

1A.x Hybride Klimatisierung für Elektrofahrzeuge: Kombination von Wärmepumpe und offenem Sorptionssystem

Uwe Bau, Heike Schreiber, Franz Lanzerath, André Bardow

Abstract

For battery-driven vehicles, a trade-off exists between mileage and air-conditioning. Air-conditioning, namely heating, cooling and dehumidification, has to be provided by electrical energy from the battery, since engine power and waste heat are not available. Nowadays, air-conditioning is provided by an electrical heat pump in heating and cooling mode. To increase the efficiency of the heat pump, we propose a hybrid system, consisting of a heat pump and a desiccant unit. The desiccant unit is used as a latent thermal storage unit. The potential of the proposed concept is analyzed by dynamic simulations. In summer, the electricity consumption for cooling can be reduced by 45 % using the hybrid system instead of a single heat pump in cooling mode. In winter, the hybrid system allows for higher ratio of cabin air, while maintaining a low water loading inside the cabin to prevent fogging. This higher ratio of cabin air reduces the electricity consumption in winter by up to 34 %. The highest reductions can be achieved for the case of simultaneous dehumidification and heating, as it is often needed in spring and autumn. In this case, the hybrid system allows for electricity reductions of up to 75 %. For all cases, the hybrid system leads to a significant increase of possible mileage for a battery-driven vehicle.

Kurzfassung

Bei elektrisch angetriebenen Fahrzeugen besteht ein Zielkonflikt zwischen Reichweite und Klimatisierung. Mangels verfügbarer motorischer Leistung und Abwärme muss der Fahrgastraum im Winter aktiv beheizt werden; in den Übergangsmontaten muss entfeuchtet und geheizt und im Sommer gekühlt und entfeuchtet werden. Die dazu benötigte Energie wird aus der Batterie bereitgestellt. In heutigen Klimatisierungskonzepten spielt dabei die Wärmepumpe eine zentrale Rolle. Um die Effizienz heutiger Klimatisierungskonzepte zu erhöhen, schlagen wir die Erweiterung durch einen offenen Sorptionsspeicher vor. In diesem Beitrag wird die Topologie des vorgeschlagenen hybriden Klimatisierungskonzepts für alle Betriebsfälle vorgestellt. Dynamische Simulationen zeigen, dass im Kühlfall eine Einsparung von bis zu 45 % im Vergleich zu einer reinen Wärmepumpe im Kühlbetrieb möglich ist. Im Heizfall lässt sich durch eine Erhöhung des Umluftverhältnisses eine Stromersparnis von bis zu 34 % realisieren. In den Übergangsmontaten, in denen entfeuchtet und geheizt werden muss, lassen sich sogar Einsparungen von bis zu 75 % erzielen. Somit lässt sich die Reichweite eines elektrisch angetriebenen Fahrzeuges durch ein hybrides Klimatisie-

lungskonzept bestehend aus Wärmepumpe und offenem Sorptionsspeicher signifikant erhöhen.

1 Einleitung

Umweltzonen, Lärm- und Klimaschutzziele werden in den kommenden Jahren zur weiteren Elektrifizierung der Fahrzeugflotte führen [1, 2]. Bei elektrisch angetriebenen Fahrzeugen ist die Klimatisierung jedoch eine Herausforderung: Mangels verfügbarer motorischer Abwärme muss der Fahrgastraum im Winter aktiv beheizt werden; in den Übergangsmonaten muss entfeuchtet und geheizt und im Sommer gekühlt und entfeuchtet werden. Wird der Energiebedarf der Klimatisierung aus den Stromvorräten der Traktionsbatterie gedeckt, sinkt die ohnehin geringe Reichweite weiter ab [3]. Um diesen Zielkonflikt zwischen thermischem Komfort und Reichweite zu entschärfen, werden effiziente Möglichkeiten zum Kühlen, Heizen und Entfeuchten benötigt.

Für das Kühlen der Kabine in den Sommermonaten kommt bei motorgetriebenen Fahrzeugen eine Kompressionskältemaschine (KKM) zum Einsatz. Dabei wird der Zuluft Energie auf niedrigem Temperaturniveau entzogen und an die Umgebung auf höherem Temperaturniveau wieder abgegeben. Bei Elektrofahrzeugen bleibt die Kompressionskältemaschine bestehen, lediglich der Kompressor wird mit Batteriestrom, anstelle von Motorleistung betrieben.

Im Winter lässt sich die fehlende Motorabwärme am einfachsten durch elektrische PTC-Heizer kompensieren. Diese sind kompakt und einfach zu verbauen, haben aber einen beschränkten Wirkungsgrad von $\eta_{\text{PTC}} < 1$ [4]. Eine effizientere Möglichkeit der Wärmebereitstellung ist die Wärmepumpe. Die Wärmepumpe ist im Prinzip eine Kompressionskältemaschine, bei der Wärmequelle und Wärmesenke getauscht werden: Die Energie wird auf niedrigem Temperaturniveau aus der Umgebung aufgenommen und auf höherem Temperaturniveau an die Zuluft abgegeben. Die Leistungszahl einer Wärmepumpe COP_{WP} hängt von den Temperaturniveaus ab, liegt aber in der Regel in einem Bereich von $COP_{\text{WP}} = 1,5 \dots 5$ und somit über einem PTC-Heizer. Es existieren diverse Konzepte und Untersuchungen für eine integrierte Wärmepumpe/Kompressionskältemaschine [3, 5–7].

In den Übergangsmonaten, bei hoher Luftfeuchte und Umgebungstemperaturen unter $T_{\text{Umgebung}} < 20^\circ\text{C}$, besteht ein Bedarf an Entfeuchtung und gleichzeitiger Aufheizung der Kabinenzuluft. Dieser Betriebsfall lässt sich ebenfalls durch eine Wärmepumpe realisieren. Dabei wird die Kabinenzuluft am Verdampfer der Wärmepumpe gekühlt und entfeuchtet. Am anschließenden Kondensator der Wärmepumpe wird die Luft dann wieder erwärmt [3].

In allen Betriebsmodi, „Kühlen“, „Heizen“ und „Entfeuchten und Heizen“, stellt eine integrierte Wärmepumpe / Kompressionskältemaschine die zentrale Komponente für eine effiziente Bereitstellung eines komfortablen Kabinenklimas bei elektrisch betriebenen Fahrzeugen dar. Für stationäre Anwendungen wurde allerdings gezeigt, dass ein offener Sorptionsspeicher die Effizienz einer Wärmepumpe erhöhen kann [8–11].

In diesem Beitrag schlagen wir eine Topologie vor, bei der eine Wärmepumpen-Architektur im Automobil um einen offenen Sorptionsspeicher erweitert wird. Ein

Sorptionsspeicher ist ein thermo-chemischer Speicher, der aktiv die Luft entfeuchtet und dabei Wärme freisetzt. Im Sommer entkoppelt der Sorptionsspeicher die Entfeuchtung der Luft von der sensiblen Kühlung. Dadurch kann die Kompressionskältemaschine effizienter betrieben und der Komfort im Innenraum kann erhöht werden. Im Winter kann durch einen Sorptionsspeicher gleichzeitig das Umluftverhältnis erhöht und Scheibenbeschlag verhindert werden, wodurch die benötigte Heizleistung sinkt. In den Übergangsmonaten senkt ein Sorptionsspeicher den Strombedarf für den Kompressor der Wärmepumpe, da die Aufgaben Entfeuchten und Heizen simultan vom Sorptionsspeicher erfüllt werden. Der Sorptionsspeicher wird zwischen den Fahrten geladen und entlastet dadurch die Batterie während der Fahrt.

Um die Interaktion von Sorptionsspeicher und Wärmepumpe / Kältemaschine im hybriden Klimatisierungssystem zu untersuchen, wurde ein dynamisches Modell des Sorptionsspeichers in der Modellierungssprache Modelica entwickelt. Dieses Modell wird mit einem Kabinenmodell und einem einfachen Wärmepumpenmodell gekoppelt. Mit Hilfe dieser Modelle wird das Einsparungspotenzial quantifiziert.

Im folgenden Kapitel 2 wird das Wirkprinzip eines offenen Sorptionsspeichers erklärt und die daraus resultierenden Verschaltungen der Betriebsmodi „Kühlen“, „Heizen“, „Entfeuchten und Heizen“ und „Laden“ werden vorgestellt. Kapitel 3 gibt eine Übersicht über die genutzten dynamischen Simulationsmodelle. In Kapitel 4 werden die Ergebnisse für die unterschiedlichen Betriebsmodi separat dargestellt. In Kapitel 5 werden abschließend die wichtigsten Ergebnisse zusammengefasst.

2 Konzept einer hybriden Klimatisierung

In diesem Kapitel wird die Erweiterung einer Wärmepumpe / Kompressionskältemaschine um einen Sorptionsspeicher für die Betriebsmodi, „Kühlen“, „Heizen“, „Entfeuchten und Heizen“ und „Laden“, gezeigt. Um diese Betriebsmodi heute abzudecken, ist eine Wärmepumpe mit drei Wärmeübertragern nötig. [3, 5]. Die genutzte Wärmepumpe hat zudem einen Verdichter und zwei Ventile. Zwei Wärmeübertrager, der Verdampfer und der Kondensator, befinden sich in der Zuluftstrecke, um die Zuluft zu kühlen, zu heizen oder zu entfeuchten. Der dritte, ein Frontend-Wärmeübertrager, koppelt die Wärmepumpe an die Umgebung. Dieser Frontend-Wärmeübertrager wird je nach Betriebsmodus als Verdampfer oder Kondensator genutzt. Die jeweils benötigten Druckniveaus werden durch die zwei Ventile geregelt. Die Verschaltung der Wärmepumpe in ihren jeweiligen Betriebsmodi ist in den Abbildungen 1-4 dargestellt.

2.1 Kühlen

Das Schaltbild für das Konzept „Kühlen“ ist in Abbildung 1 gezeigt. Im Betriebsmodus „Kühlen“ ist der Verdampfer der Wärmepumpe aktiv und nimmt Energie aus der zu kühlenden Zuluft auf. Der Frontend-Wärmeübertrager dient als Kondensator und gibt Energie an die Umgebung ab. Der Sorptionsspeicher liegt vor dem Verdampfer und wird mit Außenluft beaufschlagt. Die Außenluft wird durch den Sorptionsspeicher getrocknet und erwärmt. Mit Hilfe eines einfachen Rückkühlers wird die warme und trockene Luft nach dem Sorptionsspeicher gegen Umgebung gekühlt. Anschließend wird diese vorkonditionierte Luft mit Kabinenumluft gemischt und im Verdampfer auf die gewünschte Temperatur abgekühlt. Durch das vorige Entfeuchten und Rückkühlen der Außenluft sinkt der latente Kältebedarf, der durch den Verdampfer bereitgestellt werden muss. Außerdem steigt die mittlere Verdampfertemperatur durch den Sorptionsspeicher an, da die Luft nicht mehr entfeuchtet werden muss. Beide Effekte reduzieren den Strombedarf der Wärmepumpe.

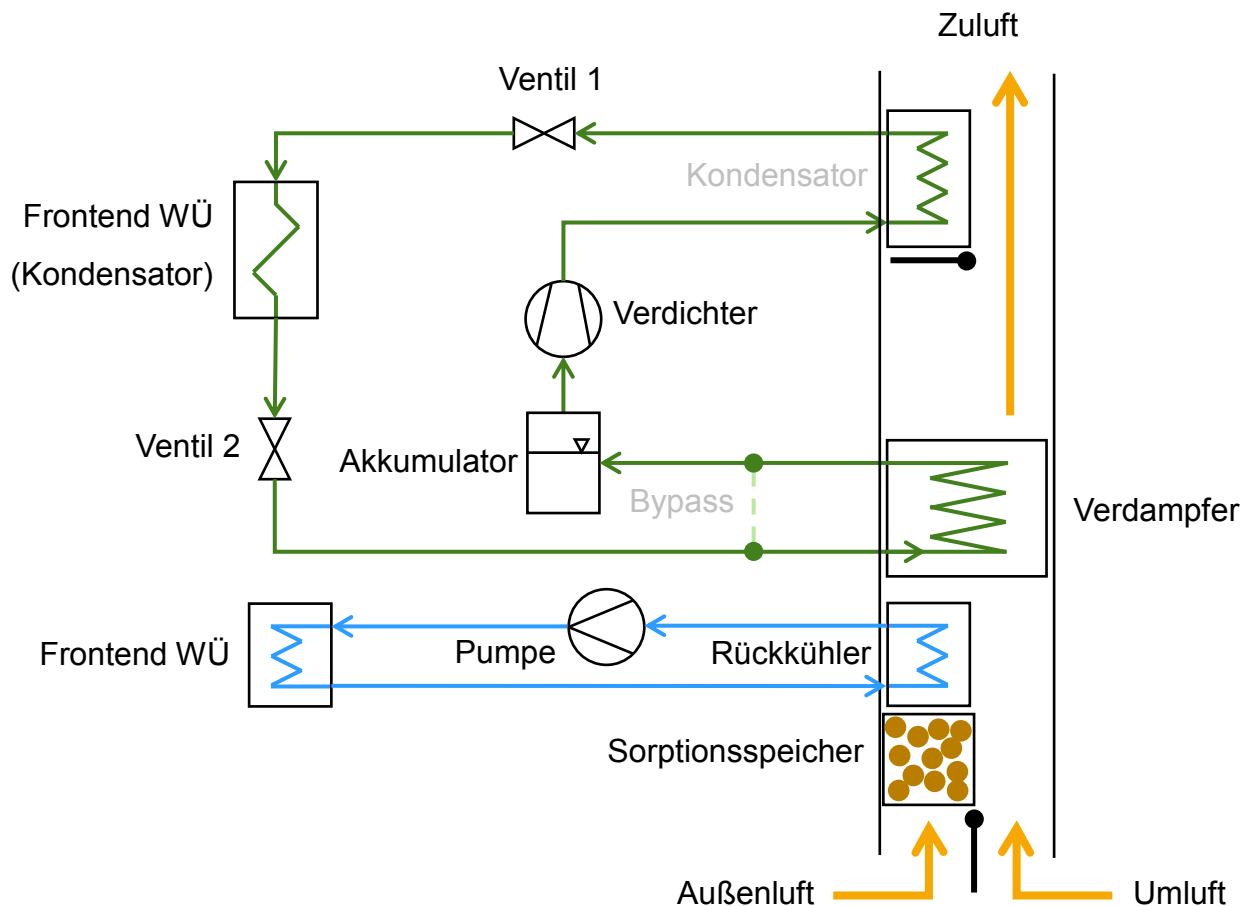


Abbildung 1: Schaltbild „Kühlen“ für ein hybrides Klimakonzept bestehend aus Wärmepumpe im Kühlmodus (Kompressionskältemaschine), Sorptionsspeicher und Rückkühler. Bei der Wärmepumpe ist der Verdampfer aktiv und der Frontend-Wärmeübertrager (WÜ) dient als Kondensator. Der Sorptionsspeicher trocknet die Außenluft. Die warme, trockene Außenluft wird anschließend gegen Umgebung zurückgekühlt und mit der Umluft gemischt.

2.2 Heizen

Für den Betriebsmodus „Heizen“ werden sowohl ein Konzept mittels PTC-Heizer, als auch ein Wärmepumpenkonzept als Referenz untersucht, da beide Konzepte dem heutigen State-of-the-Art entsprechen. Für das hybride Konzept mit Sorptionsspeicher dient das Wärmepumpenkonzept als Grundlage.

Die Verschaltung im Heizfall ist in Abbildung 2 dargestellt. Beim Heizen mit dem hybriden Konzept heizt der Kondensator den Zuluftstrom auf. Der Frontend-Wärmeübertrager dient als Verdampfer und nimmt Wärme aus der Umgebung auf. Der Sorptionsspeicher ist vor dem Kondensator platziert und wird mit gemischter Außen- und Kabinenluft durchströmt. Dabei wird die Luft im Sorptionsspeicher getrocknet und erwärmt. Der Kondensator heizt die vorgewärmte Luft weiter auf, um die gewünschte Kabinentemperatur einzustellen. Der Rückkühler wird in diesem Betriebsmodus nicht benötigt.

Durch den geringen Wassergehalt in der Luft bei kalten Temperaturen, ist der Effekt der direkten Vorwärmung der Zuluft gering. Allerdings muss bei einem konventionellen Heizkonzept im Winter ein hohes Außenluftverhältnis eingestellt werden, um Feuchtigkeit aus der Fahrzeugkabine abzutransportieren und so einen Beschlag der Scheiben zu vermeiden [4]. Durch einen Sorptionsspeicher lässt sich eine niedrige Luftfeuchte in der Kabine bei gleichzeitig hohem Umluftverhältnis erzielen. Dadurch lässt sich die benötigte Heizleistung stark reduzieren.

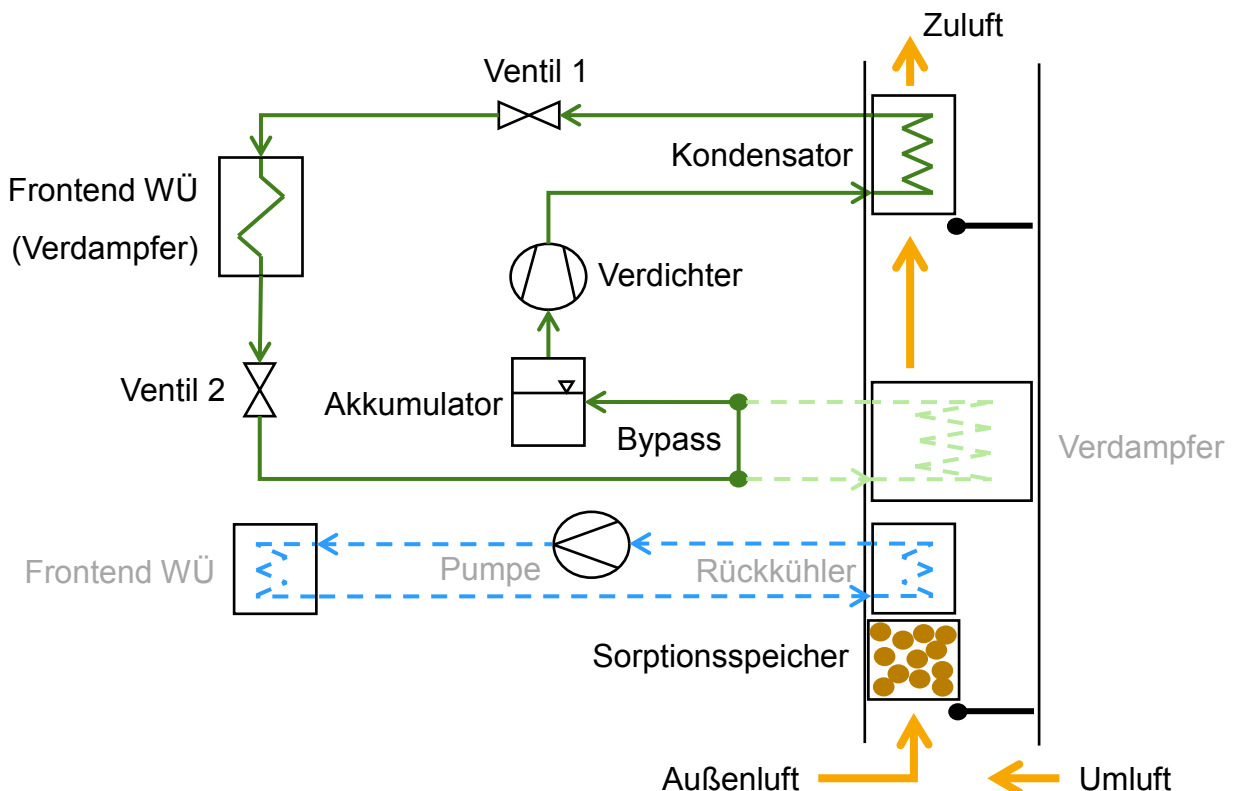


Abbildung 2: Schaltbild „Heizen“ für ein hybrides Klimakonzept bestehend aus Wärmepumpe und Sorptionsspeicher. Bei der Wärmepumpe ist der Kondensator aktiv und der Frontend-Wärmeübertrager (WÜ) dient als Verdampfer. Der Sorptionsspeicher wird genutzt, um Außenluft und Umluft zu trocknen und vorzuwärmen. Der Rückkühler wird im Heizfall nicht benötigt.

2.3 Entfeuchten und Heizen

Die Verschaltung im Betriebsmodus „Entfeuchten und Heizen“ ist in Abbildung 3 dargestellt. Im Betriebsmodus „Entfeuchten und Heizen“ sind sowohl Verdampfer, als auch Kondensator im Zuluftstrom aktiv. Im Verdampfer wird die Zuluft bis unter ihren Taupunkt abgekühlt und dadurch entfeuchtet. Anschließend wird die Luft im Kondensator wieder aufgeheizt um ein angenehmes Kabinenklima sicherzustellen. Je nach Verhältnis zwischen Entfeuchtungs- und Heizbedarf dient der Frontend-Wärmeübertrager als Verdampfer oder Kondensator. Der Sorptionsspeicher wird, wie im Heizmodus, mit der gemischten Zuluft durchströmt. Dabei wird der Zuluftstrom entfeuchtet und erwärmt. Der Sorptionsspeicher erfüllt also die Aufgaben des Verdampfers und des Kondensators gleichzeitig, wodurch sich der Strombedarf für die Wärmepumpe direkt senken lässt.

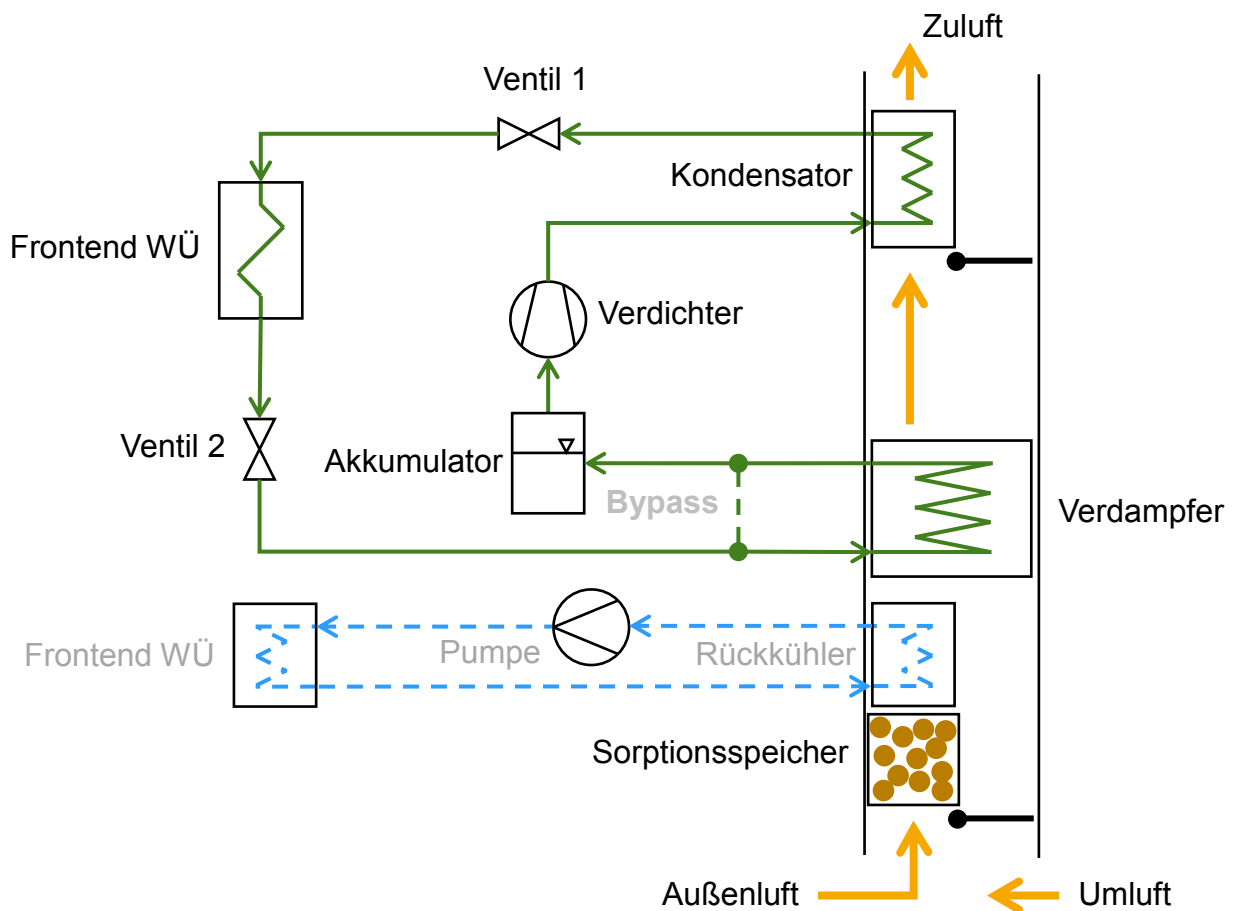


Abbildung 3: Schaltbild „Entfeuchten und Heizen“ für ein hybrides Kühlsystem bestehend aus Wärmepumpe und Sorptionsspeicher. Bei der Wärmepumpe sind der Kondensator und der Verdampfer aktiv. Zusätzlich dient der Frontend-Wärmeübertrager (WÜ) je nach Lastfall als Verdampfer oder als Kondensator. Der Sorptionsspeicher wird genutzt, um Außenluft und Umluft zu trocknen und zu erwärmen. Der Rückkühler wird beim Entfeuchten nicht benötigt.

2.4 Laden

Geladen wird der Sorptionsspeicher zwischen zwei Fahrten durch Netzstrom. Laden bedeutet in diesem Fall, dass der Sorptionsspeicher getrocknet wird. Dazu wird der Sorptionsspeicher mit warmer Luft durchströmt. Für ein effizientes Laden des Speichers lässt sich die Wärmepumpe nutzen. Wie im Heizfall wird der Kondensator genutzt, um Außenluft zu erwärmen. Der Frontend-Wärmeübertrager dient in diesem Fall als Verdampfer und nimmt Energie aus der Umgebung auf. Die Verschaltung während der Ladephase ist in Abbildung 4 dargestellt.

Neben der Wärmepumpe kann zum Laden des Sorptionsspeichers auch eine andere Heizmöglichkeit genutzt werden, wie z.B. ein PTC-Heizer.

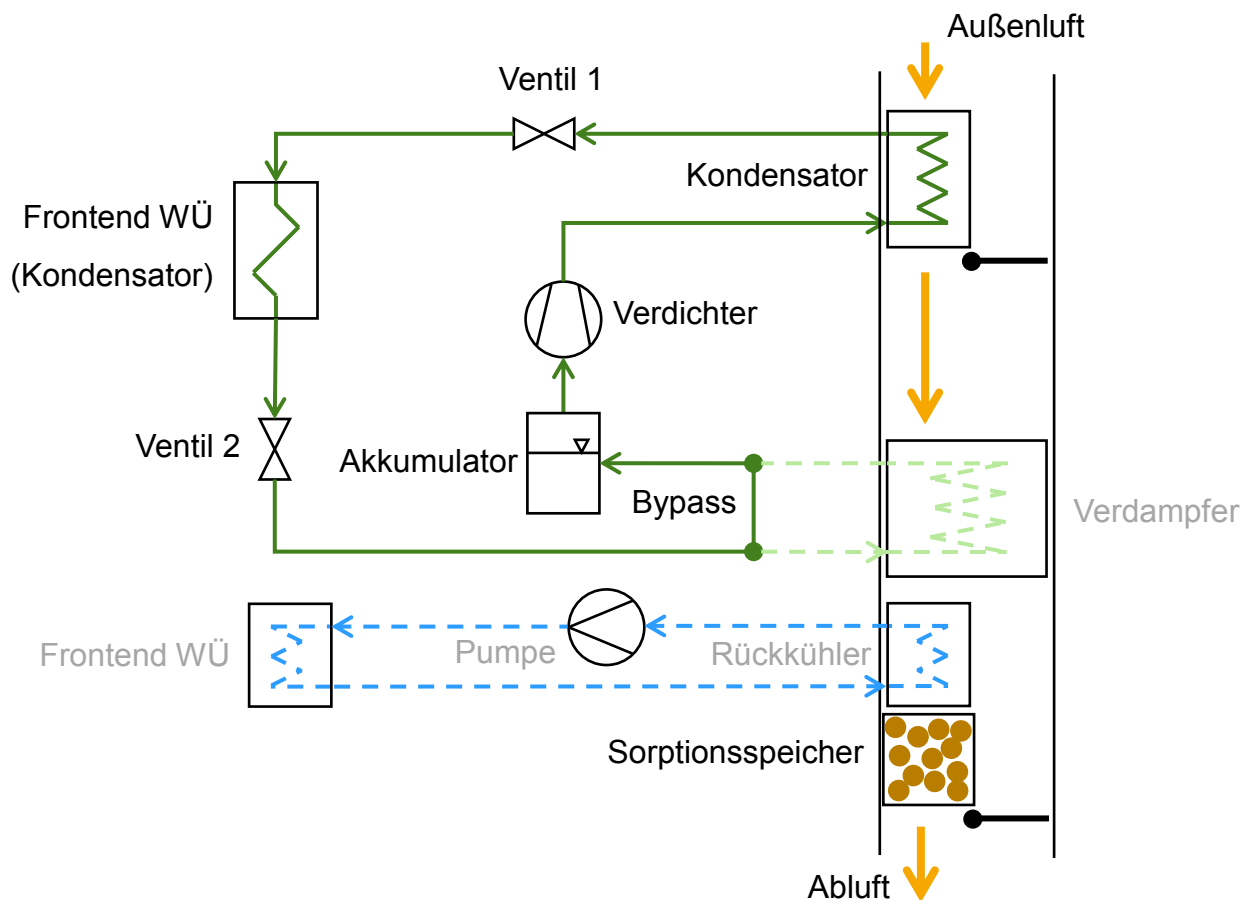


Abbildung 4: Schaltbild „Laden“ für ein hybrides Kühlsystem bestehend aus Kompressionskältemaschine (Wärmepumpe) und Sorptionsspeicher. In der Ladephase ist der Kondensator der Wärmepumpe aktiv, der Frontend-Wärmeübertrager (WÜ) dient als Verdampfer. Der Sorptionsspeicher wird erwärmt und getrocknet.

3 Dynamische Modellierung

Das vorgestellte hybride Klimakonzept, bestehend aus Wärmepumpe und offenem Sorptionsspeicher, wird in einer Simulationsstudie untersucht, um die mögliche Energieersparnis im Vergleich zu den Referenzprozessen zu quantifizieren. Als Basis dient ein validiertes dynamisches Modell eines offenen Sorptionsspeichers [12]. Die Fahrzeugkabine wird als Punktmodell abgebildet und mit typischen Heiz- und Kühllasten beaufschlagt [4]. Für den PTC-Heizer wurde ein konstanter Wirkungsgrad angenommen. Die Leistungszahl der Wärmepumpe / Kältemaschine ist temperaturabhängig modelliert auf Basis von Literaturdaten [13]. In den folgenden Abschnitten 3.1 – 3.4 werden die genutzten Modelle und Annahmen erläutert.

3.1 Offener Sorptionsspeicher

Der Zustand des Sorptionsspeichers ändert sich während einer Fahrt kontinuierlich. Die Zunahme der Wasserbeladung im Speicher senkt das Adsorptionspotenzial, was zu einer langsamer werdenden Kinetik des Prozesses führt. Um diese Dynamik des Sorptionsspeichers abbilden zu können, wurde ein dynamisches Modell in der objektorientierten Modellierungssprache Modelica entwickelt. Das Modell basiert auf der Modellbibliothek „Adsorption Energy Systems Library“, die am Lehrstuhl für Technische Thermodynamik der RWTH Aachen University entwickelt wurde [12].

Der Sorptionsspeicher ist als Schichtenmodell in Strömungsrichtung diskretisiert. Jede Schicht besteht aus den Volumenelementen Adsorbent, Luft und Wand. In jedem Volumen werden die Energie- und die Massenbilanz gelöst. Gekoppelt sind die drei Volumina durch Wärme- und Stoffübertragungsfunktionen. Die Wärmeübertragungskoeffizienten werden mittels Korrelation nach Kast basierend auf der Reynoldszahl ermittelt [14]. Für den Stoffübergang des Wassers aus der Luft in das Adsorbent wird ein Linear-Driving-Force-Ansatz verwendet [14]. Das treibende Potenzial für den Stoffübergang ist dabei die Differenz des Partialdrucks des Wassers in der Luft und des Gleichgewichtsdrucks des Wassers im adsorbierten Zustand. Die genutzten Korrelationen für den Stoffübergang stammen von Hougén und Marshall [15]. Die benötigten Daten für das Adsorptionsgleichgewicht basieren auf dem Potenzialmodell von Dubinin [16] und können durch den objektorientierten Ansatz in der Simulation schnell ausgetauscht werden. Für diese Simulationsstudie wurde das Sorptionsmittel AQSOA Z02 verwendet, mit Stoffdaten basierend auf Messungen von Goldsworthy [17]. Dabei handelt es sich um ein kommerzielles Material der Firma Mitsubishi Plastics Inc., das für den benötigten Temperaturbereich zwar gut geeignet, aber nicht optimiert ist. Die benötigten Stoffdaten für feuchte Luft und Wasser stammen aus der Stoffdatenbibliothek TIL-Media [18].

3.2 Fahrzeugkabine

Die Luft in der Fahrzeugkabine wird als Punktmodell modelliert. Als Wärme- und Wasserquellen werden Wärmeleitung über die Karosserie, solare Wärmestrahlung, sowie die Wärme- und Wasserabgabe der Passagiere berücksichtigt. Luftaustausch durch Konvektion wird lediglich durch das Beimischen von Außenluft, bei einem Umluftverhältnis kleiner 1, berücksichtigt. Die Modelle werden im Folgenden erläutert.

Wärmeleitung durch Karosserie

Der Wärmestrom zwischen der Fahrzeugkabine und der Umgebung aufgrund von Wärmeleitung \dot{Q}_{WL} berechnet sich zu:

$$\dot{Q}_{WL} = kA \cdot (T_{Kabine} - T_{Umgebung}) \quad (1)$$

mit dem effektiven Wärmedurchgangskoeffizienten kA , der Kabinentemperatur T_{Kabine} und der Außentemperatur $T_{Umgebung}$. Für den Wärmedurchgangskoeffizienten wurde ein konstanter Wert $kA = 52,5 \text{ W/K}$ angenommen [4].

Solare Wärmestrahlung

Insbesondere im Sommer entsteht ein großer Teil der Kühllast durch direkte Sonneneinstrahlung. Der Wärmeeintrag durch Strahlung \dot{Q}_S lässt sich über die direkte Sonneneinstrahlung I_S , den senkrechten Anteil der bestrahlten Fläche A_S und den Transmissionsgrad τ_S abschätzen:

$$\dot{Q}_S = I_S \cdot A_S \cdot \tau_S \quad (2)$$

Für die folgenden Untersuchungen wurde eine effektive Oberfläche von $A_S = 2,25 \text{ m}^2$ und ein Transmissionsgrad von $\tau_S = 0,85$ angenommen [4]. Die solare Strahlung wurde im Winter zu $I_{S,Heizen} = 0 \text{ W/m}^2\text{K}$ und im Sommer zu $I_{S,Kühlen} = 800 \text{ W/m}^2\text{K}$ gesetzt [4].

Wasser- und Wärmelast durch Passagiere

Neben Wärmeleitung und Wärmestrahlung wird auch die Wärmelast der Passagiere berücksichtigt. Eine Person in Ruhe gibt je nach Umgebungstemperatur einen Wärmestrom zwischen $\dot{Q}_P = 120 - 160 \text{ W/Pers}$ [4] ab. In unserem Modell wird eine konstante Wärmeabgabe von $\dot{Q}_P = 120 \text{ W/Pers}$ angenommen. Zusätzlich dazu findet eine Wasserabgabe durch Schwitzen an die Kabinenluft statt. Die Schweißrate hängt ebenfalls von der Kabinentemperatur und zusätzlich von der Luftfeuchte ab und liegt zwischen $\dot{m}_P = 30 - 250 \text{ g/h/Pers}$ je nach Bedingungen [4]. In unserem Modell haben wir einen konstanten Wert von $\dot{m}_P = 60 \text{ g/h/Pers}$ angenommen.

3.3 Wärmepumpe, PTC-Heizer und Rückkühler

Die Wärmepumpe, der PTC-Heizer und der Rückkühler sind als Punktmodelle modelliert, die der Luft Energie und Wasser zu-, beziehungsweise abführen. Sie sind so geregelt, dass eine konstante Kabinentemperatur und -feuchte erreicht wird (mehr zur Regelung in Abschnitt 3.4).

Für Wärmepumpe (WP) und Kompressionskältemaschine (KKM) wird eine temperaturabhängige Leistungszahl angenommen. Für die Wärmepumpe beschreibt die Leistungszahl COP_{WP} die abgegebene Heizleistung im Verhältnis zur aus der Batterie entnommenen elektrischen Leistung. Im Kühlfall beschreibt die Leistungszahl COP_{KKM} die Kälteleistung im Verhältnis zur aufgenommenen elektrischen Leistung. Beide Leistungszahlen berechnen sich aus dem temperaturabhängigen Carnot-Leistungszahl, multipliziert mit einem konstanten exergetischen Wirkungsgrad. Der

exergetische Wirkungsgrad wurde in Anlehnung an Konz gewählt [13], sodass sich realistische COP-Werte ergeben. Die angenommenen COP-Werte für Wärmepumpe und Kältemaschine sind in Abbildung 5 dargestellt.

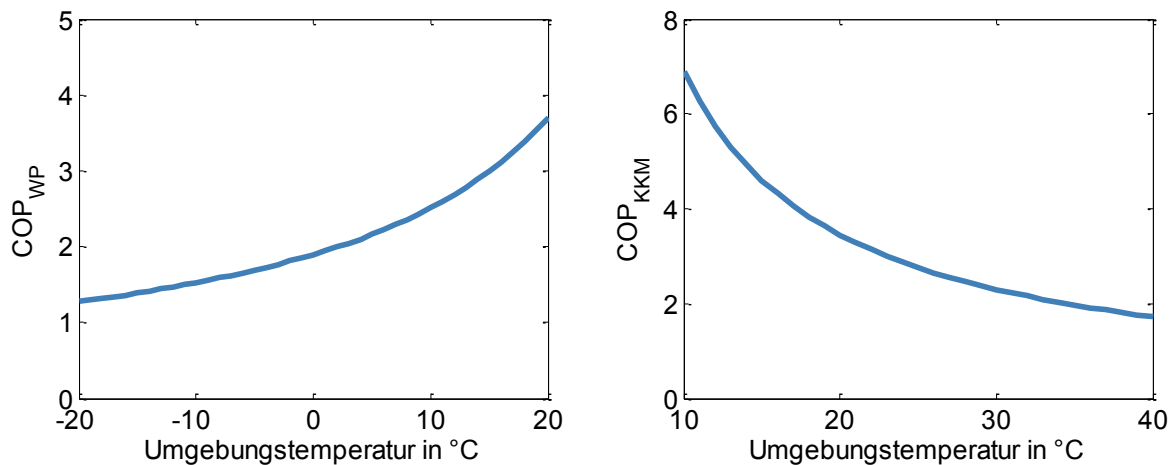


Abbildung 5: Temperaturabhängige Leistungszahlen (COPs) für Wärmepumpe (links) und Kompressionskältemaschine (rechts). Links: COP im Wärmepumpenbetrieb bei konstanter Temperatur nach dem Kondensator von $T_{\text{heiß}} = 35^{\circ}\text{C}$. Rechts: COP im Kältemaschinenbetrieb bei konstanter Temperatur nach dem Verdampfer von $T_{\text{kalt}} = 6^{\circ}\text{C}$. Die COP-Werte sind aus Daten von Konz abgeleitet [13].

Ein elektrischer PTC-Heizer gibt die elektrische Energie direkt an die Luft ab. Bis auf geringe Wärmeverluste wird die elektrische Energie vollständig in Form von Wärme an die Luft abgegeben. Aus diesem Grund wird für den PTC Heizer ein konstanter Wirkungsgrad von $\eta_{\text{PTC}} = 0,98$ angenommen.

Im Betriebsmodus „Kühlen“ kann die trockene und warme Luft nach dem Sorptionspeicher gegen Umgebung ohne zusätzlichen Aufwand zurückgekühlt werden. Für die Umsetzung dieses Wärmeübertragers im Automobil gibt es viele Möglichkeiten: Luft/Luft Wärmeübertrager, Luft/Wasser Wärmeübertrager, in Wärmepumpenzyklus integrierte Wärmeübertrager, etc. Für die Simulationsstudie ist der Rückkühler deshalb lediglich mittels eines konstanten Wärmeübertragerwirkungsgrads modelliert. Dieser Wirkungsgrad beschreibt den Anteil des Temperaturpotenzials, das durch den Wärmeübertrager zurückgekühlt werden kann zu

$$\eta_{\text{Rückkühler}} = \frac{T_{\text{ein}} - T_{\text{aus}}}{T_{\text{ein}} - T_{\text{Umgebung}}} = 0,8 \quad (3)$$

Je besser dieser Wirkungsgrad, desto höher die Energieersparnis im Sommerfall. Bei der späteren Auslegung dieses Wärmeübertragers gilt es, einen guten Kompromiss aus Wirkungsgrad und Bauteilgewicht und -größe zu finden.

3.4 Regelung

Um eine Vergleichbarkeit zwischen den untersuchten Konzepten zu gewährleisten wurde der Kabinenluftzustand auf die gleiche Temperatur und die gleiche Feuchte

geregelt. Als Stellgrößen wurden das Umluftverhältnis und die Zulufttemperatur vor der Kabine mittels zwei PI-Reglern geregelt.

4 Ergebnisse

Im folgenden Kapitel werden die Ergebnisse für die drei Betriebsmodi „Kühlen“, „Heizen“ und „Entfeuchten und Heizen“ dargestellt. Dazu wird jeweils kurz auf die fall-spezifischen Randbedingungen eingegangen. Anschließend wird der Strombedarf mit und ohne Sorptionsspeicher für unterschiedliche Umgebungsbedingungen untersucht. Für Details bezüglich der Modellierung sei auf Kapitel 3 verwiesen.

Für alle untersuchten Fälle wurde die Anzahl an Passagieren konstant mit 2 angenommen. Außerdem wurde angenommen, dass die Fahrzeugkabine dicht ist, und ein Luftaustausch mit der Umgebung nur über das Außenluftverhältnis der Klimaanlage stattfindet. Für alle Untersuchungen wird eine Fahrtzeit von $t_{\text{Fahrt}} = 1 \text{ h}$ angenommen. Der Sorptionsspeicher ist zu Beginn der Fahrt getrocknet (geladen). Die Größe des Sorptionsspeichers wurde nicht optimiert, allerdings so gewählt, dass eine hohe Ausnutzung während der Fahrtzeit bei der Mehrzahl der untersuchten Umgebungsbedingungen gegeben ist. Die Kabine wurde für alle Fälle mit den Sollwerten für Temperatur und Wasserbeladung initialisiert, sodass Abkühl- und Aufheizeffekte zu Beginn der Fahrt vernachlässigt wurden.

4.1 Kühlen

Im Betriebsmodus „Kühlen“ wird die Kabinenluft auf eine Temperatur von $T_{\text{Kabine}} = 22^\circ\text{C}$ [4] und eine Wasserbeladung von $X = 0,005 \text{ kg}_W/\text{kg}_L$ geregelt. Dazu wird das Umluftverhältnis zwischen 50 % und 75 % variiert, bei einem konstanten minimalen Außenluftstrom von $\dot{m}_{\text{Außenluft}} = 2,5 \text{ kg}/\text{min}$. Somit ergibt sich ein gesamter Zuluftstrom zwischen $\dot{m}_{\text{Zuluft}} = 5 \dots 10 \text{ kg}/\text{min}$. Gleichzeitig wird die Zulufttemperatur, und damit auch die Zuluftbeladung in die Kabine, durch die Leistung der Kompressionskältemaschine geregelt. Für alle Umgebungsbedingungen wird eine Sorptionsspeichermasse von $m_{\text{sor}} = 4 \text{ kg}$ angenommen, was in etwa einem Volumen von $V_{\text{sor}} = 8 \text{ l}$ entspricht.

Die untersuchte Umgebungstemperatur für den Betriebsfall „Kühlen“ variiert zwischen $T_{\text{Umgebung}} = 20 \dots 35^\circ\text{C}$. Die Luftfeuchte nimmt für die einzelnen Fälle linear ab mit $\varphi_{\text{Umgebung}} = 60 \%$ bei $T_{\text{Umgebung}} = 20^\circ\text{C}$ und $\varphi_{\text{Umgebung}} = 30 \%$ bei $T_{\text{Umgebung}} = 35^\circ\text{C}$. Die solare Einstrahlung ist für alle Fälle konstant zu $I_{S,\text{Kühlen}} = 800 \text{ W}/\text{m}^2\text{K}$ gesetzt [4]. Die insgesamt zu erbringende Kältebelastung liegt damit für die untersuchten Fälle zwischen $\dot{Q}_{\text{Kälte}} = 2 \dots 3,7 \text{ kW}$.

Abbildung 6 (links) zeigt den durchschnittlichen Strombedarf für die Fälle Kompressionskältemaschine und hybrides Klimakonzept bestehend aus Kompressionskältemaschine und Sorptionsspeicher. Durch den Sorptionsspeicher lässt sich der durchschnittliche Strombedarf bei einer einstündigen Fahrt zwischen 45 % (20°C) und 17 % (35°C) senken. Dabei ist insbesondere zu beachten, dass ca. 70 % der auftretenden Stunden, in denen das Auto gekühlt werden muss im Bereich großer Energieersparnis mit $T_{\text{Umgebung}} = 20 \dots 25^\circ\text{C}$ liegen. Lediglich knapp 1 % der Kühlfälle liegt über

$T_{\text{Umgebung}} = 30^{\circ}\text{C}$ [13]. Somit kann ein hybrides Klimakzept mit Sorptionsspeicher in den meisten Betriebsfällen eine signifikante Reduzierung des Strombedarfs erzielen.

Abbildung 6 (rechts) zeigt die Kältelast, die von der Kompressionskältemaschine zu leisten ist, aufgeteilt nach sensibler und latenter Kältelast, exemplarisch für eine Umgebungstemperatur von $T_{\text{Umgebung}} = 30^{\circ}\text{C}$. Es zeigt sich, dass bei dem hybriden System die latente Kältelast nahezu vollständig vom Sorptionsspeicher übernommen wird. Die sensible Kältelast hingegen steigt aufgrund des Rückkühlers nur minimal. Neben der direkten Reduzierung der Kältelast der Kompressionskältemaschine kann durch die verringerte latente Kältelast eine höhere mittlere Verdampfertemperatur erzielt werden, da eine Unterkühlung der Luft zwecks Entfeuchtung nicht mehr nötig ist. Durch die erhöhte mittlere Verdampfertemperatur steigt der mittlere COP der Kompressionskältemaschine.

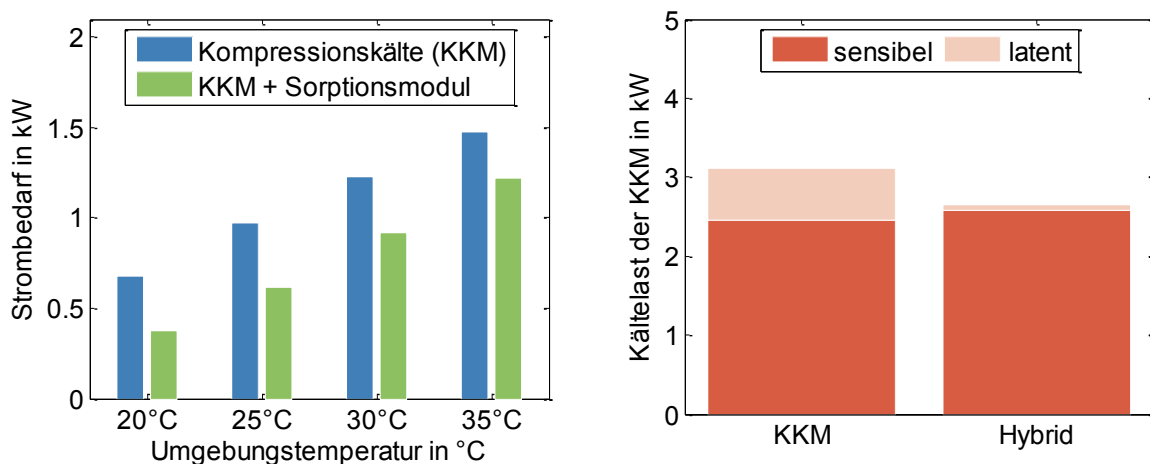


Abbildung 6: Links: Durchschnittlicher Strombedarf der Kühlvarianten Kompressionskältemaschine (KKM) und Hybridsystem (KKM + Sorptionsspeicher) bei steigenden Temperaturen. Rechts: Kältelast, die durch KKM gedeckt werden muss, nach sensibel und latent für eine konstante Temperatur von $T_{\text{Umgebung}} = 30^{\circ}\text{C}$.

4.2 Heizen

Im Betriebsmodus „Heizen“ wird die Kabinenluft auf $T_{\text{Kabine}} = 25^{\circ}\text{C}$ geregelt, um ein angenehmes Befinden der Passagiere zu gewährleisten [4]. Für den Heizfall wird der Zuluftstrom konstant zu $m_{\text{Luft}} = 5 \text{ kg/min}$ gewählt und die Einblastemperatur in die Kabine wird geregelt [4]. Für alle untersuchten Fälle wird eine Sorptionsspeichermasse von $m_{\text{Sor}} = 2 \text{ kg}$ untersucht, was in etwa einem Volumen von $V_{\text{Sor}} = 4 \text{ l}$ entspricht. Diese Masse ist halb so groß wie im Sommerfall, aber für alle Heizfälle ausreichend groß bei einer Fahrtdauer $t_{\text{Fahrt}} = 1 \text{ h}$.

Die untersuchten Umgebungsbedingungen für den Betriebsfall „Heizen“ variieren zwischen $T_{\text{Umgebung}} = -20 \dots 20^{\circ}\text{C}$ bei einer konstanten Luftfeuchte von $\varphi_{\text{Umgebung}} = 50 \%$. Die solare Einstrahlung für die Heizfälle ist zu $I_{\text{S,Heizen}} = 0 \text{ W/m}^2\text{K}$ gesetzt. Damit ergibt sich, für ein Umluftverhältnis von 50 %, ein Wärmebedarf zwischen $\dot{Q}_{\text{Wärme}} = 4,2 \dots 0,6 \text{ kW}$, wobei circa die Hälfte des Wärmebedarfs durch das Aufheizen der Außenluft entsteht.

Im Folgenden werden zwei Fälle untersucht: Im ersten Fall wird das Umluftverhältnis für die Varianten PTC-Heizer, Wärmepumpe und Hybridsystem konstant auf 50 % festgelegt. Im zweiten Fall wird das Umluftverhältnis so gewählt, dass eine maximale Wasserbeladung der Kabinenluft nicht überschritten wird, um ein Beschlagen der Fenster zu verhindern. Die Grenzbeladung wird für jeden Fall über den Taupunkt der Fenster abgeschätzt, wobei eine Fensterscheibentemperatur von ($T_{\text{Scheibe}} = T_{\text{Umgebung}} + 5^{\circ}\text{C}$) angenommen wird [4].

Abbildung 7 zeigt den durchschnittlichen Strombedarf für die drei untersuchten Konzepte PTC-Heizer, Wärmepumpe und Hybridsystem bei unterschiedlichen Umgebungstemperaturen.

In Abbildung 7 oben ist der Fall für ein konstantes Umluftverhältnis von 50 % dargestellt. Man erkennt, dass die Wärmepumpe den Strombedarf im Vergleich zum PTC-Heizer signifikant senken kann und dass dieser Vorteil bei wärmeren Temperaturen zunimmt. Vergleicht man das Wärmepumpenkonzept mit dem Hybridkonzept erkennt man, dass bei gleichem Umluftverhältnis lediglich Einsparungen zwischen 3 und 10 % durch das Hybridkonzept zu erzielen sind. Das geringe Einsparungspotenzial ergibt sich durch die geringen Wasserbeladungen der Außenluft im Winter: Bei trockener Zuluft kann der Sorptionsspeicher kaum Wärme freisetzen.

Großmann [19] führt allerdings aus, dass durch eine Erhöhung des Umluftverhältnisses der Wärmebedarf gesenkt werden kann. Um dennoch einen Scheibenbeschlag zu verhindern, kann der Außenluftstrom nicht beliebig gesenkt werden. Durch den Sorptionsspeicher wird die Umluft entfeuchtet, wodurch ein höheres Umluftverhältnis als im Wärmepumpenfall erzielt werden kann. Abbildung 7 unten zeigt den Strombedarf bei Erhöhung des Umluftverhältnisses und gleichzeitiger Einhaltung einer geringen Wasserbeladung der Kabinenluft. Für das Hybridkonzept lässt sich, insbesondere bei tiefen Temperaturen, eine Stromeinsparung von bis zu 30 % erzielen.

Kombination von Wärmepumpe und offenem Sorptionssystem

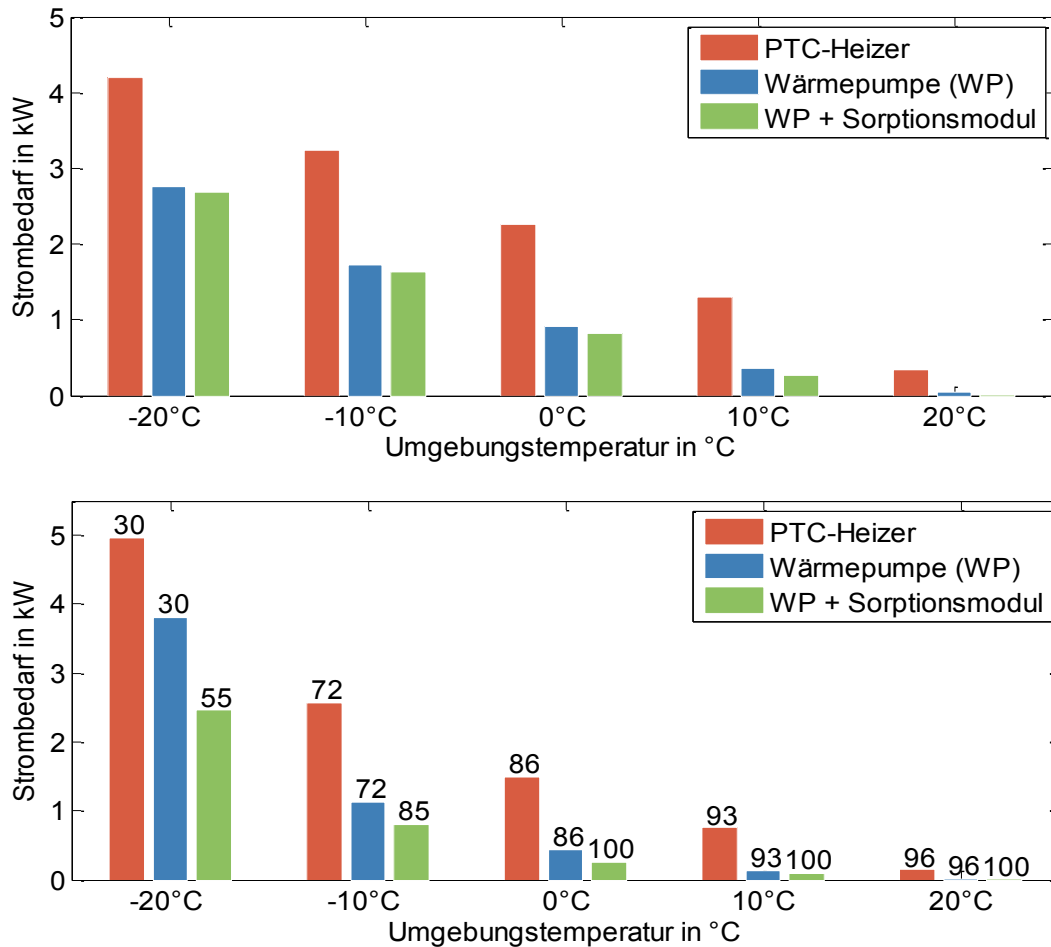


Abbildung 7: Durchschnittlicher Strombedarf der Heizvarianten PTC-Heizer, Wärmepumpe und Wärmepumpe mit Sorptionsspeicher bei einer Fahrtdauer von einer Stunde. Oben: Konstantes Umluftverhältnis von 50 %. Unten: Maximales Umluftverhältnis (angegeben als Zahl über den Balken in %), für das eine definierte Luftbeladung im Innenraum nicht überschritten wird, um Scheibenbeschlag zu vermeiden.

4.3 Entfeuchten und Heizen

Der Betriebsmodus "Entfeuchten und Heizen" ist ein Sonderfall des Heizfalls. In Deutschland liegen ca. 30 % der Stunden bei einer Umgebungstemperatur zwischen $T_{\text{Umgebung}} = 0 \dots 20^\circ\text{C}$ und einer relativen Feuchte von $\varphi_{\text{Umgebung}} > 80\%$ [13]. Um in diesen Fällen Entfeuchten und Heizen zu können, muss ein Wärmepumpensystem die Luft im Verdampfer erst bis unter den Taupunkt abkühlen und anschließend im Kondensator wieder aufheizen. Dahingegen ist ein Sorptionsspeicher für diesen Betriebsmodus ideal geeignet, weil beim Entfeuchten gleichzeitig Wärme freigesetzt wird.

Im Folgenden wird für diesen Betriebsmodus die Kabinentemperatur auf eine Temperatur von $T_{\text{Kabine}} = 25^\circ\text{C}$ geregelt [4], bei einer maximalen Wasserbeladung der Kabinenluft von $X_{\text{Kabine}} = 0,005 \text{ kg}_W/\text{kg}_L$. Der Zuluftmassenstrom ist wie im Heizfall konstant zu $m_{\text{Luft}} = 5 \text{ kg}/\text{min}$ gesetzt. Das Umluftverhältnis beträgt 50 %. Für alle

untersuchten Fälle wird, wie im Kühlfall, eine Sorptionspeichermasse von $m_{\text{SOR}} = 4 \text{ kg}$ untersucht, was in etwa einem Volumen von $V_{\text{SOR}} = 8 \text{ l}$ entspricht.

Abbildung 8 zeigt den Strombedarf für unterschiedliche Umgebungstemperaturen. Aufgrund der besonderen Eignung des Sorptionsspeichers für Trocknung und Heizen zeigt das Hybridkonzept je nach Umgebungstemperatur ein sehr hohes Einsparpotenzial zwischen 60 % und 90 %.

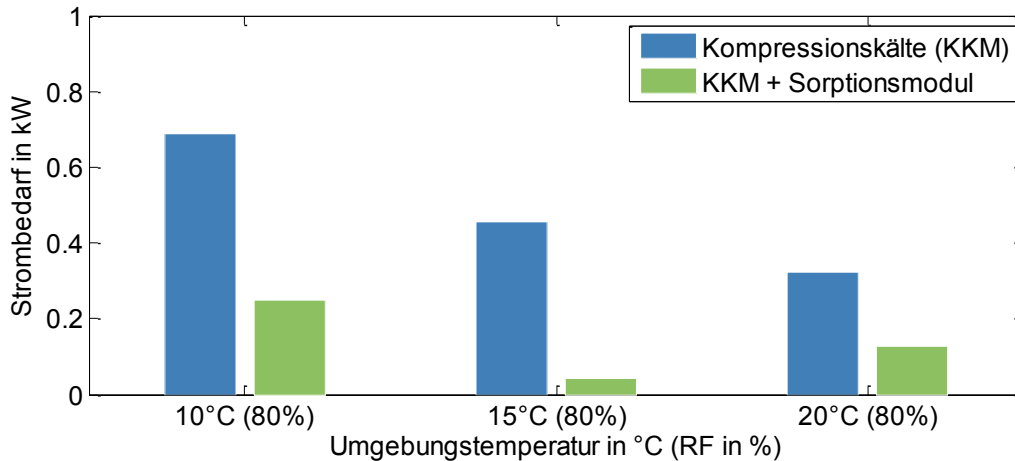


Abbildung 8: Durchschnittlicher Strombedarf zur Entfeuchtung mittels Wärmepumpe und Hybridssystem (Wärmepumpe mit Sorptionsspeicher) bei einer Fahrdauer von einer Stunde.

5 Zusammenfassung

Es wurde ein hybrides Klimakonzept für Elektrofahrzeuge vorgestellt bestehend aus Wärmepumpe / Kältemaschine und Sorptionsspeicher. Für das vorgestellte Konzept wurden mittels dynamischer Simulationen die Einsparpotenziale in den Anwendungsfällen „Kühlen“, „Heizen“ und „Entfeuchten und Heizen“ bestimmt.

Im Kühlfall lässt sich eine Einsparung von bis zu 45 % gegenüber einer reinen Kompressionskältemaschine realisieren. Im Heizfall führt insbesondere eine mögliche Erhöhung der Umluftrate bei gleichzeitiger Gewährleistung einer geringen Feuchte im Innenraum zu erheblichem Einsparpotenzial. Bei einer Außentemperatur von $T_{\text{Umgebung}} = -20^\circ\text{C}$ ließe sich die durchschnittlich benötigte elektrische Energie um 34 % von 3,8 auf 2,5 kW reduzieren. Besonders effektiv ist der Einsatz des Sorptionsspeichers im Entfeuchtungsfall. Durch die gleichzeitige Entfeuchtung und Aufheizung der Luft kann die benötigte elektrische Leistung um bis zu 90 % reduziert werden. In allen Fällen kann durch den Sorptionsspeicher die Reichweite erheblich erhöht werden.

Literatur

- [1] EUROPEAN COMMISSION. *Horizon 2020 Work Programme 2016 - 2017*. 11. *Smart, green and integrated transport*, 13. Okt. 2015.
- [2] RENAULT, E.B., C. MAZAL, G. MEYER und B. MÜLLER. *European Roadmap: Electrification of Road Transport*. 2nd Edition, June 2012.
- [3] WEGENER, I. Einfache Wärmepumpe für Elektrofahrzeuge. In: 3. VDI Fachkonferenz. *Thermomanagement für elektromotorisch angetriebene PKW*. Manching bei Ingolstadt, 2014.
- [4] GROßMANN, H. *Pkw-Klimatisierung. Physikalische Grundlagen und technische Umsetzung*. 2. Aufl. Berlin, Heidelberg: Springer Vieweg, 2013. ISBN 3642398413.
- [5] VARCHMIN, A., M. GRÄBER und C. KAISER. Modellierungs- und Simulationswerkzeuge für thermische Fahrzeuganwendungen. In: VDI-Konferenz. *Thermomanagement für elektromotorisch angetriebene Fahrzeuge*. Stuttgart, 2012.
- [6] LEE, D.-Y., C.-W. CHO, J.-P. WON, Y.C. PARK und M.-Y. LEE. Performance characteristics of mobile heat pump for a large passenger electric vehicle. *Applied Thermal Engineering*, 2013, **50**(1), 660-669. Verfügbar unter: doi:10.1016/j.applthermaleng.2012.07.001
- [7] QI, Z. Advances on air conditioning and heat pump system in electric vehicles – A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2014, **38**, 754-764. Verfügbar unter: doi:10.1016/j.rser.2014.07.038
- [8] MAZZEI, P., F. MINICHELLO und D. PALMA. HVAC dehumidification systems for thermal comfort. A critical review. *Applied Thermal Engineering*, 2005, **25**(5-6), 677-707. Verfügbar unter: doi:10.1016/j.applthermaleng.2004.07.014
- [9] DHAR, P.L. und S.K. SINGH. Studies on solid desiccant based hybrid air-conditioning systems. *Applied Thermal Engineering*, 2001, **21**(2), 119-134. Verfügbar unter: doi:10.1016/S1359-4311(00)00035-1
- [10] ANGRISANI, G., C. ROSELLI und M. SASSO. Experimental assessment of the energy performance of a hybrid desiccant cooling system and comparison with other air-conditioning technologies. *Applied Energy*, 2015, **138**, 533-545. Verfügbar unter: doi:10.1016/j.apenergy.2014.10.065
- [11] CHUA, K.J., S.K. CHOU, W.M. YANG und J. YAN. Achieving better energy-efficient air conditioning – A review of technologies and strategies. *Applied Energy*, 2013, **104**, 87-104. Verfügbar unter: doi:10.1016/j.apenergy.2012.10.037
- [12] BAU, U., F. LANZERATH, M. GRÄBER, H. SCHREIBER, N. THIELEN und A. BARDOW. Adsorption energy systems library - Modeling adsorption based chillers, heat pumps, thermal storages and desiccant systems. In: H. TUMMESCHEIT und K.-E. ÅRZÉN, Hg. *Proceedings of the 10th International Modelica Conference*. Linköping: Modelica Association, 2014, S. 875-883. ISBN 9789175193809.
- [13] KONZ, M., N. LEMKE, S. FÖRSTERLING und M. EGHTESSAD. *Spezifische Anforderungen an das Heiz-Klimasystem elektromotorisch angetriebener Fahrzeuge*. Berlin, 2011. FAT-Schriftenreihe.
- [14] KAST, W. *Adsorption aus der Gasphase ingenieurwissenschaftliche Grundlagen und technische Verfahren*. Weinheim: VCH, 1988. ISBN 3-527-26719-0.

- [15] HOUGEN, O.A. und W.R. MARSHALL. Adsorption from a fluid stream flowing through a stationary granular bed. *Chemical Engineering Progress*, 1947, (43), 197-208.
- [16] DUBININ, M.M. Adsorption in micropores. *Journal of Colloid and Interface Science*, 1967, **23**(4), 487-499.
- [17] GOLDSWORTHY, M.J. Measurements of water vapour sorption isotherms for RD silica gel, AQSOA-Z01, AQSOA-Z02, AQSOA-Z05 and CECA zeolite 3A. *Microporous and Mesoporous Materials*, 2014, **196**, 59-67. Verfügbar unter: doi:10.1016/j.micromeso.2014.04.046
- [18] GRÄBER, M., K. KOSOWSKI, C. RICHTER und W. TEGETHOFF. Modelling of heat pumps with an object-oriented model library for thermodynamic systems. *Mathematical and Computer Modelling of Dynamical Systems*, 2010, **16**(3), 195-209. Verfügbar unter: doi:10.1080/13873954.2010.506799
- [19] GROSSMANN, H. E-Mobilität und Klimatisierung: Mögliche Potenziale. In: *11. Karlsruher Kfz-Klima-Symposium. Kfz-Klimatisierung bei elektrischer Mobilität*. Karlsruhe, 2010.

Autoren:

Uwe Bau, M.Sc.
Lehrstuhl für Technische Thermodynamik
RWTH Aachen University

Dipl.-Ing. Heike Schreiber
Lehrstuhl für Technische Thermodynamik
RWTH Aachen University

Dr.-Ing. Franz Lanzerath
Lehrstuhl für Technische Thermodynamik
RWTH Aachen University

Univ.-Prof. Dr.-Ing. André Bardow
Lehrstuhl für Technische Thermodynamik
RWTH Aachen University