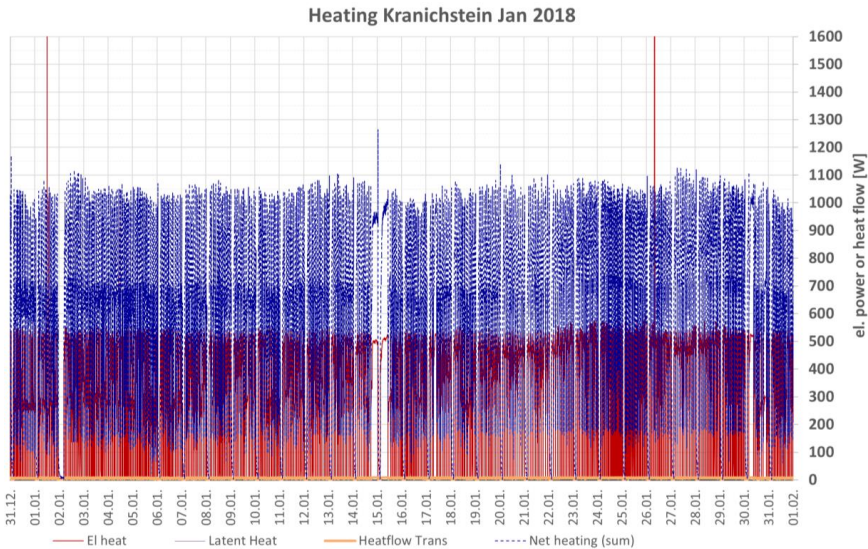


Abbildung 29 Leistungsmesswerte der elektrischen Leistung (rot) und des Enthalpiestroms (blau, Gesamtsumme aus fühlbarer Lufterwärmung, latenter Wärme (violett, um Null) und Oberflächenwärme (orange), aufgezeichnet mit dem Messkanal im Januar 2018. Die mittlere Arbeitszahl des Gesamtsystems lag im dargestellten Zeitraum bei 1,89.

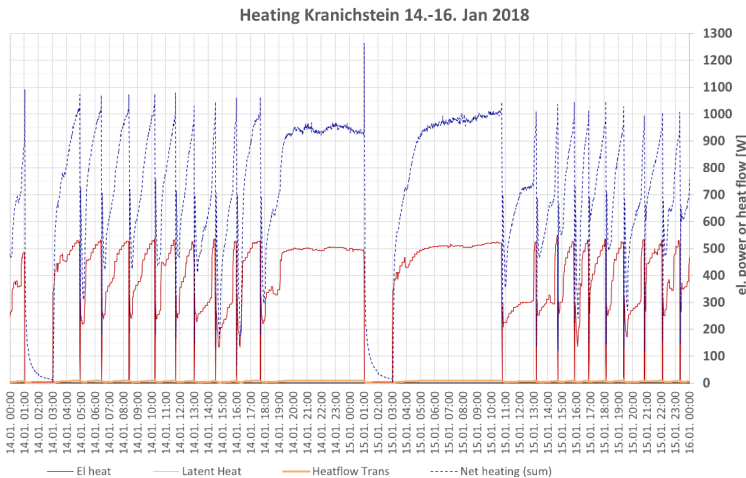


Abbildung 30 Ausschnitt für 14. bis 15. Januar. Phasen mit unterbrochenem Betrieb und mit gleichmäßiger Leistungsabgabe wechseln sich ab.

Der Februar 2018 war der kälteste Monat dieser Messkampagne (Außentemperatur-Monatsmittel -0,3 °C). Die Ergebnisse der Messkanalmessung für Februar 2018 zeigt Abbildung 31. Dadurch bedingt ergibt sich die geringste monatsmittlere Arbeitszahl mit 1,79. Auch aus diesem Diagramm ist leicht erkennbar, dass das Gerät überwiegend im Unterbrechungsbetrieb gelaufen ist.

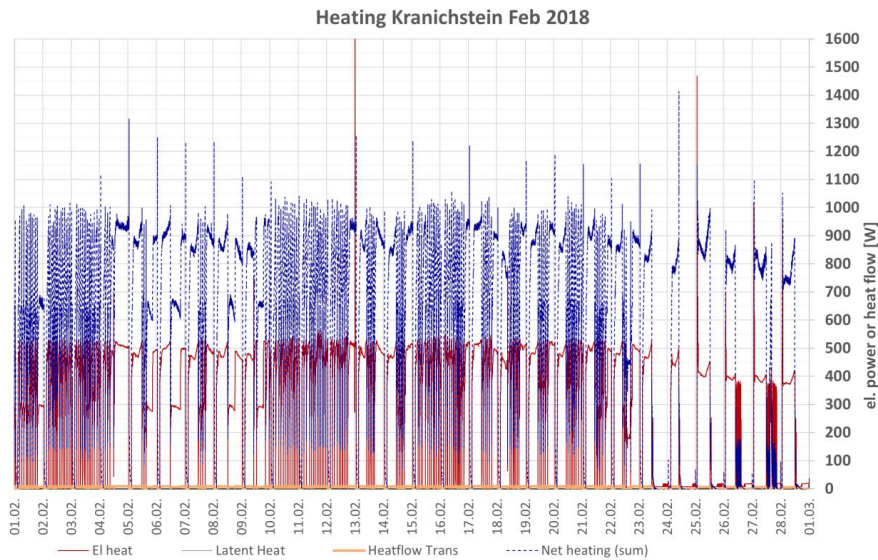


Abbildung 31 Leistungsmesswerte der elektrischen Leistung (rot) und des Enthalpiestroms (blau, Gesamtsumme aus fühlbarer Lufterwärmung, latenter Wärme (violett, um Null) und Oberflächenwärme (orange, breit), aufgezeichnet mit dem Messkanal im Februar 2018. Die mittlere Arbeitszahl des Gesamtsystems lag im dargestellten Zeitraum bei nur 1,79; dies ist zum Teil der niedrigen Außenlufttemperatur (-0,3 °C im Februar), zum Teil dem häufigen Takten des Gerätes sowie dem geringen Umluftvolumenstrom des Innengerätes geschuldet.

Zum 25. Februar 2018 ist der Umluftvolumenstrom vom Flüstermodus des Gerätes auf „Stufe 1“ gestellt worden, wodurch ca. 40% höhere Luftmengen transportiert werden. Die Leistungsmesswerte für den Monat März 2018 (Außentemperatur-Monatsmittel etwa 5 °C) zeigt Abbildung 32. Die mittlere monatliche Arbeitszahl ist dadurch auf 2,30 gestiegen, deutlich besser als die Januar-Messung bei vergleichbaren Außentemperaturen. Dieses Ergebnis zeigt, dass mit höheren Umluftmengen tatsächlich eine signifikante Verbesserung der Arbeitszahlen möglich ist. Die Aufgabe besteht freilich darin, die entsprechenden Luftmengen weiterhin bei geringer Schallemission zu ermöglichen. Einfacher ist das möglich, wenn ein Kanalwärmeübertrager („ducted fancoil“) verwendet wird. Abbildung 33 zeigt die mit dem Messkanal gemessenen Umluftvolumenströme des Innengerätes. Diese liegen mit zwischen 138 und 155 m³/h jetzt zwar schon beträchtlich höher als im „Flüsterbetrieb“, sind aber immer noch vergleichsweise klein. Für gute Arbeitszahlen wären Werte im Bereich von 200 bis 300 m³/h wünschenswert. Bei solchen Volumenströmen ist die Geräuschentwicklung an dem hier eingesetzten Gerät jedoch bisher für hohen Wohnkomfort zu laut.

Der Winterbetrieb der Heizung war im Jahr 2018 untypisch lang notwendig; das lag vor allem an den spürbar geringeren Solarangeboten im März 2018, die um mehr als 28% unter dem langjährigen Mittel lagen (messtechnisch erkennbar an der dadurch auch geringeren PV-Strom-Erzeugung). Das Umluftheizsystem hat dennoch gut funktioniert, wies aber eine längere Laufzeit auf und damit verbunden einen etwas höheren Energieverbrauch.

### Heating Kranichstein Mar 18

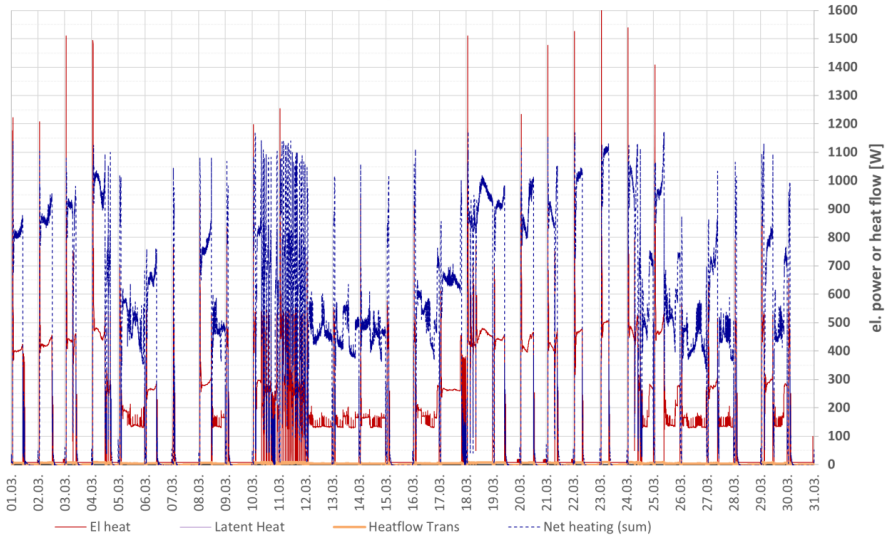


Abbildung 32 Leistungsmesswerte der elektrischen Leistung (rot) und des Enthalpiestroms (blau, Gesamtsumme aus fühlbarer Lufterwärmung und Oberflächenwärme (orange); aus dem Messkanal März 2018). Die mittlere Arbeitszahl des Gesamtsystems lag im dargestellten Zeitraum bei 2,30; die mittlere Außenlufttemperatur im März war etwa 5 °C. Der Umluftvolumenstrom im März war auf „Stufe 1“ erhöht worden, entsprechend 138-155 m³/h (vgl. dazu Abbildung 33).

### Heating Kranichstein March 2018 Volume Flow

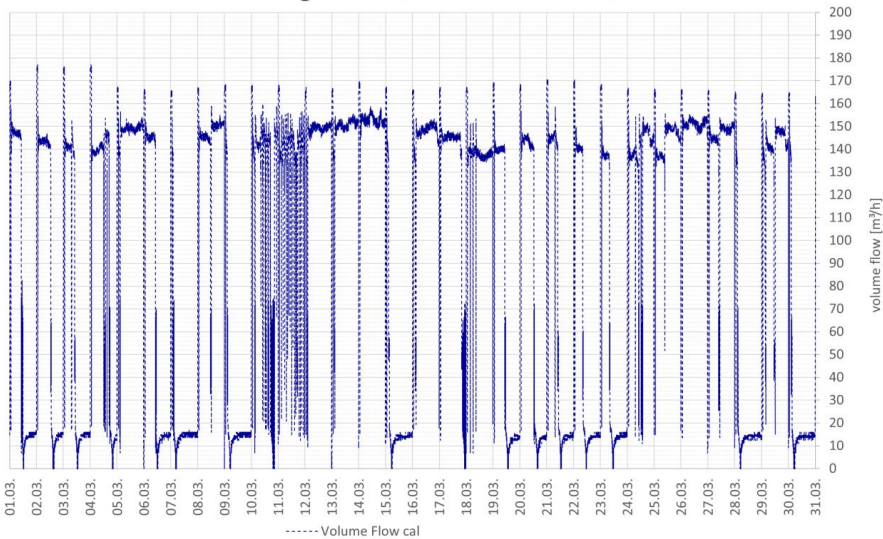


Abbildung 33 Messwerte des Volumenstroms im Messkanal für März 2018. In den Betriebszeiten lag die Umluft nun zwischen 138 und 155 m³/h, ein gegenüber den Vormonaten deutlich erhöhter Wert.

## 8.1. Zusammenfassende Auswertung der Heizperiode 2017/18

Eine Übersicht zu den in der Heizperiode gemessenen Daten im Passivhaus Darmstadt Kranichstein zeigt Abbildung 34. Hier sind die Tagesmittelwerte der Temperaturen (rechte Skala) sowie die Tagessummen der energetischen Messungen in einem Diagramm zusammengefasst.

Die Innentemperaturen liegen generell im Komfortbereich – wie auch schon im Winter zuvor. In Zeiten ohne bedeutende solare Gewinne (das ist fast immer der Fall, bis auf die Periode vom 22.2. bis 6.3.2018) liegen die Temperaturen im Erdgeschoss um ca. 0,8 K höher als im Dachgeschoss; dies reproduziert das Ergebnis vom Vorjahr. Geschuldet ist dies der Aufstellung der Wärmequelle im Esszimmer des Erdgeschosses. Der im Winter vom thermischen Auftrieb unterstützte Luftaustausch reicht offenbar aus, einen ausreichenden Wärmetransport in die beiden Obergeschosse anzutreiben. In der erwähnten Periode Ende Februar wird durch das hohe passiv solare Angebot die Temperatur insbesondere im Dachgeschoss mit den großen Südfenstern angehoben und diese liegt dann im Schnitt um 0,6 K über der des Erdgeschosses. Alle diese Variationen liegen gut innerhalb des Komfortbandes.

Die roten Säulen kennzeichnen den gemessenen täglichen Stromverbrauch des Splittergerätes (abzulesen auf der linken Skala). In der Summe waren dies 1072,2 kWh/a oder 6,87 kWh/(m<sup>2</sup>a) – deutlich mehr als im Vorjahr. Das entspricht einem tagesmittleren Stromverbrauch von 7,5 kWh/d bzw. einer mittleren Leistung von 312 W. Das sind weiterhin extrem geringe Verbrauchswerte, die um etwa einen Faktor 2,5 unter denen bei üblichen Neubauten mit Wärmepumpen liegen.

Die maximale tagesmittlere elektrische Leistung lag in dieser Heizperiode bei 492 W, mit einer zugehörigen Wärmeabgabe von 1058,1 W (bzw. 6,78 W/m<sup>2</sup> maximale Heizleistung). Leistungen in diesem Bereich traten zwischen dem 13.12. und dem 23.12. regelmäßig auf, so dass hier eher von einem Maximalleistungs-Plateau gesprochen werden kann. In dieser Zeit war die Außentemperatur mit um 3,3 °C gar nicht extrem gering; die Wärmebedarfsspitze ist vielmehr den geringen Solargewinnen in diesem Zeitraum zuzuschreiben. Dadurch bestätigt sich hier wieder das nach [Bisanz 1999] bekannte Verhalten energieeffizienter Gebäude mit einer bedeutenden Abhängigkeit von solaren Gewinnen. Die aufgetretene maximale Heizleistung liegt immer noch deutlich unterhalb der nach dem Verfahren in [PHPP] ermittelten Heizlast von 12 W/m<sup>2</sup> für das Klima in Darmstadt. Die verfügbare Leistung mit dem Klima-Splittergerät, die im hier gewählten Flüstermodus bei 1276 W liegt, wurde mit Abstand nicht erreicht. Damit erweist sich die gewählte Lösung mit einem einzelnen Klima-Splittergerät zur Beheizung für das gesamte Reihenhendhaus als praktikabel und mit einer extrem geringen Spitzenleistung verbunden (unter 500 W und damit deutlich geringer als jede direkt-elektrische Lösung bzw. sogar geringer als die Leistung einer Kochplatte, eines Haartrockners oder eines Heißwasserbereiters). Heizstrategien mit Luft/Luft-Wärmepumpen in effizient gedämmten Gebäuden stellen daher vom Leistungsbedarf her keine weitergehenden Anforderungen an das Stromnetz über die schon heute bestehenden hinaus. Relevante Leistungsspitzen sind bei anderen Systemen (wie z.B. Kochplatten oder elektrischen Backöfen) gegeben. Zudem besteht bzgl. der Leistungsaufnahme des Klimagerätes im Passivhaus darüber hinaus eine hohe Flexibilität bzgl. des Zeitraumes des Betriebes. Unterbrechungen von bis zu 12 h stellen überhaupt kein Problem dar, solange innerhalb von ca. 48 h die benötigte Energie wieder zur Verfügung steht. Daher eignen sich elektrische Heizsysteme im Passivhaus in gewissem Umfang sogar für eine Leistungsverlagerung in Richtung Zeiten mit erhöhtem erneuerbaren Elektro-Energieangebot [Reinwald 2018].

Die aufgestapelten grünen Säulen in Abbildung 34 zeigen die durch die Wärmepumpe nutzbar gemachte Umweltenergie (aus der Außenluft durch die Außeneinheit des Gerätes entzogen). Die Summe aus der Umweltenergie und der aufgewendeten elektrischen Energie ist die mit dem Messkanal gemessene Gesamthalpie, welche dem Gebäude durch das Splittergerät zugeführt wurde. Im Mittel dieser

Heizperiode lag das Verhältnis der Gesamtenthalpie zur aufgewendeten elektrischen Energie bei knapp über  $SEER = 2,01(\pm 9)$  („saisonaler Wärmebereitstellungsgrad“, „Jahresarbeitszahl“ bzw. „seasonal energy efficiency ratio“). Die Genauigkeit dieses Ergebnisses liegt auf Basis der Fehlerrechnung bei 9 Ziffern der letzten Stelle bzw. 4,6% [Feist 2018a]. Dieser Wert ist akzeptabel, liegt aber deutlich unter den Erwartungen. Ursachen für die im Vergleich geringe Jahresarbeitszahl liegen in folgenden Punkten:

- Das System wurde bewusst aus Komfortgründen dauerhaft im Flüstermodus mit sehr kleinen Umluftvolumenströmen betrieben. Dadurch ist die erforderliche Temperaturdifferenz zwischen Rückluft und Zuluft hoch und dies erhöht die Kondensationstemperatur der Wärmepumpe, wodurch sich die Arbeitszahl verringert. Abhilfe wäre hier durch einen höheren Umluftvolumenstrom möglich, allerdings ist dann auf die Geräuschentwicklung zu achten. Eine bessere Lösung ist in einem solchen Fall ein im Kanal eingebauter Wärmeübertrager (sog. „ducted fancoil“); damit lassen sich Ventilationsgeräusche leichter durch im Kanal eingebaute Schalldämpfer begrenzen.
- Da die Rückluft von oben angesaugt wird – sehr nahe an der Umluftausblasstelle für die erwärmte Luft – ergibt sich durch den Auftrieb unvermeidbar eine gewisse Kurzschlussströmung (Ansauglufttemperatur um  $26^{\circ}\text{C}$  im Heizbetrieb); dadurch erhöht sich die Kondensationstemperatur noch einmal mit entsprechenden Folgen für den COP. Auch hier liegt die empfohlene Lösung bei einem im Kanal eingebauten Kondensator. Dadurch kann die Wärmeabgabe dann an den Zuluftauslässen (verteilt im Gebäude) erfolgen, welche alle so weit von der Rückluftansaugung entfernt sind, dass sich der Kurzschlussvolumenstrom auf vernachlässigbare Werte verringert.
- Ca. 25% COP-Verlust gehen auf Kosten der gestuften Schaltintervalle des Gerätes mit zwischen Leistungsstufen hin- und herspringendem Betriebsverhalten. Diese Sprünge sind eigentlich überflüssig, da zur Steuerung des elektronisch kommutierten Kompressors ein elektronischer Frequenzregler (Inverter) verwendet wird. Mit diesem sollte eine kontinuierliche Ansteuerung möglich sein, so dass stufiger Betrieb mit vielen Schaltpunkten vermieden werden könnte. Dies ist vor allem eine Software- und Regelungsfrage, die mit einem entsprechenden Software-Update leicht zu beheben sein sollte.

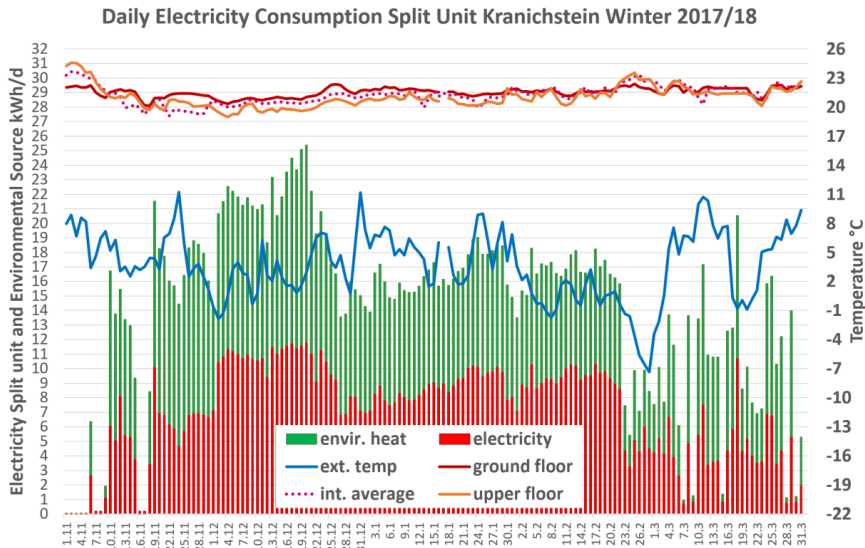


Abbildung 34 Tagessummen der Messergebnisse für das Splitgerät als alleiniges Heizsystem im Passivhaus Darmstadt Kranichstein in der Heizperiode 2017/18. Die linke vertikale Achse gilt für die Tagessummen in kWh/d für Stromverbrauch (rot) und genutzte Umweltwärme (grün, 1. bis 11.12. wg. Datenausfall mit COP-Mittelwert extrapoliert). Die rechte vertikale Achse gilt für die Temperaturmesswerte. Wie schon 2016/17 wurden dauerhaft komfortable Werte überall im Haus erreicht. Die maximale tagesmittlere Heizleistung lag bei 1058 W (am 20.12.2017 entsprechend 6,78 W/m<sup>2</sup>); die Summe des Strombedarfs für Heizung bei 1072,22 kWh/a (entsprechend 6,87 kWh/(m<sup>2</sup>a)), die damit erzeugte Heizwärme 2157 kWh/a (entsprechend 13,83 kWh/(m<sup>2</sup>a)). Die Jahresarbeitszahl für Heizung mit dem Klima-Split-Gerät betrug somit knapp über 2,0.

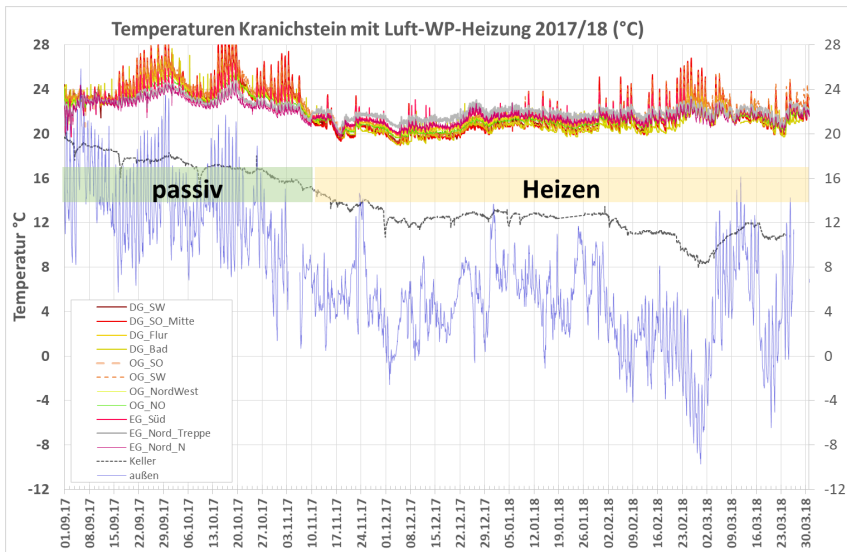


Abbildung 35 Temperatur-Messwerte in den Räumen (sowie Keller und Außenluft). Alle Innentemperaturen liegen innerhalb des Behaglichkeitsbandes – passiv-solare Spitzen an wenigen Tagen in den Dachräumen stören die Nutzer nicht. (Blau hinterlegt „passiv“: Rein passiver Betrieb in der Übergangsperiode im Herbst).

## 8.2. Vergleich mit Bilanzrechnungen mittels PHPP

In der Literatur wurde bestätigt, dass sich das Passivhaus Projektierungspaket [PHPP] für eine einfache rechnerische Bestimmung der Gebäude-Energiebilanzen, insbesondere bei der Heizung, eignet [Ochs 2016]. Der PHPP-Datensatz für das Reihenendhaus Darmstadt Kranichstein wurde zuletzt 2016 in Konsequenz der Untersuchungen zu „25 Jahre Dauerbetrieb“ [Feist 2016a] dieses Haus aktualisiert; er blieb dabei bis auf die nun messtechnisch erfassten Verglasungseigenschaften unverändert. Dieser Datensatz, der auch der Zertifizierung als „Passivhaus Plus“ zugrunde liegt, wird hier unverändert für den rechnerischen Bilanzvergleich verwendet. In Tabelle 1 sind die definierenden Daten des Objektes auf der Basis dieses PHPP dokumentiert.

Wird eine Heizsolltemperatur von 20 °C angesetzt, eine interne Wärmelast von 342 W (inkl. des Stromverbrauchs für die 2017/18 eingesetzte Messtechnik) und werden die mittleren langjährigen Wetterdaten des Standorts Darmstadt verwendet, so ergibt sich daraus ein rechnerischer Jahresheizwärmebedarf des Endhauses nach PHPP Monatsverfahren von 12,7 kWh/(m<sup>2</sup>a). Die Randbedingungen sind in Tabelle 2 im Vergleich zu den gemessenen Daten für die Heizperiode 2017/18 dokumentiert.

Mit den aktuellen Randbedingungen (gemessenen Klimadaten 2017/18, insbesondere Außentemperaturen, Sollwerte der Innentemperaturen entsprechend der gemessenen Innentemperaturen) ergibt sich ein PHPP-Jahresheizwärmebedarf von 13,7 kWh/(m<sup>2</sup>a). Die Unterschiede zwischen dem aktuellen Wetter und den langjährigen Daten sind aber in einzelnen Monaten größer, als es hier zunächst erscheint; so war der Januar deutlich milder, dafür Februar und März strenger als im langjährigen Mittel. Die größeren Unterschiede und Einflüsse resultieren aus dem unterschiedlichen Strahlungsklima: Die gemessene Heizperiode war deutlich strahlungsärmer als im langjährigen Mittel. Die Strahlungsdaten konnten für diese Auswertung näherungsweise aus Messdaten nahegelegener meteorologischer Stationen zur Sonnenscheindauer (vgl. [wetterkontor.de](http://wetterkontor.de)) korrigiert werden; diese Daten sind im Rahmen der hier möglichen Genauigkeit konsistent mit den ebenfalls geringeren Ertragswerten der aufgezeichneten Photovoltaik-Erzeugerleistung, die sich Nov.-März ebenfalls nur auf ca. 80% der durchschnittlichen Monatswerte summierte. Für kommende Heizperioden ist vorgesehen, die Globalstrahlungswerte wieder über eine Dachwetterstation kontinuierlich aufzuzeichnen.

Monatliche Rechenwerte nach quasistationären Bilanzverfahren (ISO 13790) können in einzelnen Monaten bekanntermaßen von den Werten einer genaueren dynamischen Simulation abweichen, gerade für hochenergieeffiziente Gebäude können solche Differenzen durchaus 20%, insbesondere an den Rändern der Heizperiode, betragen. Zur Übersicht über das Verhalten des Gebäudes ist dennoch gerade der Vergleich mit stationären Bilanzen hilfreich. Die wichtigsten Einflussbereiche werden nämlich damit leicht erkennbar. Abbildung 36 zeigt den Vergleich zwischen den

- monatlichen Messwerten aus dem Messkanal (links, volle Säulen) und den
- PHPP-Rechenwerten mit den aktuell gemessenen Randbedingungen (mittlere Säulen, zu den verwendeten Werten vgl. Tabelle 2) sowie
- Rechenwerten unter Verwendung von langjährigen durchschnittlichen Klimadaten des Standortes (rechte Säulen mit Blockmuster).

Die Korrespondenz zwischen den mit dem Messkanal gemessenen monatlichen Enthalpieabgaben an das Gebäude und den quasistationären Bilanzrechnungen (mittlere Säulen mit vertikalem Strichmuster) ist besser als erwartet. Eine größere Abweichung gibt es nur für November 2017 und März 2018, diese dürften auf monatsübergreifende Speichereffekte zurückzuführen sein.

Deutliche Unterschiede gibt es im Vergleich zur Berechnung mit den langjährigen Mittelwerten der Wetterdaten (rechte Säulen mit Blockmuster). Da insbesondere die Januar-Temperaturen deutlich über denen des langjährigen Mittels lagen, war das nicht anders zu erwarten. Die umgekehrte Situation liegt für die Februar- und die März-Bilanz vor.

Im Heizperioden-Mittel gesehen war der untersuchte Zeitraum nicht untypisch für das am Standort vorliegende Klima: es war insgesamt geringfügig milder (Heizgradstunden 63,7 kWh statt 65,5 kWh), jedoch mit geringerem passiv solaren Angebot.

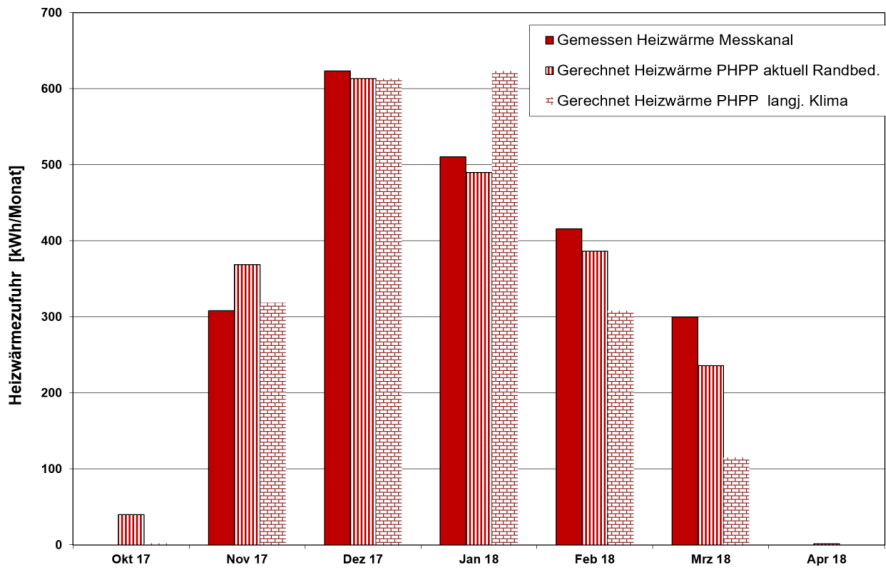


Abbildung 36 Monatsheizwärmebilanzen in der Heizperiode 2017/18 – Messwerte aus dem Messkanal (links, volle Säulen) im Vergleich zu Rechenwerten mit aktuellen Randbedingungen (mittlere Säulen) und Rechenwerten mit durchschnittlichen Klimadaten des Standortes (rechte Säulen).

Tabelle 2 Vergleich der Randbedingungen: PHPP auf Basis langjähriger Mittelwerte des Klimastandortes im Vergleich zu aktuell gemessenen Randbedingungen. Da keine Aufenthaltsprotokolle seitens der Bewohner vorliegen, konnten die inneren Wärmequellen nur pauschal angesetzt werden.

		2017	2017	2018	2018	2018
<b>Monat</b>		<b>11</b>	<b>12</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>
Außentemperatur langjähriges Mittel DA	°C	4,6	1,7	0,6	1,7	5,1
<b>Außentemperatur 2017/18 Messung</b>	<b>°C</b>	<b>5,2</b>	<b>3,0</b>	<b>5,3</b>	<b>-0,3</b>	<b>5,0</b>
Globalstrahlung horiz. langj. Mittel DA	kWh/m <sup>2</sup> /Mon	28	16	23	44	74
<b>Globalstrahlung korrigiert 2017/18</b>	<b>kWh/m<sup>2</sup>/Mon</b>	<b>28</b>	<b>13</b>	<b>20</b>	<b>54</b>	<b>70</b>
Innen-Solltemperatur Pauschalansatz	°C	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0
<b>Innentemperatur nach Messwerten 2017/18</b>	<b>°C</b>	<b>21,5</b>	<b>20,4</b>	<b>21,1</b>	<b>21,7</b>	<b>21,7</b>
Innere Wärmequellen nach PHPP pauschal (beide Fälle)	W	342	342	342	342	342



## 9. Messeinrichtungen / Messkanal

Während die Messung des Stromverbrauchs leicht, mit hoher zeitlicher Auflösung und sehr genau möglich ist (verwendet wurde ein am PHI entwickeltes drahtloses Messsystem [Permudo 2017]), ist die Bestimmung der tatsächlichen Heizwärme- bzw. Kühlkälteabgabe des Innengerätes einer Luft/Luft-Wärmepumpe („Fancoil“) im praktischen Betrieb schwierig. Versuche mit zeitlich begrenzten Messaktionen sind in [Williamson 2015] beschrieben. Die dort beschriebene Methode eignet sich nicht für eine Dauermessung, da sie die normale Wohnnutzung nicht unerheblich stören würde.

Um eine dauerhafte Begleitmessung zu ermöglichen, wurde eigens für das Projekt ein Messkanal entwickelt und gebaut [Feist 2018a], dessen Grundelemente hier zusammenfassend dargestellt werden. Es handelt sich um einen Wärmezähler für Luft, mit allen dabei auftretenden Herausforderungen. Das Prinzip zeigt Abbildung 37; die Luft durchströmt den Kanal von oben nach unten in folgender Reihung:

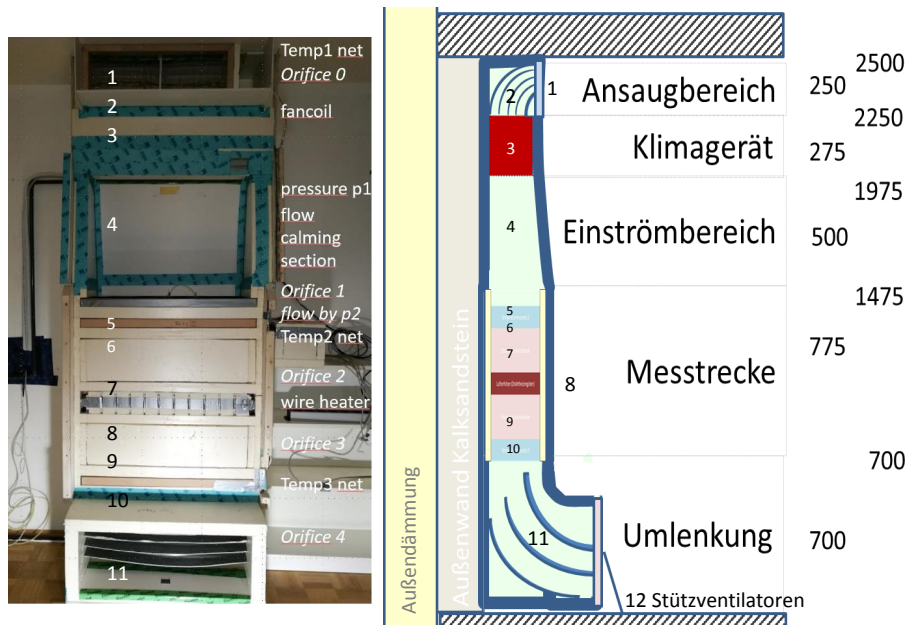


Abbildung 37 Messkanal vor dem Schließen der Frontplatten und Vertikalschnitt (senkrecht zur Ansicht im Foto; rechts)

1. Temperaturmessung im Rückluftstrom (Messnetz 1: Innenraumluft; „indoor air“; ‚Temp1 net‘)
2. Strahlungsschutzblende (Blende 0; ‚orifice 0‘)
3. Im wärmegeprägten Kanal eingebaute Inneneinheit (Kanalabschnitt 2; ‚fancoil‘)
4. Einströmbereich (Kanalabschnitt 3)
5. Messblende zur Volumenstrombestimmung (Blende 1; ‚orifice 1‘)
6. Temperaturmessung im Zuluftstrom (Messnetz 2; ‚Fancoil-Temp.‘; ‚Temp2 net‘)
7. Strahlungsschutzblende (Blende 2; ‚orifice 2‘)
8. Drahtheizregister (zur kalorimetrischen Kalibrierung der Volumenstrommessung; ‚wire heater‘)
9. Strahlungsschutzblende (Blende 3; ‚orifice 3‘)
10. Temperaturmessung im Zuluftstrom nach dem Drahtheizregister (Messnetz 3; ‚Heater-Temp.‘)
11. Umlenk- und Strahlungsschutzblende (Blende 4; ‚orifice 4‘)
12. Stützventilatoren (blasen in den Raum; montiert auf Platte, am geöffneten Kanal entfernt (nicht auf dem Foto))

Im Standardbetrieb des Messkanals wird mit Netz 1 die Temperatur der aus dem Raum zurückgesaugten Luft gemessen, Blende 0 stellt dabei sicher, dass Wärmestrahlung, die evtl. von den Oberflächen des Gebläsekonvektors (Fancoil) ausgeht, von der Temperaturmessung abgeschirmt wird: Diese Zylinderblende ist so gestaltet, dass keine direkte Durchsicht zum Gebläsekonvektor besteht; der Strömungswiderstand der Strahlungsschutzblenden ist vernachlässigbar gering (weniger als 0,2 Pa). Mit Netz 2 wird an der Grenze zu Kanalabschnitt 4 die Temperatur der Zuluft nach der Temperierung durch den Gebläsekonvektor gemessen. Der Strahlungsschutz ist hier durch die vorgeschaltete metallische Lochblende, den geringen Raumwinkelanteil der Ausströmöffnung des Splitgerätes und die sehr dünn-drahtigen Thermoelementsensoren gegeben (Strahlungseinkopplung insgesamt unter 0,6%). Die Differenz  $\Delta\vartheta_{coil} = \vartheta_2 - \vartheta_1$  zwischen den Temperaturen von Netz 2 und Netz 1 ist ein Maß für die vom Gebläsekonvektor eingebrachte fühlbare Wärme; der Wärmeverlust durch die gedämmten Wandungen in Kanalanschnitt 3 konnte durch eine mehrdimensionale Wärmeleitungsrechnung sehr genau bestimmt werden, ist zugleich aber auch relativ gering. Der Wärmekapazitätsstrom wird schließlich bestimmt aus dem Produkt des mittels der Messblende (Blende 1) gemessenen Druckverlusts  $\Delta p_2$  und dem per Potenzformel

$$\dot{V} = c_{ms} (\Delta p_2)^n \quad [2]$$

aus der Ähnlichkeitstheorie berechneten Volumenstrom mit der Dichte und der spezifischen Wärmekapazität der Partialgase in der Luft (trockene Luft, Wasserdampf); dazu wird auch eine Messung des absoluten Luftdrucks protokolliert. Die fühlbare Wärmeabgabe des Gebläsekonvektors ergibt sich aus dem Produkt dieses Wärmekapazitätsstroms mit der gemessenen Temperaturdifferenz  $\Delta\vartheta_{coil}$ .

Die Kalibrierung der Volumenstrommessung mittels der Lochblende (Blende 1) erfolgt in regelmäßig wiederholten Kalibrieraktionen mittels des im Kanalabschnitt 4b eingebauten Drahtheizregisters. Dieses Register wird elektrisch mit Gleichstrom beheizt – die Energiezufuhr kann daher sehr genau gemessen werden; sie wird um evtl. ohmsche Verluste in den Zuleitungen korrigiert, welche andererseits sehr klein sind. Das Heizregister besteht aus dünnen Konstantan-Drähten (0,1 mm) und hat von daher einen nur sehr kleinen Strahlungsanteil bei der Wärmeabgabe (unter 3%). Eine Strahlungsrückwirkung auf die beiden Temperaturmessnetze wird zusätzlich durch die eingebauten Strahlungsschutzblenden (Blenden 3 und 4) auf ein unbedeutendes Maß reduziert. Im eingestellten thermischen Gleichgewicht gibt das Drahtheizregister daher die Wärme in letzter Konsequenz vollständig an den Luftvolumenstrom ab (absorbierte Strahlung in den Blenden wird über diesem Umweg wieder konvektiv an die Luft abgegeben).

Der Transmissionswärmeverlust des Kanalabschnittes 4b (bis zum Temperaturmessnetz 3; dieser Abschnitt ist ebenfalls gut gedämmt) ist gering, wird aber bei der Auswertung der Messungen rechnerisch berücksichtigt. Schließlich lässt sich die fühlbare Wärmezufuhr an den Luftstrom aus dem Produkt von Wärmekapazitätsstrom und Temperaturdifferenz  $\Delta\vartheta_{wire} = \vartheta_3 - \vartheta_2$  ermitteln; diese Beziehung wird genutzt, um umgekehrt aus der gemessenen Temperaturdifferenz  $\Delta\vartheta_{wire}$  den Wärmekapazitätsstrom und daraus schließlich den Massenstrom zu ermitteln. Da sich der absolute Feuchtegehalt der Luft auf der Strecke im Kanalabschnitt 4 im eingeschwungenen Betrieb nicht ändern kann (die Luft wird hier nur erwärmt), sind bei der kalorimetrischen Kalibrierung keine latenten Wärmen im Spiel (wohl kann Entfeuchtung im Kühlbetrieb vorkommen).

Abbildung 38 zeigt das Messprotokoll der ersten Kalibriermessung der Massenstrombestimmung am 25.06.2017. Zunächst (15:00 bis 17:10) werden ohne Wärmezufuhr (weder seitens des Gebläsekonvektor noch vom Drahtheizregister) die fünf Lüfterbetriebsstufen des Gebläsekonvektors durchgeföhren und die sich bei 0,00°C Temperaturdifferenz einstellenden Druckdifferenzen an der Messblende

bestimmt (dies dient der Prüfung der Konsistenz der Kalibrierung). Um 17:32 wird das Draheizregister in Betrieb genommen; es läuft mit einer weitgehend konstanten Wärmezufuhr von  $P_{wire} = 305,6(2)$  Watt bis 01:19 des 26.06. durch. Mit beheiztem Draheizregister werden jetzt alle fünf Lüfterstufen ein weiteres Mal durchgeführt und dabei der Verlauf der Temperaturdifferenzen  $\Delta\vartheta_{wire}$  und des Druckverlustes an der Blende  $\Delta p_2$  aufgezeichnet. Abbildung 38 spiegelt die dabei auftretenden instationären Wärmespeicherprozesse der Einbauten im Kanal wider. Diese Prozesse (längste auftretende Zeitkonstante 14 min) müssen vor der Auswertung abgewartet werden (relevanter Messabschnitt beginnt 70 min nach Umstellung auf den jeweiligen Betriebszustand mit Ausnahme des letzten Messabschnittes). Die Intervalle mit den zeitgleich bestimmten Mittelwerten von  $\Delta\vartheta_{wire}$  und zugehörigem Blendendruckverlust  $\Delta p_2$  sind im Diagramm jeweils als schwarze feine Linien eingezeichnet; daraus lassen sich Wertepaare  $(\Delta p_2; \dot{m}_j)$  von Druckdifferenzen und Massenströmen in den fünf Betriebszuständen ermitteln. Diese Wertepaare sind inklusive Messunsicherheit (Fehlerkreuz) in Abbildung 39 (rote Kreise) dargestellt; mittels einer Ausgleichskurve zu minimalem quadratischem Fehler wurden daraus die Parameter  $c_{ms}$  und  $n$  in Formel [2] bestimmt. Die maximale Messabweichung dieses Volumenstroms ergibt sich aus den Messgenauigkeiten der Einzelmessungen und der Fehlerfortpflanzung zu 3,8% des Messwertes.

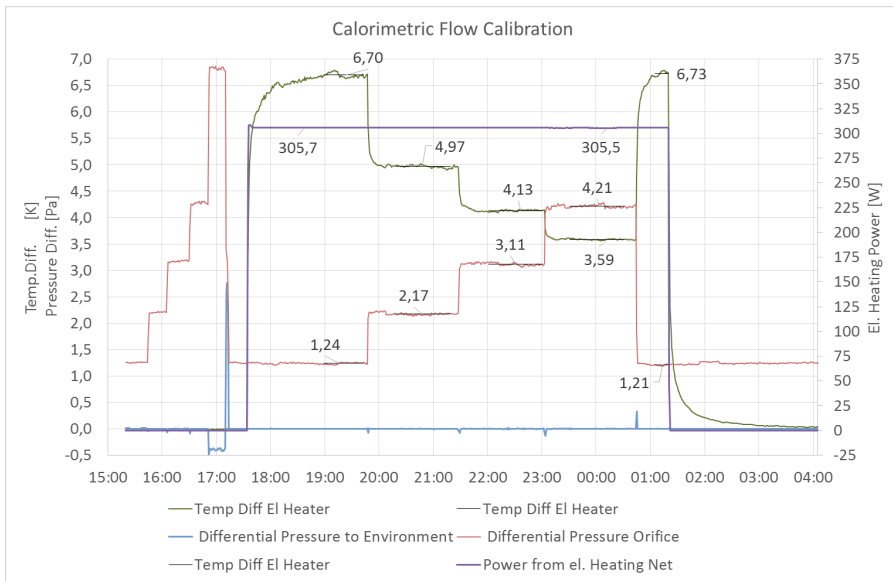


Abbildung 38 Kalibrierung der Luftmassenstrombestimmung mittels kalorimetrischer Messung

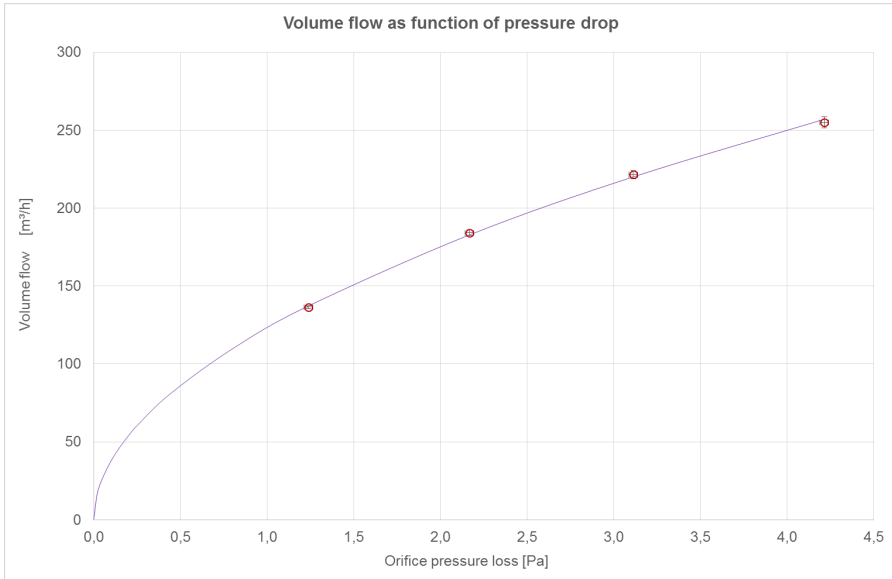


Abbildung 39 Kalibrierkurve für die Messlochblende (Blende 2) zur Volumenstrommessung mittels der kalorimetrischen Kalibrierung gemäß Abbildung 38. Die roten Kreissymbole heben die Messwerte (inkl. Fehlerbalken) hervor.

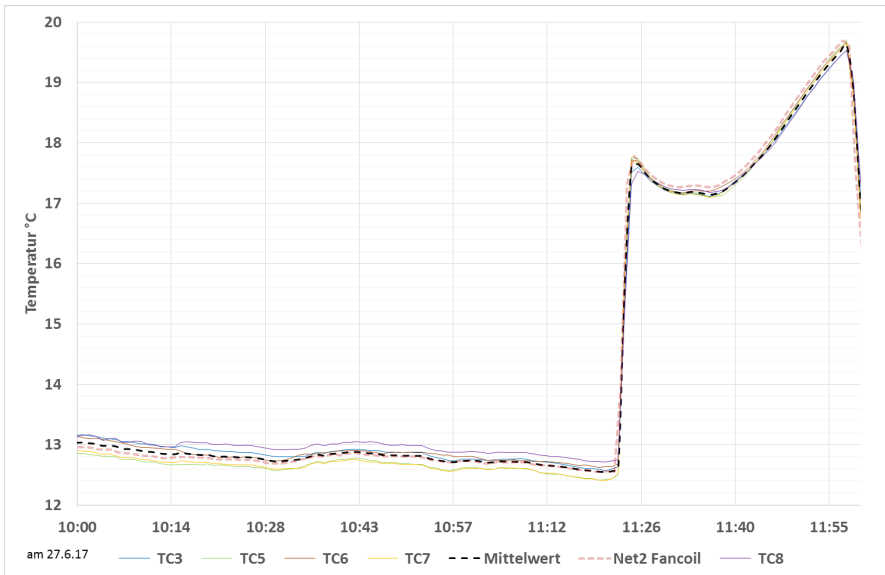


Abbildung 40 Streuung der Temperaturen im Zuluftstrom des Gebläsekonvektors (Fancoil): Vergleich von fünf Einzelsensoren an Extremstellen von Messnetz 2 zur Netzmessung; im Kühlbetrieb ergibt sich eine räumliche mittlere quadratische Streuung im Strömungsfeld von 0,089 K. Die hier eingesetzten Sensoren waren zuvor im Kalibrierkasten individuell gegenüber dem Pt100-Normal kalibriert worden.

Die Genauigkeit der Temperaturdifferenzmessung wird beeinflusst durch die Kalibriergenauigkeit des verfügbaren Kalibriernormals im Labor (ein Pt100 Sensor der Firma Almemo mit 0,08 K Kalibrierzertifikat), den Messabweichungen bei der Kalibrierung der Messnetze und der räumlichen Temperaturinhomogenität im Strömungsfeld (vgl. Abbildung 40). In [Feist 2018a] wird eine Analyse aller dieser Messabweichungen durchgeführt, die auf einer Messgenauigkeit der Temperaturdifferenz<sup>2</sup> von weniger als 2,1% des Messwertes führt.

In der gleichen Publikation ergibt sich nach den Regeln der Fehlerfortpflanzung eine Gesamtgenauigkeit der Enthalpiemessung inkl. Transmissionsanteilen von 4,6%. Der Messkanal erfüllt damit die an ihn gestellte Erwartung, eine Messgenauigkeit von besser als 5% zu ermöglichen.

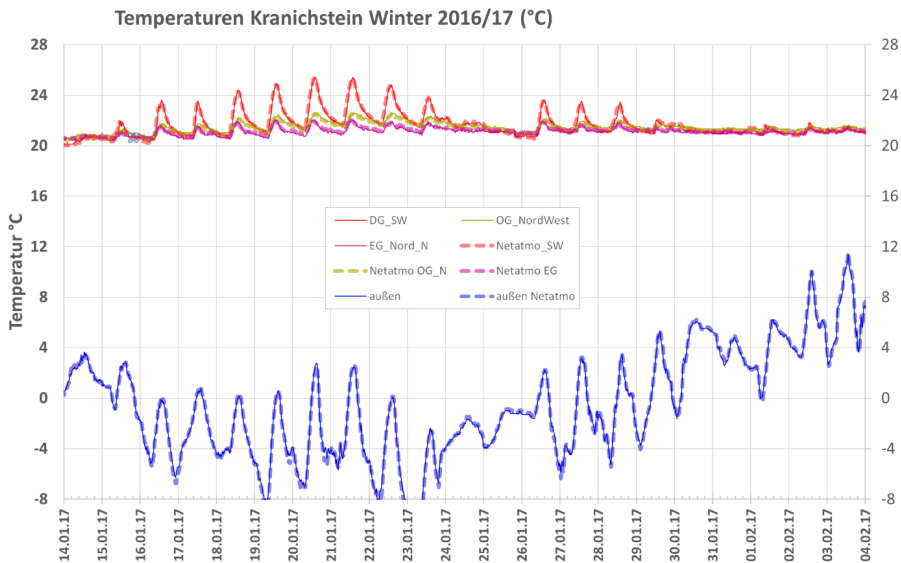


Abbildung 41 Vergleich zweier unabhängiger Messsysteme der Temperaturaufzeichnung im Passivhaus Darmstadt Kranichstein: Die gestrichelten breiten Kurven sind jeweils Ergebnisse der Aufzeichnungen von individuell kalibrierten Temperaturloggern des internetbasierten Monitoringsystems „Netatmo“. Die feinen durchgezogenen Kurven sind Loggerdaten der im Gebäude aufgestellten Humlog-Temperatur/Feuchte-Sensoren. Die Humlog-Sensoren waren im Oktober/November 2016 im Kalibrierschrank auf das Kalibriernormal des PHI kalibriert worden. Die Netatmo-Sensoren [Netatmo] sind durch Parallelmessung am Aufstellort mit einem kalibrierten Pt100 kalibriert (bis auf den Netatmo-Außensensor; von diesem sind hier die Rohdaten wiedergegeben).

<sup>2</sup> Da die Temperaturmessung der Netze relativ zum gleichen Referenzblock (massiver Alu-Quader) erfolgt, hebt sich eine evtl. Messabweichung bei der absoluten Temperaturbestimmung heraus. Die Thermoelemente kommen alle von der gleichen Rolle; sie wurden vorab einzeln im Labor kalibriert.

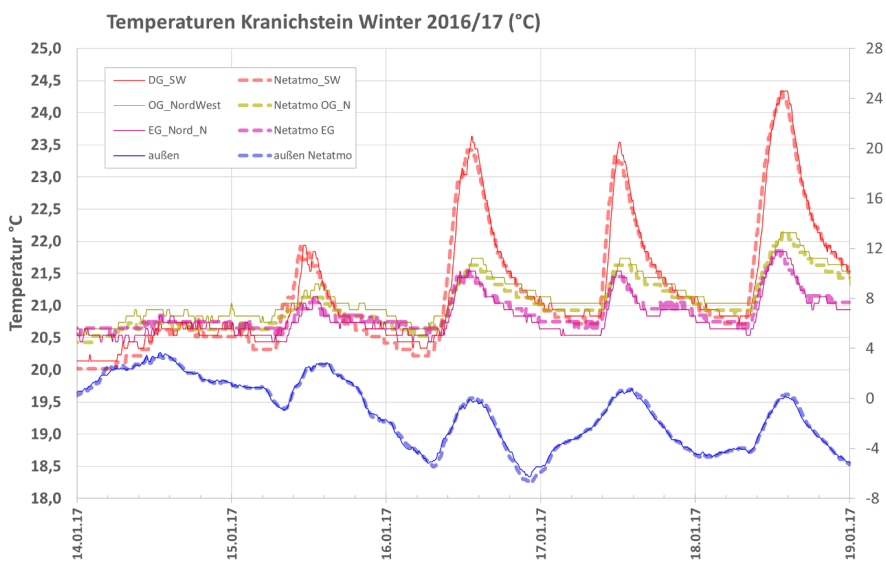


Abbildung 42 vergrößerter Ausschnitt des Vergleichs der Temperatureaufzeichnungen aus Abbildung 41. Durchgezogene Kurven: HumLog-Daten; gestrichelte Kurven: Netatmo-Daten; diese sind gegen Almemo Pt100 kalibriert.

## Temperaturmessungen in den Räumen

Für die Aufzeichnung der Raumtemperaturen wurden Standalone-Datenlogger [Humlog 20] der Firma E+E Elektronik Ges.m.b.H. verwendet. Diese Sensoren sind im Oktober/November 2016 im Kalibrierschrank auf das Kalibriernormal des PHI kalibriert worden.

Bereits zusätzlich vorhandene Netatmo-Sensoren [Netatmo] wurden zuvor durch Parallelmessung am Aufstellort mit einem kalibrierten Pt100 kalibriert (bis auf den Netatmo-Außensensor; von diesem sind hier die Rohdaten wiedergegeben).

Abbildung 41 zeigt die Ergebnisse eines Vergleichs der im Messprojekt eingesetzten Messsysteme:

- Das Standard-Messsystem, das auf im Kalibrierschrank kalibrierten HumLog-Dataloggern besteht. Diese liefern Temperaturen mit einer Auflösung von 0,1 K [Humlog 20].
- Das internetbasierte Netatmo-Messsystem, das funkgekoppelte Sensoren an einer Auswahl ansonsten gleicher Aufstellorte verwendet und das im Projekt gegen kurzzeitig aufgestellte Pt100-Sensoren kalibriert wurde (bis auf den Außenluftsensor).

Abbildung 42 zeigt einen Ausschnitt aus diesem Vergleich. Die kalibrierten Innensensoren stimmen jeweils innerhalb von  $\pm 0,2$  K überein, die wesentliche Abweichung dürfte an den unterschiedlichen Wärmekapazitäten der Sensoren liegen. Der nicht kalibrierte Netatmo-Außensensor kann bis zu 1 K gegenüber der Humlog-Aufzeichnung nach unten abweichen (Achtung! Die Ablesung der Außentemperaturen erfolgt auf der Sekundärachse rechts).

## 10. Zusammenfassung und Schlussfolgerungen

Im Passivhaus Darmstadt Kranichstein wurde im Herbst 2016 die konventionelle Heizung durch eine einzelne Luft/Luft-Wärmepumpe mit Wärme/Kälteabgabe über die Inneneinheit eines Raumklima-Splitgerätes („Fancoil“) im Erdgeschoss ersetzt. Dieses System wurde als alleiniges Heizsystem eingesetzt und über mehrere Jahre systematisch getestet.

Messtechnisch wurden in jedem Raum die Lufttemperaturen erfasst. Ab Juni 2017 ist darüber hinaus ein Messkanal in Betrieb, mit dem die Wärmebilanz der Inneneinheit detailliert protokolliert werden kann.

In den Winterperioden wurden im gesamten Haus dauerhaft die Komfortbedingungen nach ISO 7730 erfüllt. Die Auftriebswirkung im Treppenhaus der dreigeschossigen Wohnung reicht für eine Wärmeverteilung aus, solange die Gebäudehülle Passivhaus-Qualität hat und die Innentüren überwiegend geöffnet sind. Alternativ kann selbstverständlich auch eine andere Form der Luftverteilung verwendet werden (z.B. Umluft, Zulufterwärmung, Gruppe von aktiven Überströmventilen).

Die Übergangsperioden (Frühling und Herbst) können unabhängig vom verwendeten technischen System im Passivhaus in rein passivem Betrieb gemeistert werden: Dabei werden Komfortbedingungen ohne jede Wärme-Zufuhr oder -Abfuhr erreicht.

Die Sommerkomfortbedingungen werden durch den Einsatz des Splitgerätes auch zur Kühlung noch einmal verbessert. In Abbildung 43 wird die Temperaturstatistik im Dachgeschoss für den rein passiven Betrieb (Sommer 2016, grün) und den Betrieb mit Splitgerät (Sommer 2017, blau) gegenübergestellt. Auch mit rein passivem Betrieb sind die sommerlichen Bedingungen im Passivhaus selbst im Dachgeschoss akzeptabel: Temperaturen über 27°C werden nur ganz selten (0,7% der Zeit im Juli) erreicht, überwiegend liegen die Temperaturen zwischen 24 und 26°C. Mit aktiver Kühlung treten Temperaturen über 25°C gar nicht mehr auf und 89% der Zeit im Juli ist die Temperatur nun niedriger als 24°C.

Temperaturstatistik im Dachgeschoss		Juli 2016 rein passiv	Juli 2017 mit Split im EG
mittlere Außentemperatur	$\theta_{e,m}$	21,6	21,0
mittlere Raumtemperatur Dach-Süd	$\theta_{dach,m}$	24,7	22,9
maximale Raumtemperatur Dach-Süd	$\theta_{dach,max}$	27,4	24,7
Übertemperatur-Zeitstatistik (bezogen auf die Gesamtzeit des jeweiligen Monats)	$\theta > 28$	0%	0%
	27	0,7%	0%
	26	11%	0%
	25	53%	0%
Übertemperaturgradstunden	$\theta > \theta_h$	24	70%
	28	0	0
	27	0,9	0
	26	26	0
	25	263	0
	24	736	24,8

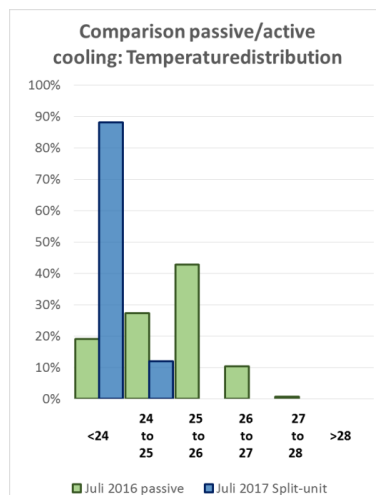


Abbildung 43 Temperaturstatistik für den Monat Juli im Vergleich zwischen rein passivem Betrieb (2016, grün) und dem durch die Luft/Luft-Wärmepumpe unterstützten Betrieb (2017, blau). Dargestellt ist nur die Temperatur im obersten Geschoss

Der Stromverbrauch im Sommer für die zuvor nicht vorhandene Klimatisierung lag bei insgesamt 55,9 kWh/a bzw. unter 0,36 kWh/(m<sup>2</sup>a). Dieser Wert liegt sogar noch unter dem in [Feist 2018] prognostizierten Bedarf von 0,5 kWh/(m<sup>2</sup>a). Der Strombedarf für Kühlung fällt ausschließlich in Zeiten mit vorhandenem PV-Stromerzeugungsüberschuss an, ist somit von vornherein allein aus erneuerbaren Energiequellen abgedeckt – ohne die Stromeinspeisung ins Netz aus der vorhandenen PV-Anlage signifikant zu reduzieren (4,82 kWh/m<sup>2</sup> im Juli und August). Eine evtl. in Gebäuden mit Passivhausstandard betriebene Gebäudeklimatisierung stellt, wie diese Felduntersuchung zeigt, kein Problem aus energiewirtschaftlicher Sicht dar. Eine evtl. Zunahme des Strombedarfs für die Kühlung in der Folge des Klimawandels wurde durch eine Emulation im Monat August 2017 untersucht – auch dann bleiben die Strombedarfswerte für Kühlung im Passivhaus vernachlässigbar gering und nach wie vor vollständig durch einen Teil des am Gebäude erzeugten PV-Stroms abdeckbar.

Die Detailmessungen mit dem Messkanal erlauben die Bestimmung von Arbeitszahlen und auf längere Zeitabschnitte bezogenen Energie-Effizienz-Verhältnissen der Luft/Luft-Wärmepumpe. Diese konnten für die Sommerperiode ausgewertet werden. Es ergaben sich Energieeffizienzverhältnisse des Gesamtsystems für den Kühlbetrieb zwischen 3,5 und 6,2. Diese Werte sind für die praktische Nutzung ausgezeichnet, wenn sie auch etwas unter den von den Herstellern kommunizierten Angaben liegen. Es muss dazu bemerkt werden, dass das Splitgerät während der gesamten Untersuchung allein im sogenannten „Flüstermodus“, einer Betriebsart mit sehr geringem Luftvolumenstrom (wie sich herausstellte im Sommer um 138 m<sup>3</sup>/h) und sehr geringer Schallemission (unter 25 dB(A)) betrieben wurde.

Auch der Heizbetrieb erwies sich als allein mit dem einzelnen im Erdgeschoss aufgestellten Splitgerät durchführbar – bedingt durch den thermischen Auftrieb und durch die ausgezeichnete Wärmedämmung des Passivhauses wurden in zwei Heizperioden so überall Komfortparameter innerhalb des Winter-Komfortbandes erreicht. Der Stromverbrauch für den Heizbetrieb in der ersten Winterperiode wurde zu 697 kWh bzw. 4,5 kWh/(m<sup>2</sup>a) bestimmt. Im Folgejahr waren es 1072 kWh bzw. 6,87 kWh/(m<sup>2</sup>a). Dieser Stromverbrauch ist jeweils extrem gering. Dass auch bei den strengsten in Mitteleuropa vorkommenden Wintern keine grundlegend anderen Ergebnisse zu erwarten wären, geht aus [Feist 1997c] hervor.

Allerdings ist klar erkennbar, dass es zum Winterbetriebsstromverbrauch der Wärmepumpe nur einen kleinen Beitrag der PV-Stromerzeugung gibt (nämlich insgesamt 32 kWh im März entsprechend 0,2 kWh/(m<sup>2</sup>a) oder 4% des Strombedarfs für Heizung). Die PV-Stromerzeugung muss im Winter vollständig für die konventionellen Stromverbraucher im Haushalt (Licht, Kühlschrank, Elektronik, Haushaltsgeräte) arbeiten und reicht von Nov. bis Feb. auch dafür nicht vollständig aus. Auf der Seite der Stromerzeugung muss daher vor allem im Winter auf Windstrom zugegriffen werden; das erfordert selbstverständlich einen Anschluss des Gebäudes an das Stromnetz; der ist ohnehin empfehlenswert, um die z.T. bedeutenden Überschüsse an PV-Stromerzeugung von April bis September anderen Nutzern durch Einspeisung zugänglich zu machen (vgl. Abbildung 44). Die Ergebnisse zur gesamten Energiebilanz machen transparent, dass PV-Stromerzeugung und verbesserter Wärmeschutz von Gebäuden in keinerlei Konkurrenz zueinander stehen, sich vielmehr geradezu perfekt ergänzen: Der Wärmeschutz spart gerade dann besonders viel Strom, wenn die PV davon nur wenig liefern kann. Diese Komplementarität macht eine nachhaltige Energiestruktur im Zusammenwirken von Effizienz und Erneuerbarer Energie gerade erst möglich.

Somit erlaubt die Wärmepumpenheizung im Passivhaus eine energiewirtschaftlich praktikable Perspektive für eine Versorgung der gesamten Dienstleistung Heizung aus erneuerbarem Strom: Windkraftanteile im Stromnetz können in Verbindung mit einem moderaten und bezahlbaren jahreszeitlichen Speicherkonzept (mit Windmethan bzw. Biomethan) den Strombedarf des Systems im Netzverbund vollständig decken.



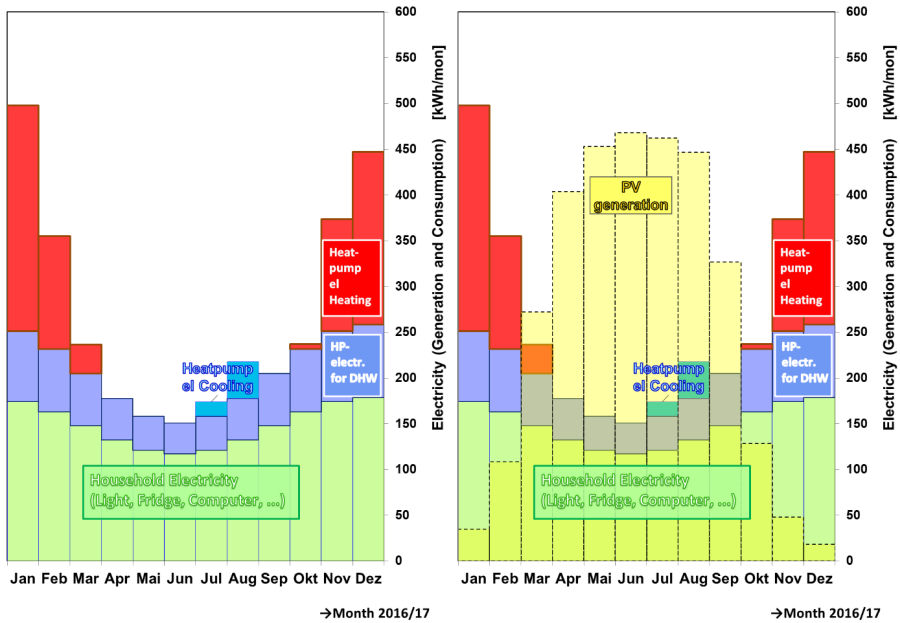


Abbildung 44 Der Monatsverlauf des Bedarfs an elektrischer Energie für alle Anwendungsbereiche (links) zeigt die Dominanz der Heizaufgabe im Winter: Der Wärmepumpen-Heizstrom ist selbst im sehr effizienten Passivhaus immer noch der bedeutendste Einzelverbrauch im Haushalt. Im rechten Diagramm ist zum Vergleich die gemessene PV-Stromerzeugung mit der Anlage auf dem Dach des Objektes dargestellt. Die PV erzeugt von März bis September Überschüsse, die ins Stromnetz eingespeist werden. In durchschnittlichen Gebäuden im Bestand in Mitteleuropa sind die Heizwärmebedarfswerte typischerweise zehnmal (!) so hoch.

## Anhang: Komfortbänder für die verschiedenen Jahreszeiten

Die international anerkannte Bestimmung der thermischen Behaglichkeit folgt [Fanger 1970] und ist in [ISO 7730] festgelegt. Das mittlere vorausbestimmte Votum (PMV „predicted mean-vote“, Tabelle 3) bestimmt sich dabei als Abweichung der mit den am Messort herrschenden thermischen Parametern berechneten Oberflächenenergiebilanz des Organismus von der Tätigkeit und Dämmwirkung der Kleidung  $I_{cl}$  entsprechenden Wärmeabgabe („Metabolismus“  $M$ ) der Person (s.a. [AkkP 25]).

Tabelle 3 Mean Vote (MV, mittleres Votum) mit der definierenden Bestimmung

+3	hot	zu warm
+2	warm	warm
+1	slightly warm	etwas warm
0	neutral	neutral
-1	slightly cool	etwas kühl
-2	cool	kühl
-3	cold	kalt

Die Berechnung der Wärmeströme folgt dabei den anerkannten Regeln der Bauphysik; berücksichtigt werden konvektiver Wärmeübergang, langwellige Strahlung, Verdunstung, sensible Wärme und latente Wärme der Atmung. Die Abbildungen illustrieren die Vorgänge, führen die zugehörigen Gleichungen auf und quantifizieren ein Beispiel.  $\theta$  bezeichnet wie üblich Celsius-,  $T$  absolute Temperaturen.

### Wärmestrahlung      Konvektion      Atemluft (fühlbare Wärme)



[a]



[b]



[c]

Animation:  
Prof.  
Scheatzle  
Prof.  
Bryan  
Arizona State University

$$3.96 \cdot 10^{-8} f_{cl} (T_{cl}^4 - T_{rm}^4)$$

Beispiel:  
1.2 met 1.1 clo **24**

$$f_{cl} h_c (\vartheta_{cl} - \vartheta_e)$$

**21**

$$0.0014 M (34 - \vartheta_e / ^\circ\text{C})$$

**1.3 W/m<sup>2</sup>**

Abbildung 45 Fühlbare Wärmeabgabe je m<sup>2</sup> Körperoberfläche des menschlichen Organismus an die wärmestrahlende Umgebung ( $\vartheta_m$ ) und konvektiv an die Umgebungsluft ( $\vartheta_e$ ). (Zahlenwerte: ein Beispiel bei typischer Winterkleidung und sitzender Tätigkeit  $M=1.2$  met; in Tabelle 5 ist der Rechengang dargestellt und werden die weiteren Formelzeichen erklärt).

### Atemluft (latente Wärme)



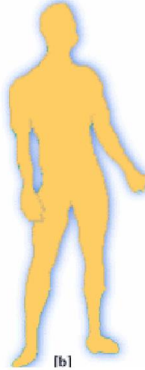
[a]

$$1.7 \cdot 10^{-5} M$$

$$(5867 - p_a / p_a)$$

Beispiel **5.6**

### Diffusion



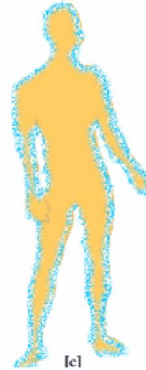
[b]

$$3.05 \cdot 10^{-3} (M-W)$$

$$(5733 - 6.99 (M-W) - p_a / p_a)$$

**12.6**

### Schwitzen



[c]

$$\text{Max}[0 ; 0.42$$

$$(M-W-58.15 \text{ W/m}^2)]$$

**4.9 W/m<sup>2</sup>**

Animation:  
Prof.  
Scheatzle  
Prof.  
Bryan

UNIVERSITÄT  
DUISBURG  
ESSEN

Abbildung 46 Latente Wärmeabgabe des menschlichen Organismus an die Umgebungsluft mit Wasserdampfpartialdruck  $p_a$ . (Zahlenwerte: ein Beispiel bei typischer Winterkleidung und sitzender Tätigkeit; M Metabolismus, W mechanische Arbeit, p Wasserdampfpartialdruck. Die Ergebnisse sind jeweils auf 1 m<sup>2</sup> Körperoberfläche bezogen. In Tabelle 5 ist der Rechengang dargestellt und werden die weiteren Formelzeichen erklärt).

Es stellt sich heraus, dass die mittlere Bewertung PMV = +1 gerade bei einer Überschreitung der vom Organismus abzugebenden Wärme gegenüber dem Gleichgewichtswärmestrom an die Umgebung von ca. 25% abgegeben wird; diesem Votum entspricht (unter ansonsten üblichen Randbedingungen) in etwa einer Abweichung der operativen Temperatur von 3,6 K und ist mit einer Unzufriedenheitsrate (ppd percentage persons dissatisfied) von 25% verbunden. Die neutrale Bewertung (PMV = 0) entspricht exakt dem Gleichgewicht und damit der optimal möglichen Behaglichkeit. Es stellt sich allerdings heraus, dass in der Statistik auch unter Bestbedingungen immer noch mindestens 5% Unzufriedene<sup>3</sup> verbleiben.

In der Norm werden drei Komfortklassen definiert: „Komfortklasse A“ mit einem PMV von 0,22 (entsprechend bei sonst gleichen Bedingungen einer Temperaturabweichung von rund 0,8 bis 1 K gegenüber dem optimalen Klima), bei der die Unzufriedenheitsrate unter 6% bleibt. „Komfortklasse B“ mit einem PMV von 0,35 (entsprechend 1,27 K Abweichung) und ppd=7.5%. Sowie „Komfortklasse C“ mit PMV=0,5 (entsprechend maximal 1,82 K Abweichung) und ppd=10%.

<sup>3</sup> Das liegt an der Streuung der Aktivitäten, Bekleidungsgehnheiten, Vorgeschichten und Stimmungslagen zwischen Individuen. Bei ausreichend großer zufälliger Stichprobe und „optimalem Klima“ im gesamten Raum (was an sich schon nicht leicht erreichbar ist) würden je 2,5% der Befragten immer noch ‚kälter als neutral‘ (also Votum <0) angeben, während weitere 2,5% die thermischen Bedingungen als ‚wärmer als neutral‘ (also Votum >0) ansehen.

Für die Analyse der Behaglichkeit in einem Wohngebäude gehen wir hier davon aus, dass Personen überwiegend sitzende Tätigkeiten ausführen (abgesehen von der Nachtruhe, die gesondert behandelt werden muss, da die Behaglichkeit dabei im Wesentlichen von der Ausstattung der Schlafstätte abhängt [AkkP 25]: Dafür ist der Ansatz gemäß Fanger und der Norm ein Metabolismus von  $M=1,2$  met (entsprechend ca.  $70 \text{ W/m}^2$  Körperoberfläche)).

Der zweite individuelle Einfluss ist durch die Kleidung gegeben. Diese entspricht in der Regel den gesellschaftlichen Konventionen der jeweiligen Kultur und Zeit – die Bereitschaft, Kleidung gemäß der Witterung zu ändern, hat in den vergangenen Jahrzehnten auf Grund der immer besseren Beheizung und Kühlung sowohl im privaten (jeder Neuwagen ist heute klimatisiert) als auch im öffentlichen Raum (öffentliche Verkehrsmittel werden heute überwiegend klimatisiert) abgenommen. Es gibt noch einen gewissen Unterschied zwischen typischer Winter- und Sommerkleidung: Wir dokumentieren die hier getroffenen Annahmen dazu in Tabelle 4. Durch höhere Bereitschaft der Anpassung von Kleidung könnten die Parameter zur Behaglichkeit spürbar mehr an die jeweiligen Jahreszeiten angepasst werden – das setzt aber eine gesellschaftliche Akzeptanz voraus (z.B. Tragen von Shorts auch für männliche Personen im Sommer – hier wurde immer noch von langen, wenn auch leichten Hosen ausgegangen).

Tabelle 4 Angepasste Kleidung für Winter/Übergangs- und Sommerperiode

Periode im Jahr	Typische gesellschaftliche Kleidungs-Konvention / [clo]	Charakteristika
Winter	1,09	Lange Strümpfe, Standard-Unterwäsche, warme Hose, Rollkragenpullover, ärmellose Weste
Übergangsjahreszeit	0,88	Socken, Unterwäsche, normale Hose, Rollkragenpullover
Sommer	0,62	Socken, kein Unterhemd, leichte Hose, kurzärmeliges leichtes Hemd

Einige Parameter in der Fanger'schen Komfortgleichung lassen sich in modernen Wohnungen auf der Basis anderer Anforderungen vorgeben: Z.B. die relative Feuchte  $\varphi$  (und damit der Wasserdampfpartialdruck im Raum) auf Basis hygienischer Grenzen (<65%) und physiologischer Optima (>35%); der Einfluss ist andererseits in diesem Intervall und bei den hier in Betracht kommenden Temperaturen nicht hoch, wir haben daher mit  $\varphi = 40\%$  gerechnet. Die Luftgeschwindigkeit  $v$  muss definitiv unter den steil ansteigenden Grenzen der Zugempfindung gehalten werden: In einem Passivhaus ist das leicht möglich,  $v = 0,05 \text{ m/s}$  liegt bei 0% Zugluftrisiko unter allen bei traditionellen Gebäuden gegebenen Randbedingungen und dieser Wert ist im Aufenthaltsbereich eines Passivhauses (außer bei ausgiebiger Nachtlüftung mit geöffneten Fenstern) einhaltbar.

Zudem kann im Passivhaus davon ausgegangen werden, dass Strahlungstemperatur  $\vartheta_{rm}$  und Lufttemperatur  $\vartheta_{air}$  sich nur sehr wenig unterscheiden:  $\vartheta_{air} = \vartheta_{rm} = \vartheta_{sp}$ . Diese Tatsache wurde im Passivhaus regelmäßig durch Messungen bestätigt – eine Ausnahme bilden auch hier Zeiträume mit extensiven Nachtlüftungen.

Tabelle 5 zeigt beispielhaft die Berechnung der Gleichgewichtskomfortbedingung nach ISO 7730 für den Fall der leichten Sommerkleidung (0,62 clo); es ergibt sich hier eine optimale operative Temperatur von  $24,1 \text{ }^\circ\text{C}$ . Auch die Werte für  $|pmv|=0,22$  (Grenzen von Komfortklasse A) oder  $|pmv|=0,5$  (Grenzen von Komfortklasse C) wurden mit diesem Verfahren auf gleiche Weise bestimmt.

Abbildung 47 zeigt die für alle Jahreszeiten und deren heute typische Kleidung ermittelten optimalen thermischen Behaglichkeitsbedingungen (hellgrün) sowie die Grenzen der Bereiche von Komfortklasse A sowie Komfortklasse C. Diese Grenzen wurden bei den Auswertungen der Messergebnisse im vorliegenden Bericht jeweils mit eingezeichnet.

Tabelle 5 Berechnung von PMV (mittleres Votum) und PPD (Unzufriedenheitsrate) nach EN ISO 7730 : 1995 (Beispiel: Sommerkleidung; Optimaler Komfort; Tool von J. Schnieders)

Metabolismus-Rate		1,2	met
Energieumsatz	M	69,78	W/m <sup>2</sup>
Mechanische Leistung	W	0	W/m <sup>2</sup>
Bekleidung		0,62	clo
Isolationswert der Bekleidung	$I_{cl}$	0,0961	m <sup>2</sup> K/W
Lufttemperatur	$\theta_e$	24,1	°C
Strahlungstemperatur	$\theta_r$	24,1	°C
Luftgeschwindigkeit	$v_a$	0,05	m/s
relative Feuchte	$\varphi$ relFeu	40	%
Wasserdampfdruck	$p_a$	1070	Pa
mittlere Hauttemperatur behaglich	$\theta_{skin}$	33,746	°C
Oberfläche bekleidet / unbekleidet	$f_{cl}$	1,112	
-----			
Oberflächentemperatur der Kleidung	$\theta_{cl}$	29,346	°C
Wärmeverlust Diff. Haut	hl1	12,735	W/m <sup>2</sup>
Wärmeverlust Schwitzen	hl2	4,885	W/m <sup>2</sup>
Latentwärmeverlust Atmung	hl3	5,691	W/m <sup>2</sup>
Fühlbare Wärme Atmung	hl4	0,966	W/m <sup>2</sup>
Strahlungswärmeverlust	hl5	24,833	W/m <sup>2</sup>
Konvektionswärmeverlust	hl6	20,959	W/m <sup>2</sup>
predicted mean vote	PMV	-0,015	-
predicted percentage of dissatisfied	PPD	5,0	%
operative Temperatur (Näherung)	$\theta_o$	24,1	°C

Anmerkungen zu den von Fanger eingeführte Einheiten:

**1 cl** (,cloth') ist gerade ein Wärmedurchgangswiderstand von 0,155 m<sup>2</sup>K/W entsprechend einer ,einer' von der Kleidung gebildeten Luftschicht.

**1 met** (,metabolismus') entspricht der Leistung einer ruhend sitzenden Person, in SI-Einheiten sind das 58,15 W/m<sup>2</sup>.

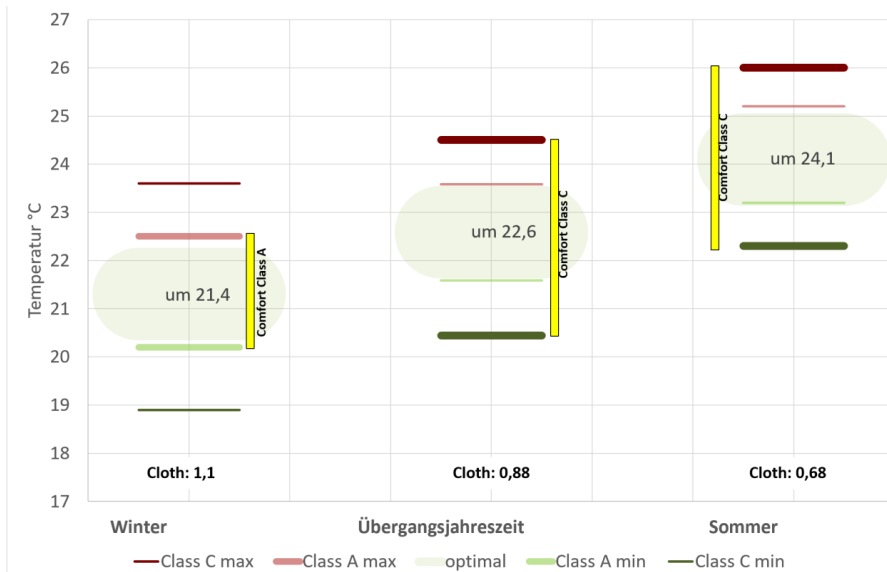


Abbildung 47 Komfortbänder der thermischen Behaglichkeit für die Jahreszeiten (Mitteleuropa, jeweils der Jahreszeit entsprechend gekleidete Personen, Bekleidungskennwert (in cloth) im Diagramm angegeben). Für den Heizbetrieb wurde das A-Band hervorgehoben (höchste Komfortklasse), für die Übergangszeit und den Sommerbetrieb das C-Band (allgemein geforderte Komfortklasse). Der hellgrüne Bereich steht für das Optimum (Klasse A).

## Literatur

- [Agora-Energiewende] Webseite mit verfügbaren Leistungsdaten zur zeitlich aufgelösten Stromerzeugung in Deutschland; <https://www.agora-energiewende.de/service/agorameter>
- [AkkP 5] Energiebilanz und Temperaturverhalten; Protokollband Nr. 5 des Arbeitskreises kostengünstige Passivhäuser, 1. Auflage, Passivhaus Institut, Darmstadt 1997
- [AkkP 25] Temperaturdifferenzierung in der Wohnung, Protokollband Nr. 25 des Arbeitskreises kostengünstige Passivhäuser Phase III; Passivhaus Institut; Darmstadt 2003
- [Bisanz 1999] Bisanz, C.: Heizlastauslegung im Niedrigenergie- und Passivhaus; Passivhaus Institut; Fachinformation PHI-1999/2; Eigenverlag; Darmstadt 1999
- [DIN EN ISO 7730] Ergonomie der thermischen Umgebung - Analytische Bestimmung und Interpretation der thermischen Behaglichkeit durch Berechnung des PMV- und des PPD-Indexes und Kriterien der lokalen thermischen Behaglichkeit (ISO 7730:2005); Deutsche Fassung EN ISO 7730:2005, Berichtigungen zu DIN EN ISO 7730:2006-05; Ausgabe 2007-06
- [Fanger 1970] Fanger, P Ole. Thermal Comfort: Analysis and applications in environmental engineering. McGraw-Hill. Syracuse University 1970
- [EnerPHit] Perspektiven für die Modernisierung des Bestandes mit hocheffizienten Komponenten; Internet-Publikation: [https://passipedia.de/planung/sanierung\\_mit\\_passivhaus\\_komponenten/](https://passipedia.de/planung/sanierung_mit_passivhaus_komponenten/)
- [Feist 1988] Forschungsprojekt Passive Häuser; Projektziele - mit einem Kommentar des Autors zur 2. Auflage 1995, Institut Wohnen und Umwelt, Darmstadt, 1. Aufl. 1988, 2. Aufl. 1995
- [Feist 1993] Passivhäuser in Mitteleuropa; Dissertation, Universität Kassel, 1993
- [Feist/Werner 1994] Wolfgang Feist und Johannes Werner: „Gesamtenergiekennwert < 32 kWh/(m<sup>2</sup>a)“; Bundesbaublatt 2/1994
- [Feist 1997a] Wolfgang Feist: „Passivhaus Darmstadt Kranichstein - Planung, Bau, Ergebnisse“, Fachinformation PHI 1997/4, 1. Auflage, 16 Seiten, Link zur PHI Publikation- an english version is also available
- [Feist 1997b] Feist, W. und Loga, T.: Vergleich von Messung und Simulation, im Protokollband Nr. 5 des Arbeitskreises kostengünstige Passivhäuser, Passivhaus Institut, Darmstadt 1997, Seiten 29-63
- [Feist 1997c] Wolfgang Feist: „Der Härtetest: Passivhäuser im strengen Winter 1996/97“; GRE-Inform, 12/1997.
- [Feist/Pfluger 2016] Feist, W., Pfluger, R., Peper, S., Hasper, W., Ebel, W., Schulz, T., Saxer, A. (2016). Studie zur Dauerhaftigkeit von Energieeffizienzmaßnahmen – Erfahrungen nach 25 Jahren Passivhaus Darmstadt-Kranichstein. PHI, Darmstadt.
- [Feist 2016a] Feist, W.: Passive House – the long-lasting solution, in Proceedings of the 20<sup>th</sup> International Passive House Conference, Darmstadt 2016
- [Feist 2018] Feist, W.: Reversible Luft-Luft-Wärmepumpe als Versorgungslösung zur Beheizung und Kühlung: Erste Erfahrungen; in Protokollband 53 des Arbeitskreis kostengünstige Passivhäuser, Darmstadt 2018
- [Feist 2018a] Feist, W.: Der Zuluft-Messkanal, Universität Innsbruck, 2018

[Feist 2000] Wolfgang Feist: „Erfahrungen objektiv: Messergebnisse aus bewohnten Passivhäusern“; in: Tagungsband zur 4. Passivhaus Tagung. Passivhaus Dienstleistung GmbH, 1. Auflage, DA 2000

[Feist 2020] Wolfgang Feist; Rainer Pfluger; Wolfgang Hasper: „Durability of building fabric components and ventilation systems in passive houses“ Energy Efficiency 13(3) Dec. 2020 DOI: 10.1007/s12053-019-09781-3; (direct link to full-text-publikation: [Durability Passive House; bit.ly/PH\\_durab\\_25a](https://www.durability-passive-house.com/bit.ly/PH_durab_25a))

[Humlog 20] Datenblatt des Messdatenloggers ‘Humlog’, web-Publikation: [https://www.epluse.com/fileadmin/data/product/humlog20/Datenblatt\\_HUMLOG20.pdf](https://www.epluse.com/fileadmin/data/product/humlog20/Datenblatt_HUMLOG20.pdf)

[Netatmo] Datenblatt der Web-basierten Sensoren ‘netatmo’, web-Publikation: <https://www.netatmo.com/de-de/weather/weatherstation/specifications>

[Ochs 2017] Ochs, F.; Dermentzis, G.; Siegele, D. et al: “Auditing tool” PHPP – New Features and Comprehensive Validation. In: 20. Internationale Passivhaustagung Darmstadt 2016, pp 503-508

[Peppes et al 1997] A.A.Peppes , M. Santamouris and D.N.Asimakopoulos: MEASUREMENT AND CFD MODELING OF AIRFLOW THROUGH STAIRWELLS, BIBINF UK, Air Infiltration and Ventilation Centre, proceedings of “Ventilation and Cooling”, 18<sup>th</sup> Annual Conference, Athens, Greece, 1997, Volume 2, pp 513-522

[Permudo 2017] Permudo Smart Plug; Document PSC234\_DS\_EN\_JAN17.pdf. Web: [https://www.permundo.com/app/download/12336219431/PSC234\\_DS\\_EN\\_JAN17.pdf?t=1510586033](https://www.permundo.com/app/download/12336219431/PSC234_DS_EN_JAN17.pdf?t=1510586033)

[PHPP] Passivhaus Projektierungs Paket; Passivhaus Institut, Darmstadt, 9. Auflage 2017

[Reinwald 2018] Reinwald, M.; Hochhuber, J.: Energiespeicherung und Stromnetzregelung mit hocheffizienten Gebäuden - Windheizung 2.0; in: 22. Internationale Passivhaustagung München 2018, pp 507-512

[Schnieders 2016] Schnieders, J.; Schulz, T.; Feist, W, et al: Passive Houses in Chinese Climates, 1st edition, Darmstadt 2016

[Werner 1993] Feist, W. und Werner, J. : Erste Messergebnisse aus dem Passivhaus Darmstadt Kranichstein, gi, 114 (1993) Heft 5, Seiten 240-249.

[Williamson 2015] James Williamson and Robb Aldrich: Field Performance of Inverter-Driven Heat Pumps in Cold Climates, in: U.S. Department of Energy, Energy Efficiency and renewable energy, 2015, electronic publication available under <http://www.osti.gov/bridge>





ISBN 978-3-99106-078-9



9 783991 060789