

Energieforschungsprogramm

Publizierbarer Endbericht

Programmsteuerung:

Klima- und Energiefonds

Programmabwicklung:

Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft mbH (FFG)

Endbericht

erstellt am

27/02/2017

Projekttitlel:

HD-Store

**Machbarkeitsstudie über dezentrale
Hydraulik-Druckgas-Speicher**

Projektnummer: 848788

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Ausschreibung	01. Ausschreibung Energieforschungsprogramm
Projektstart	01/06/2015
Projektende	30/11/2016

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Gesamtprojektdauer (in Monaten)	18 Monate
ProjektnehmerIn (Institution)	4ward Energy Research GmbH
AnsprechpartnerIn	DI Dr. Hermann Edtmayer
Postadresse	Reininghausstraße 13a/EG/17, 8020 Graz
Telefon	+43 664 889 29 638
Fax	
E-mail	hermann.edtmayer@4wardenergy.at
Website	www.4wardenergy.at

HD-Store

Machbarkeitsstudie über dezentrale Hydraulik-Druckgas-Speicher

AutorInnen:

Hermann Edtmayer

Mario Habring

Markus Rabensteiner

Thomas Nacht

Manfred Tragner

4ward Energy Research GmbH

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	7
2	Grundanalyse und Systementwurf	8
2.1	Grundlagen zu Druckluftspeichern	8
2.1.1	Luftspeichersysteme	8
2.1.2	Isotherme Druckluftspeicher (I-CAES)	9
2.2	Speichereinsatzmethodik	10
2.3	Analyse bestehender Systeme	14
2.4	Einsatzszenarien und Anforderungen	16
2.5	Analyse der Komponenten	19
2.5.1	Hydraulikmotor/ -Pumpe	19
2.5.2	Elektromotor/ -Generator	25
2.5.3	Umrichter	34
2.5.4	Antriebssysteme	36
2.5.5	Arbeitsgas	37
2.5.6	Druckgasspeicher	38
2.5.7	Flüssigkeit-Gas-Interface	38
2.5.8	Druckflüssigkeit	38
2.5.9	Datenbanken der Komponenten	39
2.6	Entwurf des Grundsystems	40
2.6.1	Gasfeder	41
2.6.2	Kolbenspeicher	41
2.6.3	Hydraulikmotor	42
2.6.4	Hydrauliköl	43
2.6.5	Reservoir	43
2.6.6	E-Maschine	44
2.6.7	Frequenzumrichter	45
3	Simulation und Konzeption	46
3.1	Aufbau des Simulationsmodelles	46
3.2	Eingangsdaten	47

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

3.3	Vordimensionierung	49
3.3.1	Ergebnisse Anwendungsfall „Haushalt klein“	49
3.3.2	Ergebnisse Anwendungsfall „Bürogebäude“	52
3.3.3	Ergebnisse Anwendungsfall „Mehrparteienwohnhaus“	54
3.4	Modellierung der Komponenten	59
3.4.1	Hydraulische und elektrische Maschine	59
3.4.2	Variation des Verdrängungsvolumens	60
3.4.3	Druckgasspeicher	63
3.5	Betrachtung der Wärmeentwicklung.....	64
4	Ergebnisse aus der Simulation der Anwendungsfälle.....	67
4.1	Haushalt klein	67
4.1.1	Variante 1: Kleiner Speicher	67
4.1.2	Variante 2: Bedarfsgerechte Dimensionierung.....	70
4.2	Mehrparteienwohnhaus.....	74
4.3	Bürogebäude	75
4.4	Unterbrechungsfreie Stromversorgung (USV).....	77
5	Evaluierung und Schlussfolgerungen	81
5.1	Systemwirkungsgrad.....	81
5.2	Wirtschaftlichkeit.....	82
5.3	Kostenoptimierung von Speicherkomponenten	86
5.4	Energiedichte und Bauraum.....	88
5.4.1	Einsatz kondensierbarer Gase.....	88
5.4.2	Offene Systeme	90
5.5	Wärme Zu- und Abfuhr im isothermen Prozess.....	92
5.6	Hybridisierung.....	94
6	Zusammenfassung und Ausblick.....	95
7	Literaturverzeichnis	97
8	Kontaktdaten.....	102

1 Einleitung

Um die in der Pariser Klimakonferenz 2015 beschlossenen, ambitionierten Ziele zur Reduktion des CO₂ Ausstoßes erreichen zu können, ist ein massiver Ausbau von erneuerbarer Energieerzeugung notwendig (FCCC, 2015). Nennenswerte Zuwächse können dabei besonders in den Bereichen Windkraft und Photovoltaik verzeichnet werden. Der hohe Anteil dieser volatilen Erzeuger stellt das Elektrizitätssystem vor neue, bisher noch nicht dagewesene Herausforderungen. Mit der weiteren Steigerung des Anteils der erneuerbaren Energien im gesamten Energiemix wird der Bedarf an nachhaltigen Technologien, welche die Spitzenlastanforderungen bewältigen, zu einem entscheidenden Thema (Weninger, Tjaden, & Quaschnig, 2014) (Totschnig, et al., 2013). Diese Aufgabe könnte von Speichern in Kombination mit intelligenter Kommunikation zwischen den Technologien, so genannten Smart-Grid-Lösungen übernommen werden (Pucker & Jungmeier, 2014). Mechanische Speicher, im Speziellen Druckluftspeicher, stellen eine Möglichkeit dar, elektrische Energie dezentral zu speichern (Dötsch, Budt, Wolf, & Kanngießner, 2012). Denn mit dem Einsatz von Speichern kann der örtlichen und zeitlichen Entkoppelung von Verbrauch und erneuerbarer Einspeisung entgegengewirkt werden. Dies führt in weiterer Folge zu einer signifikanten Verringerung von Netzbezug und Netzeinspeisung.

Derzeit entfallen 24 % des österreichischen Strombedarfs auf private Haushalte sowie 16,1 % auf Gewerbe und sonstige Kleinkunden (E-Control, 2014). Technische und regulatorische Neuerungen haben Einfluss auf diesen Stromverbrauch. Daneben werden dezentrale PV-Anlagen kostengünstiger, wobei derzeit die Technologie-Förderung (Ökostromförderung oder Investitionsförderung) diese Preisentwicklung stützt. Ein weiterer wichtiger Faktor in diesem Zusammenhang stellen die, im Vergleich zu den steigenden Strombezugspreisen, sinkenden Einspeisetarife dar. Für Überschusseinspeiser bzw. tarifgeförderte Anlagen nach Auslaufen des Fördertarifs ist eine Steigerung der Wirtschaftlichkeit durch eine Erhöhung des Eigenverbrauchs und einer daraus folgenden Reduktion des Netzbezugs elektrischer Energie möglich. Diese Rahmenbedingungen werden mittel- bis langfristig einen signifikanten Einfluss auf den Sektor der erneuerbaren Energieerzeugung ausüben.

Daher beschäftigte sich das in diesem Bericht vorgestellte *Projekt HD-Store* mit der Konzeptstudie zu einem dezentralen, mechanischen Stromspeicher auf Basis eines Druckgasspeichers mit hydraulischem Verdichter, welche im Rahmen eines Sondierungsprojektes durchgeführt wurde. Dabei wurden Einzelkomponenten und deren Zusammenstellung zu einem Hydraulik-Druckgas-Speicher (HDS) betrachtet sowie der Einsatz des HDS-Systems über ein Simulationsmodell analysiert. Bewertungskriterien für den Systemansatz stellten unter anderem die technologische Machbarkeit über Serienbauteile sowie die Kostenanalyse des Systems dar. Als Ergebnis dieses Projektes wurden Empfehlungen für eine Vorgehensweise zur Weiterentwicklung dieser mechanischen Speichertechnologie zusammengefasst.

2 Grundanalyse und Systementwurf

Zu Beginn des Projektes wurden technologische Grundlagen zu Druckluftspeichern sowie Speichereinsatzmethoden recherchiert. Des Weiteren wurden die Anforderungen an den Hydraulik-Druckgasspeicher (HDS) definiert sowie ein erstes Layout des Systemdesigns erstellt. Dazu wurden unterschiedliche in Frage kommende Einsatzszenarien betrachtet und daraus Randbedingungen für den Entwurf des Speichersystems abgeleitet. Bestehende, dem HDS-System ähnliche Systeme wurden recherchiert sowie analysiert. Die Eigenschaften in Frage kommender Einzelkomponenten des Speichersystems wie z.B. Hydraulikmotor, elektrischer Motorgenerator, Wechselrichter, Gasspeicher, Kolbenspeicher etc. wurden ermittelt und in Datenbanken zusammengefasst. Diese Datenbanken wurden in Matrizenform aufgebaut und erlauben die Gegenüberstellung von Komponenteneigenschaften und deren Bewertung. Mit diesem Input wurden passende Systemkomponenten definiert und ein Grundsystem entworfen. Dabei wurden die Betriebseigenschaften analysiert und die Informationen dokumentiert, um für die in weiterer Folge geplanten Simulationen zur Verfügung zu stehen. Weiters wurden die Kosten der Einzelkomponenten ermittelt und daraus eine Abschätzung der Gesamtsystemkosten abgeleitet.

2.1 Grundlagen zu Druckluftspeichern

2.1.1 Luftspeichersysteme

Es sind mehrere technologische Konzepte Stand der Technik, um elektrische Energie in Luftspeichersystemen – Air Energy Storage (AES) zu speichern, wie in Abb. 1 skizziert ist.

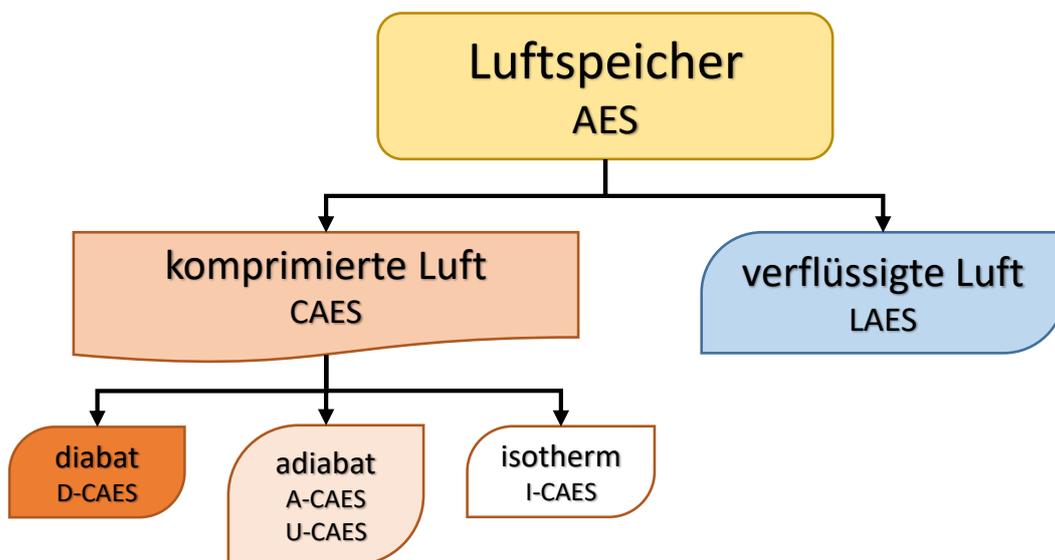


Abb. 1: Einteilung der Luftspeicherkonzepte (Eigene Darstellung nach (Sternner & Stadler, 2014))

Wie auch bei anderen Gasen z.B.: Wasserstoff besteht die Möglichkeit, Luft in komprimierter gasförmiger – Compressed Air Energy Storage (CAES) oder in kryoflüssiger Form – Liquid Air Energy Storage (LAES) zu lagern. Die Verflüssigung bringt den Vorteil einer hohen Speicher- und somit Energiedichte mit sich. Nachteilig ist der hohe technische und energetische Aufwand für die Einspeicherung. Daher kommt diese

Technologie für dezentrale Speicher im kleineren Leistungsbereich nur bedingt in Frage. Bei der komprimierten, gasförmigen Luftspeicherung kann zwischen drei grundlegenden Kompressionsvorgängen unterschieden werden. In der diabaten Kompression und Speicherung (D-CAES) wird die bei der Gasverdichtung entstehende Wärme im Gas belassen, welches sich bei der anschließenden Lagerung abkühlt und die Wärme dabei abgibt. Vor der Expansion in einer Turbine muss diese Wärme wieder zugeführt werden, z.B. durch einen Gasbrenner. Dies hat einen zusätzlichen Energieaufwand zufolge und verschlechtert somit den Speicherwirkungsgrad. In einer Weiterentwicklung dieser Technologie wird Abgaswärme nach der Expansion über einen Wärmetauscher geleitet und für die Vorwärmung der Druckluft vor der Brennkammer genutzt. Dadurch kann der Kraftstoffverbrauch gesenkt und somit der Wirkungsgrad verbessert werden. Für eine Art der adiabaten Speicherung (A-CAES/U-CAES) wird die Luft nach der Kompression durch einen thermischen Speicher geführt, welcher die entstandene Wärme zwischenspeichert. Während der Expansion wird die gespeicherte Wärme dem umgekehrten Luftstrom wieder zugeführt. In einer weiteren Herangehensweise wird die erhitzte Luft in einem isolierten Behälter gelagert, um den Energieverlust durch Abkühlung zu minimieren. Diese Maßnahmen verbessern den Prozesswirkungsgrad erheblich.

Für eine Berechnung der adiabaten Prozessführung kann ein idealer Prozess mit isentroper Verdichtung und Expansion sowie isochorer Wärmeabfuhr für ideales Gas (trockene Luft) betrachtet werden. Dabei berechnet sich die spezifische Arbeit der Verdichtung und Expansion $w_{t,isentrop}$ nach

$$w_{t,isentrop} = \frac{\kappa}{\kappa-1} * R_L * T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \quad \text{Formel 1}$$

unter Verwendung des Isentropenexponenten κ und der spezifischen Gaskonstante R_L für trockene Luft, der Ausgangstemperatur T_1 und des -drucks p_1 sowie des Enddrucks p_2 . Der Speicherdruck nach isochorer Wärmeabfuhr p_3 auf Umgebungstemperatur T_3 berechnet sich nach

$$p_3 = p_2 * \frac{T_3}{T_2} \quad \text{Formel 2}$$

2.1.2 Isotherme Druckluftspeicher (I-CAES)

Für die Annäherung an eine isotherme Verdichtung wird versucht, entweder die während des Kompressionsvorganges entstehende Wärme in Medien (Hydrauliköl, Wasser) zu leiten, welche am Prozess beteiligt sind oder durch eine geeignete Prozessführung die Temperaturerhöhung im Gas möglichst gering zu halten. Ein Blockschaltbild für eine mögliche Ausführung eines Systems mit hydraulischer Verdichter-/Expansionseinheit ist in Abb. 2 gezeigt.

Die Verdichtungs- und Expansionsarbeit wird dabei mit Hilfe einer hydraulischen Maschine durchgeführt, welche über einen Elektromotor angetrieben wird. Das Hydrauliköl ersetzt dabei den Kolben im Kompressionszylinder und ermöglicht somit einen Wärmeübergang vom komprimierten Gas in die Flüssigkeit. Die elektrische Energie wird mechanisch in der Gasfeder des Druckluftspeichers gespeichert. Zur Ausspeicherung wird die hydraulische Maschine als Motor betrieben und die elektrische Maschine als

Generator. Die zuvor im Öl gespeicherte Wärmemenge kann dabei wieder in das expandierende Gas übergehen.

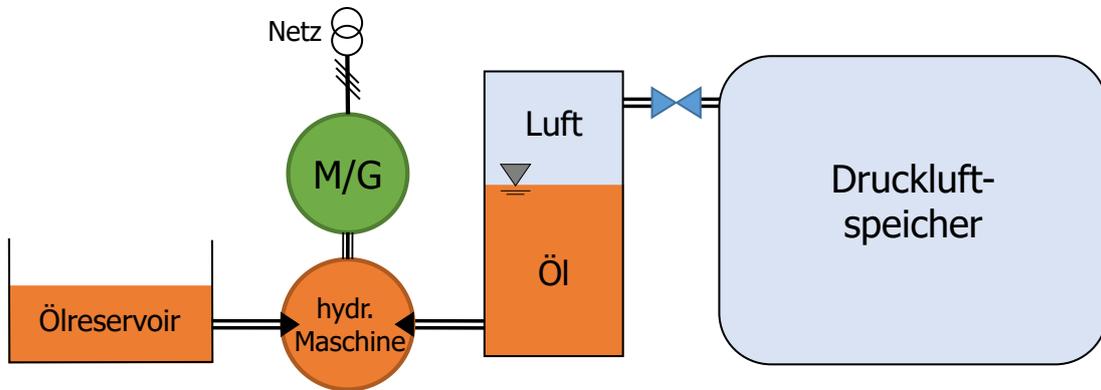


Abb. 2: Blockschaltbild isothermer Druckluftspeicher

Die spezifische technische Verdichtungsarbeit $w_{t, isotherm}$ kann dabei über einen isothermen Prozess für ideales Gas (trockene Luft) mit Druck p_1 und Volumen V_1 im Ausgangszustand sowie dem Druck p_2 im Endzustand berechnet werden, siehe (Formel 3).

$$w_{t, isotherm} = p_1 * V_1 * \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right) \quad \text{Formel 3}$$

2.2 Speichereinsatzmethodik

Die große Herausforderung beim Einsatz von erneuerbaren Energiequellen ist die teilweise zeitliche Entkoppelung vom Verbrauch. Diese Herausforderung findet sich auch im Sektor der Gebäude wieder, in dem hauptsächlich PV-Anlagen für die Deckung des Bedarfs zum Einsatz kommen. Die Charakteristik der PV-Erzeugung richtet sich nach dem aktuellen Sonnenstand, genauer nach der verfügbaren Globalstrahlung. Faktoren wie Bewölkung, Nebel oder andere Effekte können den Ertrag der Anlage beeinflussen. Diese starre Koppelung der PV-Erzeugung an die aktuell verfügbare Globalstrahlung führt dazu, dass es zu einer Überschussproduktion kommen kann. Das heißt, dass die aktuelle Erzeugung aus der Anlage den aktuellen Verbrauch übersteigt. In Abb. 3 ist die PV-Erzeugung einer 5 kW_p Anlage dem Lastgang eines Haushaltes gegenübergestellt.

Aus der Abbildung ist der Erzeugungsüberschuss der PV-Anlage klar zu erkennen. Liegt ein Vertrag mit bspw. der OEMAG vor, kann dieser Überschuss zu einem vergüteten Tarif in das öffentliche Netz eingespeist werden. Dieser Tarif ist jedoch geringer als der Preis für den Bezug von Strom, wodurch es sinnvoller wäre, die selbst erzeugte elektrische Energie auch selbst zu verbrauchen. Um den Eigenverbrauch der Stromerzeugung aus der PV-Anlage zu erhöhen, soll ein Speicher zum Einsatz kommen, welcher den Überschuss an PV-Erzeugung aufnehmen und zu geeigneten Zeitpunkten wieder abgeben kann. Die Information wann eine Ladung bzw. eine Entladung des Speichers erfolgen soll, wird durch die Speichereinsatzstrategie definiert. Zwei solcher Strategien werden hier näher beleuchtet.

Eine entscheidende Größe für die folgend beschriebenen Speichereinsatzstrategien ist die Residuallast, die Auskunft darüber gibt, ob eine Überschusserzeugung vorliegt, oder nicht. Unter dem Begriff

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Residuallast ist hier die Last abzüglich der erneuerbaren Erzeugung zu verstehen, d.h. eine negative Residuallast bedeutet, dass die Erzeugung aus der PV-Anlage überwiegt. Abb. 4 zeigt den Verlauf der Residuallast für die in Abb. 3 dargestellte Situation.

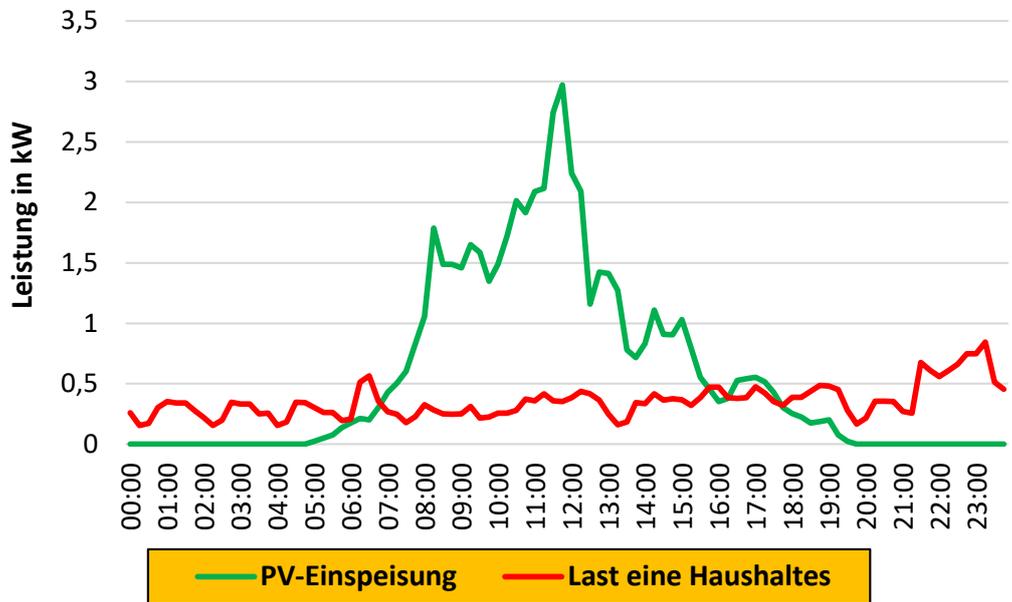


Abb. 3: Gegenüberstellung der Erzeugung einer PV-Anlage mit dem Lastgang eines Haushaltes

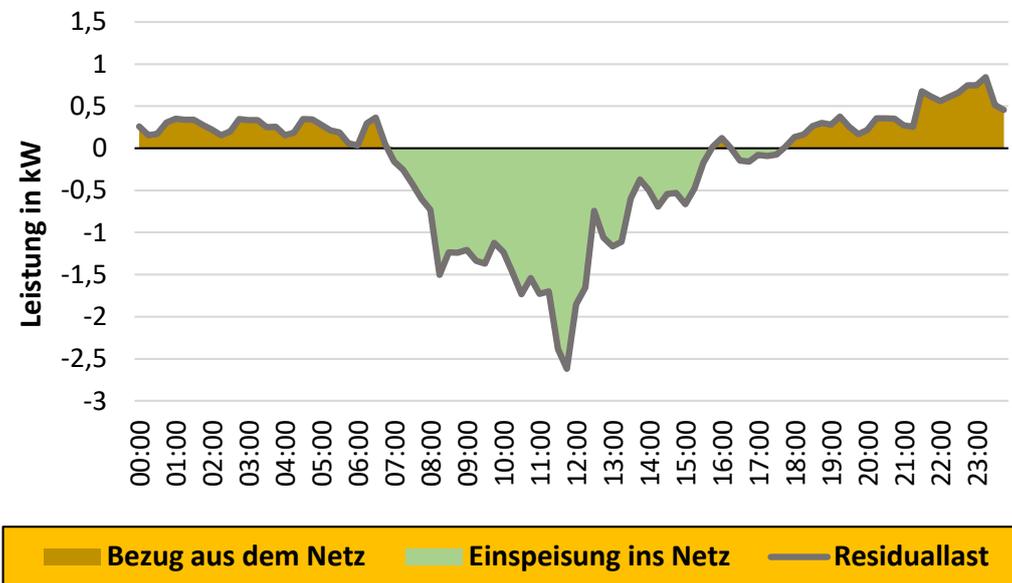


Abb. 4: Residuallastverlauf durch die Einspeisung aus einer PV-Anlage

Die in Abb. 4 eingefärbten Flächen zeigen jeweils die aus dem Netz bezogene und die in das Netz eingespeiste Energie. Für den Kunden ergibt sich aus der Differenz zwischen Strompreis und Einspeisevergütung ein „Verlust“, da bei einer Eigennutzung der ins Netz eingespeisten Energie weniger Kosten durch den Bezug von elektrischer Energie entstehen würde. Durch den Einsatz des Speichers soll es möglich werden, die in Abb. 4 dargestellten Energiemengen (farbige Flächen) zu reduzieren. Es soll sowohl die ins Netz gespeiste als auch die vom Netz bezogene Energie verringert werden. Dadurch kommt

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

es zu mehreren Effekten: (1.) der Eigenversorgungsgrad und (2.) der Autarkiegrad steigen an und (3.) die Kosten für den Strombezug sinken.

Für einen wirtschaftlichen Betrieb des Speichers müssen die Anschaffungskosten den Ersparnissen durch den geringeren Strombezug gegenübergestellt werden. Dabei müssen die reduzierten Einnahmen durch die Vergütung der Überschusserzeugung (diese wird durch den Speichereinsatz verringert) berücksichtigt werden. Außerdem ist es notwendig die Lade- und Entladewirkungsgrade, die sich durch Verluste in der Energieumwandlung sowie durch die Wirkungsgrade der Maschinen ergeben, ebenfalls zu berücksichtigen. Wenn sich nach Betrachtung all diese Faktoren nach wie vor verringerte Kosten für Betreiber des Speichers ergeben, liegt ein wirtschaftlicher Betrieb vor.

Die erste Speichereinsatzstrategie basiert auf der Grundidee, dass die Residuallast durch Laden und Entladen des Speichers in einem möglichst schmalen Band gehalten wird. Diese Strategie bringt den Vorteil, dass neben dem erhöhten Eigenverbrauch auch die Residuallastspitzen geglättet werden. Ginge man von einer flächendeckenden Implementierung der Speicher aus, würde daraus ein geringerer Bedarf an Spitzenlastkraftwerken resultieren. Dadurch käme es zu weniger Spitzenlastsituationen und eine Vorhersage des Verbrauchs wäre einfacher möglich.

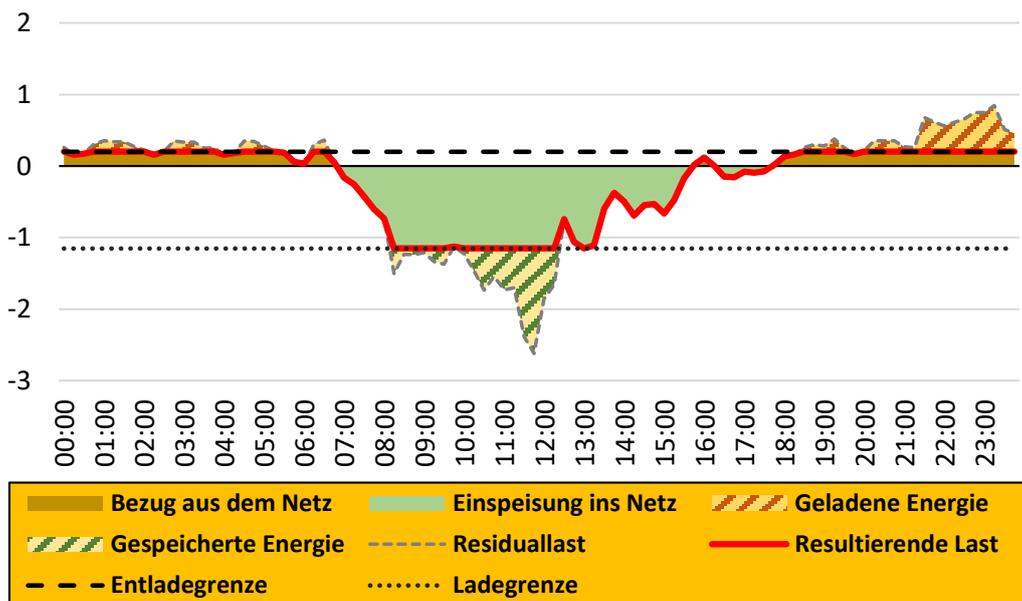


Abb. 5: Verlauf nach Einsatz des Speichers unter Verwendung von Lade- und Entladegrenzen

Für diesen Zweck werden Lade- und Entladegrenzen eingeführt, die als Schwellenwerte für den jeweiligen Betrieb gelten. Der idealisierte Verlauf der Last nach Einsatz des Speichers ist in Abb. 5 dargestellt. Wie bereits erwähnt, wäre aus Sicht des Energiesystems ein solcher Einsatz des Speichers zu bevorzugen, da er zu einer Vergleichmäßigung des Lastganges führt und damit auftretende Lastspitzen reduziert. Um diesen Effekt zu erreichen ist jedoch ein hoher Aufwand zu betreiben. Die Grenzen für die Ladung und Entladung des Speichers sind nicht willkürlich zu wählen, sondern hängen maßgeblich von der Speicherdimensionierung, der aktuellen Last und des aktuellen PV-Einspeisung ab und auch von der zukünftigen Last und Einspeisung. Aus diesem Umstand ergibt sich ein sehr hoher Aufwand durch notwendige Prognosen für sowohl Last als auch Erzeugung. Hinzu kommt, dass der zusätzliche Vorteil,

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

nämlich die Vergleichmäßigung des Lastprofils, für den Betreiber des Speichers unter der aktuellen Marktsituation keinen Vorteil bringt.

Für ihn zählt lediglich, dass mehr Energie aus der erneuerbaren Erzeugungsanlage selbst genutzt wird, und dadurch weniger Strom vom Lieferanten bezogen werden muss. Dieser Umstand lässt sich damit begründen, dass Haushaltskunden derzeit noch einen gleichbleibenden Stromtarif, unabhängig von der Höhe und dem zeitlichen Anfall der bezogenen Leistung zu entrichten haben. Außerdem kommt es aufgrund der Wahl der Lade- und Entladegrenzen zu der Situation, dass wegen der Erzeugungsspitzen der PV-Anlagen die notwendige Ladeleistung zumeist höher ausfällt als die Entladeleistung. Wenn nur ein Maschinensatz zum Einsatz kommen soll, ist dieser Umstand aus Sicht des Wirkungsgrades nicht ideal, da somit die Maschine bei der Entladung stets nur im Teillastbetrieb laufen würde. Dies hat einen schlechten Wirkungsgrad zur Folge. Diese Punkte führen zu dem Entschluss, dass diese Speichereinsatzstrategie für einen Haushaltskunden nicht sinnvoll und zielführend ist.

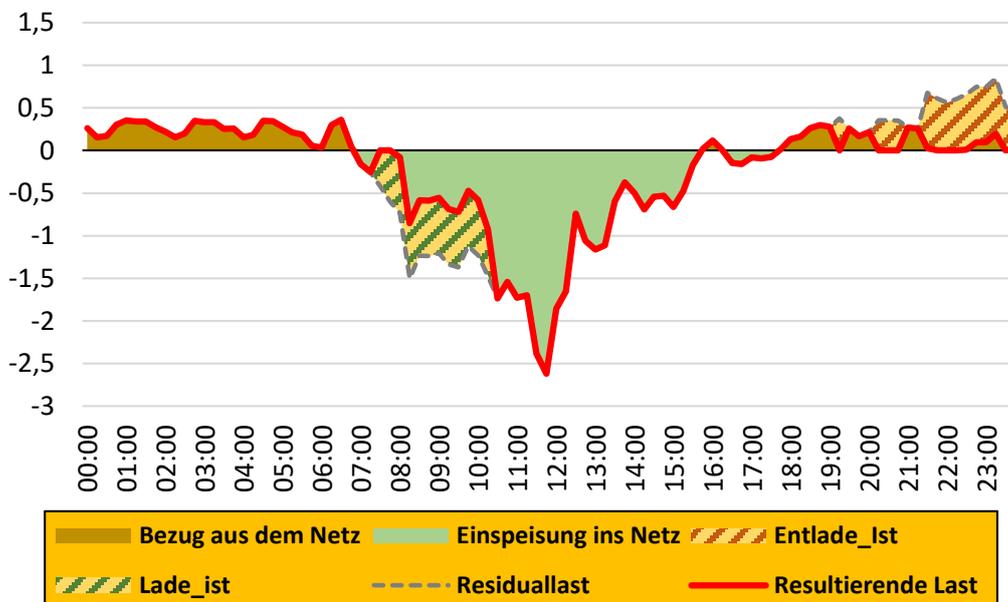


Abb. 6: Verlauf nach Einsatz des Speichers mit Einsatz des Speichers nach Verfügbarkeit der erneuerbaren Erzeugung

Da die erste Speichereinsatzstrategie für Haushaltskunden nicht ideal ist, soll eine Strategie definiert werden, welche sich leicht umsetzen lässt und dennoch denselben Effekt für den Betreiber hervorruft. Die aus dieser Überlegung resultierende Einsatzstrategie basiert auf dem Gedanken, dass der Speicher auf Basis von aktuell verfügbaren Werten (daher kein Prognosebedarf) agieren soll. Daher wird der Speicher anhand der aktuellen Residuallast eingesetzt. Fällt die Residuallast unter 0, d.h. die Erzeugung aus der PV-Anlage überwiegt, soll der Speicher geladen werden. Eine Entladung des Speichers soll erfolgen, wenn die Residuallast über 0 ist. Da sich im Lade- und Entladebetrieb Verluste, welche durch den Wirkungsgrad der Maschinen entstehen, ergeben, wird für die Ladung und Entladung ein Minimalwert der Leistung definiert. Erst wenn dieser Wert überschritten wird, kann eine tatsächliche Ladung oder Entladung erfolgen. Damit sollen zu schlechte Wirkungsgrade bei der Ladung und Entladung abgefangen werden, wodurch ein wirtschaftlicher Betrieb des Speichers gewährleistet wird. Eine Entladung des Speichers erfolgt solange die Entladebedingung erfüllt ist, und der Speicher noch nicht vollständig entleert

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

ist. Die Ladung erfolgt, solange die Ladebedingung erfüllt ist, und der Speicher noch nicht vollkommen gefüllt ist. Der resultierende Speichereinsatz ist in Abb. 6 dargestellt.

Es ergeben sich klare Unterschiede zwischen den erläuterten Einsatzstrategien. Die ein- und ausgespeicherten Energiemengen sind in beiden Fällen jedoch nahezu ident. Daraus folgt, dass der Nutzen für den Betreiber des Speichers nahezu gleich ist aber die zweite Speicherstrategie einen wesentlich geringeren Aufwand für Prognosen etc. mit sich bringt.

2.3 Analyse bestehender Systeme

Die in diesem Projekt untersuchte Form der Energiespeicherung ist im Mobilitätsbereich Stand der Technik und findet somit Anwendung in vielen Bereichen des Maschinen- und Anlagenbaus. Ein Beispiel für einem dem HDS-Ansatz ähnlichem System ist das von Parker Hannifin entwickelte „Runwise“ Speichersystem (Parker Hannifin Corporation, 2013). Hierbei handelt es sich um ein hybrides Antriebssystem für Fahrzeuge, welches eine Kraftstoffeinsparung durch die Rückgewinnung von Bremsenergie anstrebt. Die Energiespeicherung erfolgt durch komprimieren einer Gasfeder mit Hilfe einer Hydraulikpumpe beim Verzögern des Fahrzeuges. Beim Anfahren wird die Energie über die Hydraulikpumpe, welche als Motor betrieben wird, dem Antriebssystem zurückgegeben, siehe Abb. 7. Ähnliche Systeme werden auch von anderen Firmen der Hydraulikbranche angeboten oder erprobt, wie z.B. das „Hydraulic FlyWheel“ der Fa. BOSCH zur Anwendung als Kurzzeitspeicher in Baumaschinen (Renz, Vogl, & Brand, 2010) oder „Pactronic“ von Liebherr als Kurzzeitspeicher für Hafenmobilkräne (Liebherr-Werk Nenzing GmbH, 2014).

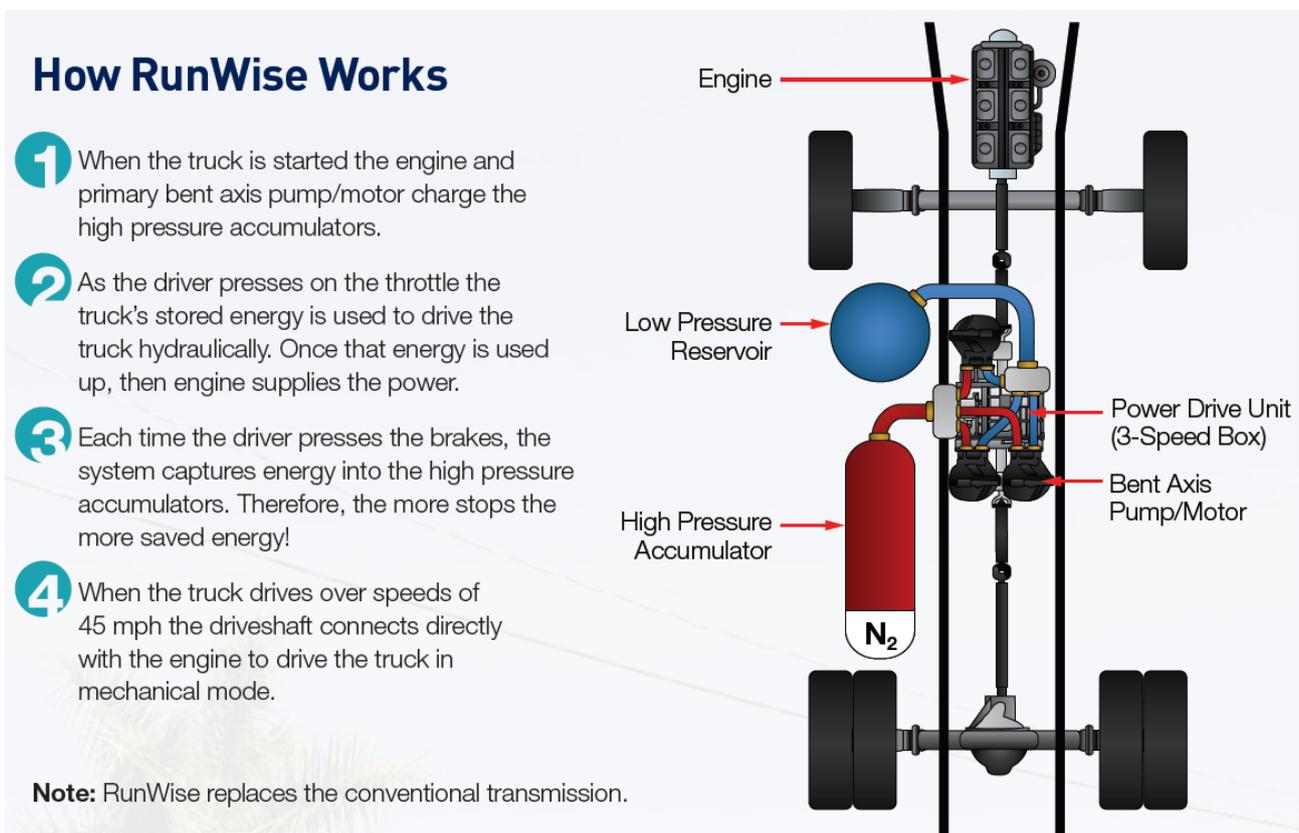


Abb. 7: Layout des Runwise-Systems von PARKER HANNIFIN (Parker Hannifin Corporation, 2013)

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

All diese Lösungen haben gemein, dass sie in Systemen eingesetzt werden, in denen Hydraulik ohnehin als Energieüberträger dient. Die zusätzlichen Komponenten, im Wesentlichen Blasenspeicher und Regelungstechnik, sind mit überschaubarem Zusatzaufwand implementierbar und das System kann als Zusatzoption angeboten werden. Der Gesamtwirkungsgrad ist zweitrangig, da die Rückgewinnung von Bremsenergie als Reingewinn gewertet wird. Diese wird sonst in Wärme umgewandelt und ist für das System nicht mehr nutzbar.

Aber auch im Bereich der stationären Energiespeicher hat es in der Vergangenheit einige Versuche gegeben, hydropneumatische Energiespeichersysteme zu etablieren. Durch die Firmen CAEStorage GmbH (CAEStorage GmbH, 2015), siehe Abb. 8, und Rosseta Technik GmbH (Täubner, 2005) (Olm, 2004) wurden Prototypen entwickelt, welche jedoch nicht die Marktreife erlangt haben.



Abb. 8: Prototyp eines Energiespeichers für erneuerbare Energie, CAEStorage GmbH (CAEStorage GmbH, 2015)

Ein weiteres Beispiel für die versuchte Entwicklung eines CAES-Systems sind die Ansätze der Firma *Enairys Powertech S.A.* (Enairys Powertech S.A., 2015), ein Spin-off der EPFL Lausanne. Ihre Version eines Hochdruckspeichers verspricht hohe Energiedichten, da das System Luft vom Umgebungszustand auf bis zu 400 bar Speicherdruck verdichten soll. Die entstehende Wärme muss abgeführt werden, was bei solchen offenen Systemen eine große Herausforderung darstellt. Weitere Besonderheiten sind die Verwendung von Wasser an Stelle von Hydrauliköl als Energieüberträger und ein hybrides Antriebskonzept, welches über Lastpunktverschiebungen mit Hilfe von Superkondensatoren beim Ein- und Ausspeichern optimale Betriebspunkte und somit Wirkungsgrade ermöglichen soll (Lemofouet & Rufer, Hybrid Energy Storage Systems based on Compressed Air and Supercapacitors with Maximum Efficiency Point Tracking, 2005) (Lemofouet & Rufer, 2006).

2.4 Einsatzszenarien und Anforderungen

Um für den möglichen Einsatz eines HDS-Systems die in Frage kommenden Randbedingungen abschätzen zu können, wurde ein erster Überblick über mögliche Einsatzszenarien geschaffen. Dabei wurden als in Frage kommende Einsatzgebiete mehrere Szenarien identifiziert und zusammengestellt. Die Werte für Angaben zu Energie- oder Gebäudedaten wurden aus statistischen oder wissenschaftlichen Veröffentlichungen entnommen und als gerundete Mittelwerte für die Randbedingungen übernommen. Die Szenarien wurden dabei wie folgt definiert:

a) Haushalt klein

Für ein alleinstehendes Einfamiliengebäude mit 100 m² Wohnfläche und zwei erwachsenen Personen als Gebäudenutzer (Statistik Austria, 2015) wurde ein Jahresstromverbrauch (ohne Warmwasserbereitung und Heizung) in Höhe von 3.000 kWh/a angenommen (Statistik Austria, 2013). Als thermische Energieversorgung wurde ein autonomes Heizungssystem mit Zentralheizungsversorgung definiert. Weiters erfolgt die elektrische Energieversorgung über einen Anschluss an das öffentliche Stromnetz sowie über eine Photovoltaikanlage mit 3,5 kW_p am Dach des Gebäudes. Der Speichereinsatz dient zur Tag-Nacht Verschiebung der erzeugten elektrischen Energie und somit zur Optimierung des Eigenverbrauchsanteils und des Autarkiegrads. Die Energieversorgungseinrichtungen sind im Gebäude untergebracht.

b) Haushalt groß

Gleiche Definition wie das zuvor beschriebene Szenario „Haushalt klein“, wobei hier eine Wohnfläche von 130 m² und noch zwei Kinder zusätzlich als Gebäudenutzer definiert wurden. Der Jahresstromverbrauch ohne Warmwasserbereitung und Heizung beträgt 4.300 kWh/a, eigene Abschätzung nach Daten von (Statistik Austria, 2013). Eine Photovoltaikanlage mit 5 kW_p ist am Gebäude installiert.

c) Verdichteter Flachbau

In diesem Szenario wurden fünf Doppelhaushälften mit jeweils zwei Erwachsenen und zwei Kindern als Gebäudenutzer definiert. Eine Wohneinheit besitzt 130 m² Wohnfläche und wird im Mikronetz-Verbund mit zentraler Energieversorgung mit thermischer sowie elektrischer Energie

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

versorgt. Der Mikroverbund verfügt über eine eigene thermische Energieerzeugungsanlage sowie eine Photovoltaikanlage mit 5 kW_p je Wohneinheit und ist an das öffentliche Stromnetz angeschlossen. Das Energieversorgungssystem ist in einem separaten Gebäude untergebracht und der Jahresstromverbrauch beträgt 4.500 kWh/a je Wohneinheit.

d) Mehrparteienwohnhaus

Ein Mehrparteienwohnhaus mit zehn Wohneinheiten mit zentralem Energieversorgungssystem sowie einer Photovoltaikanlage mit 35 kW_p. Fünf Wohneinheiten besitzen eine Wohnfläche von je 110 m² und werden von 2 Erwachsenen und 2 Kindern bewohnt. Weitere fünf Wohneinheiten besitzen eine Wohnfläche von je 80 m² und werden von 2 Erwachsenen Bewohnern genutzt (Statistik Austria, 2015). Das Energieversorgungssystem ist im Gebäude untergebracht und der Jahresstromverbrauch beträgt 36.500 kWh/a.

e) Bürogebäude

Bürogebäude mit 14.000 m² Bruttogrundfläche (Bayer, Sturm, & Steininger, 2014). Nutzung des Gebäudes vorwiegend während der Wochentage. Speichereinsatz zur Tag-Nacht Lastverschiebung von am Gebäude erzeugtem und verbrauchten Photovoltaikstrom, jedoch vorwiegend zur Deckung der Grundlast aufgrund des Betriebs der Gebäudehaustechnik. Die Energieversorgungseinrichtungen sind im Gebäude untergebracht und es ist eine Photovoltaikanlage mit 50 kW_p am Dach des Gebäudes installiert.

f) Einspeisung volatiler Erzeuger in das Stromnetz

- Photovoltaik Großanlage
- Windkraft Großanlagen

In dieser Kategorie wurden zwei grundsätzliche Großsysteme definiert, welche volatil verfügbare elektrische Energie erzeugen und in das Verbundnetz, auf Mittel- oder Niederspannungsebene einspeisen. Es wird von Windkraftanlagen mit durchschnittlich 1,9 MW Einspeiseleistung je Anlage (Winkelmeier, Krenn, & Zimmer, 2014) sowie von Photovoltaik Großanlagen mit 500 kW_p Einspeiseleistung je Anlage (Salzburg AG, 2013) ausgegangen. Das HDS-System soll in dieser Anwendung als Pufferspeicher gegen Abregelung der Erzeugungsanlagen aufgrund von netzkritischen Situationen durch erneuerbare Einspeisung (zu hohe Einspeisung und zu geringer Verbrauch) sowie zur Zwischenspeicherung von elektrischer Energie bei geringen bzw. negativen Marktstrompreisen dienen.

g) Unterbrechungsfreie Stromversorgung

Anlagen zur Unterbrechungsfreien Stromversorgung (USV) dienen zur Sicherstellung der fehlerfreien Stromversorgung des Gebäudes oder der Verbrauchersysteme bei Netzausfällen oder -instabilitäten wie z.B.: Unterspannungen, Überspannungen, Frequenzänderungen oder Oberschwingungen. Bei Netzausfall wird z. B. ein Dieselaggregat zur Stromerzeugung gestartet, welches die mittel- oder längerfristige Stromversorgung der Verbraucher übernimmt. Die Startphase dieses Aggregats muss durch einen Energiespeicher kompensiert werden.

Aktuell wird dies über Bleiakkumulatoren, Superkondensatoren oder Schwungradspeicher

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

bewerkstelligt. Die speziellen Anforderungen an den Speicher bestehen hierbei in der hohen Dynamik der Netzkomensation wodurch hohe Leistungen und Leistungsgradienten der Stromerzeugung ermöglicht werden müssen. Wird diese Aufgabe von einem Schwungrad übernommen, läuft dieses während der gesamten Einsatzzeit des Systems vollgeladen mit und verursacht dadurch hohe Standby-Verluste bzw. -Kosten.

Je nach Einsatzbereich muss die USV-Anlage den Anforderungen an die zu versorgenden Systeme angepasst werden. Am Markt sind Anlagen aller Größenordnungen und Dienstleistungseigenschaften verfügbar (Hitzinger GmbH, 2015) (Roton PowerSystems GmbH, 2015).

h) Inselanlagen

Stromversorgungssysteme, welche nicht an das öffentliche Netz angeschlossen sind, mit Erzeugung aus Photovoltaik oder Windkraft in Kombination mit Speichersystemen. Beispiele dazu sind alpine Schutzhütten (Schiestlhaus am Hochschwab (ARGE solar4.alpin, 2002)) oder entlegene Gebiete in Entwicklungsländern. Die Anlagenauslegung wird auf den spezifischen Anwendungsfall abgestimmt.

Aus den bisherigen Betrachtungen lassen sich Anforderungen die an das zu entwickelnde HDS-System gestellt werden, wie folgt zusammenfassen:

Tabelle 2-1: Anforderungen Speichersystem

Eigenschaften	Anforderungen
Effizienz	Hohe Priorität; Wirkungsgradkette mit mehreren Gliedern wird zweimal durchlaufen; Wirkungsgrad der Komponenten muss möglichst hoch sein;
Systemkosten	Sehr hohe Priorität; Einzelkomponenten möglichst aus Groß- oder Kleinserie;
Energiedichte / Abmessungen	In stationären Systemen nicht vorrangig zu betrachten; System sollte in einen üblichen Raum zur Energieversorgung untergebracht werden können;
Regelbarkeit und Reaktionszeit	Anpassung der Speicherleistung an fluktuierende Residuallast muss möglich sein; Reaktionszeit < 5 Sekunden; Regelung des Systems zu Betriebspunkten mit hohen Systemwirkungsgraden muss forciert werden;
Systemkomplexität	Sollte geringgehalten werden; hat Einfluss auf die Beherrschbarkeit der Technologie (Zuverlässigkeit & Sicherheit) und die Systemkosten;
Anlagenzuverlässigkeit	Hohe Priorität; Problemlose Systemfunktion über lange Einsatzzeit ist sehr wichtig; die Lebensdauer ist eine wichtige Speichereigenschaft;
Wartungsaufwand	Sollte möglichst gering sein; Wartungsaufwand hat großen Einfluss auf die Betriebskosten und die Kundenzufriedenheit;
Emissionen	Lärmemissionen sollten nicht außerhalb der Aufstellräumlichkeiten hörbar sein; Körperschall sollte nicht in das Gebäude geleitet werden;

2.5 Analyse der Komponenten

Im Folgenden werden die wichtigsten im System einsetzbaren mechanischen, elektrischen und hydraulischen Komponenten analysiert und verglichen. Die Hauptkomponenten im System sind:

- Hydraulikmaschine (Motor/Pumpe)
- Elektrische Maschine (Motor/Generator)
- Frequenzumrichter
- Druckgasspeicher
- Komponente zur Medientrennung (Kolbenspeicher/Blasenspeicher, etc.)
- Druckflüssigkeit
- Arbeitsgas

2.5.1 Hydraulikmotor/ -Pumpe

Anhand der geforderten Eigenschaften des Energiespeichersystems, siehe Abschnitt 2.4 lassen sich einige spezifische Anforderungen an das Hydraulikaggregat formulieren:

Tabelle 2-2: Spezifische Anforderungen Hydraulikaggregat

Anforderung	Eigenschaft der Komponente
Energiedichte der Anlage	→ Druckniveau bestimmt die Energiedichte; Aggregat muss Druckniveau und Druckdifferenz bedienen können;
Geringe Verluste	→ Hoher Maschinenwirkungsgrad; Regelbarkeit von Vorteil;
Geringe Systemkosten	→ Geringe Maschinenkosten; Serienbauteil; Geringer Wartungsaufwand;
Fluktuierender Energiebedarf / Schwankende Erzeugung	→ Weites Drehzahlband; Gute Regelbarkeit; Guter Wirkungsgrad über ein weites Drehzahlband; Rasche Reaktionszeiten;
Geringe Systemkomplexität	→ Ein Aggregat als Pumpe und Motor;
Hohe Anlagenzuverlässigkeit	→ Unter Realbedingungen erprobtes Serienbauteil; Hohe Ausfallssicherheit;
Niedrige Emissionen	→ Geringer Lärmpegel;

Die Hydraulikeinheit bildet eine Schlüsselkomponente im System, da sie für die Umwandlung zwischen mechanischer und hydraulischer Energie verantwortlich ist. Dabei kann eine Vielzahl von Arbeitsprinzipien herangezogen werden, wobei grundsätzlich, bis auf exotische Ausnahmen, zwischen

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Verdrängermaschinen und Strömungsmaschinen unterschieden wird. Erstere nutzen in erster Linie Effekte des hydrostatischen Prinzips, während letztere ihre Funktion mit Hilfe von hydrodynamischen Effekten erfüllen.

Aufgrund des angestrebten hohen Druckverhältnisses (Druck an Druckseite zu Druck an Saugseite) beschränken sich die Untersuchungen im Projekt auf Verdrängermaschinen. Bei genauerer Betrachtung des Einsatzbereiches lässt sich die Maschinenkategorie auf den Bereich der Hubkolbenmaschinen weiter einschränken.

Die wichtigsten Vertreter dieser Bauart sind

- Radialkolbenmaschinen in verschiedenen Ausführungen,
- Reihenkolbenmaschinen und
- Axialkolbenmaschinen in verschiedenen Ausführungen.

Unter anderem wurde die Bewertung und Gegenüberstellung der betrachteten Maschinen anhand von Tabelle 2-3, Tabelle 2-4 und Tabelle 2-5 durchgeführt (Findeisen, 2006).

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Tabelle 2-3: Kenngrößen für Hydropumpen, (Findeisen, 2006)

Bauarten der Verdrängerpumpen	Kenngrößen für Hydropumpen DIN 24 564 Teil 1							
	Antriebsdrehzahl (maximale Drehzahl)	effektiver Förderstrom bei Nennndrehzahl $n_n=1500\text{min}^{-1}$	zulässiger Betriebsdruck (Dauendruck DIN 24312)	Nenngröße geometr. Förder- volumen (ISO 3662)	Druck- flüssigkeits- temperatur- bereich	kinemat. Viskositäts- bereich (40°C)	A-Schall- leistungs- pegel (DIN 45635)	Gesamt- wirkungs- grad (Bestwir- kungsgrad)
	n_{max}^P min ⁻¹	$q_{V_e}^P$ l/min	p_{zul}^P bar	V_g^P cm ³	$\vartheta_{min}^P \dots \vartheta_{max}^P$ °C	$\nu_{min}^P \dots \nu_{max}^P$ mm ² /s	L_{WA} dB	$\eta_{t,opt}^P$ —
Außenzahradpumpe/ mit festem Spalt	800...3000	6,5... 280	120	5,3... 200	-15... +80	22... 90	68... 88	0,80
druckkompensiert mit: druck. radial. Abdichtg.	800...3000	1,5... 24	175	1... 16	-15... +80	42... 90	68... 85	0,89
saugs. radial. Abdichtg.	2000...3500	6... 243	210... 250	4... 162	-15... +80	20... 100	61... 76	0,90
Innenzahradpumpe/ ein-/mehrstufig	1200...5000	5,6... 576	63... 250	5,1... 500	-20... +80	20... 100	73... 83	0,87
druckkompensiert	2500...4500	5,4... 370	175... 300	3,6... 250	-20... +80	28... 100	69... 79	0,93
Zahnringpumpe	1500...1800	4... 50	120	3,15... 40	-10... +80	16... 150	70... 84	0,80
Flügelzellenpumpe mehrhubig/ nicht druckkompensiert	500...3000	2,7... 42	100	2,8... 40	-10... +70	10... 52	81... 88	0,80
druckkompensiert	600...1800	4,3... 294	175... 230	3... 196	-10... +70	16... 75	73... 80	0,85
einhubig	900...5000	12,8... 188	70... 175	8,5... 125	-10... +80	16... 100	75... 82	0,80
Sperrflügelpumpe	1500...3900	3,3... 313	175	4,4... 226	-30... +70	41... 90	66... 68	0,92
Schraubenpumpe	4500	13,5...2625	80... 160	9...1750	-10... +90	2... 100	62... 80	0,90
Axialkolbenpumpe/ Taumelscheibenbauart	500...2000	8,6... 74	200... 300	6... 52	-15... +80	15... 100	83... 87	0,90
Schrägscheibenbauart	1500...3700	39... 534	320... 400	28.500(1000)	-25... +80	10... 100	75... 81	0,89
Schrägachsenbauart	950...6000	71...3584	350... 400	94...3584	-25... +80	10... 100	85... 98	0,90
Radialkolbenpumpe/ außen beaufschlagt	300...2000	1,7... 198	210... 700	1,2... 133	-10... +70	15... 110	69... 83	0,90
innen beaufschlagt	1200...2600	48...1218	210... 350	16... 1015	-15... +80	12... 100	74... 82	0,90
Reihenkolbenpumpe	300... 1000	1650...6677	200...1000	124...36×10 ³	-30...+120	15... 110	83... 88	0,70

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Tabelle 2-4: Kenngrößen für Hydromotoren, (Findeisen, 2006)

Bauarten der Verdrängermotoren	Kenngrößen für Hydromotoren DIN 24564 Teil 1								
	Abtriebsdrehmoment (Dauermoment)	Abtriebsdrehzahl		zulässiger Betriebsdruck (Dauerdruck DIN 24312)	Nenngröße geometr. Schluckvolumen (ISO 3662)	Druckflüssigkeitstemp. bereich	kinemat. Viskositätsbereich (40°C)	Gesamtwirkungsgrad (Bestwirkungsgrad)	
		minimale Drehzahl	maximale Drehzahl						
Bauartgruppe:	T_e^M	n_{min}^M	n_{max}^M	p_{zul}^M	V_g^M	$\varrho_{min}^M \dots \varrho_{max}^M$	$\nu_{min}^M \dots \nu_{max}^M$	$\eta_{t,opt}^M$	
	Nm	min ⁻¹	min ⁻¹	bar	cm ³	°C	mm ² /s		
Außenzahnradmotor / mit festem Spalt									
druckkompensiert	2... 112	200... 500	2000...4000	90... 210	1,4 ... 80	-15 ... +80	12... 800	0,80	
Zahnringmotor / raumfeste Läuferachsen	0,7... 25	500	5000	140	8... 60	-20...+80	60... 120	0,82	
umlaufende Läuferachse	(0,7)25... 980	10 ... 50	80... 1500	140... 210	(8)60... 800	-20...+80	60... 120	0,85	
Flügelzellenmotor mehrhubig / nicht druckkompensiert	50... 1130	30 ... 100	800...2200	60	38... 280	-15 ... +80	22... 38	0,83	
druckkompensiert	140... 8570	10 ... 20	150... 500	140... 210	625...2500	-15 ... +80	30... 150	0,86	
Sperrflügelmotor	22... 762	100... 200	1700...4000	140	11,1... 388	-30... +70	25... 80	0,86	
Rollflügelmotor	140... 1600	50... 100	600... 1000	145... 210	92... 750	-40... +90	35... 85	0,86	
mit Umlaufgetriebe	1500 ... 1,2×10 ⁶	0,05... 0,1	5... 100	145... 210	92... 750	-40... +90	—	—	
Axialkolbenmotor Taumelscheibenbauart	17... 1000	(2) 200	1000...2000	180... 260	20... 366	-20...+80	30... 220	0,88	
Schrägscheibenbauart	140... 3000	(25) 200	1500... 3000	280... 320	32... 250	-15...+80	17... 130	0,92	
Schrägachsenbauart	25... 4500	100... 150	800...5000	350... 400	5...2000	-20...+80	17... 80	0,95	
Radialkolbenmotor Innenexzenterbauart	20 ... 19700	0,111... 10	150... 3000	140 ... 250	11...5275	-30... +90	20... 150	0,97	
mit Umlaufgetriebe	4,5×10 ⁵	0,1... 0,5	7... 130	175	5275	-30... +90	20... 150	—	
Außenexzenterbauart	6380...1,7×10 ⁵	0,5... 2	20... 100	170 ... 210	2356...50258	-35...+100	20... 150	0,98	
Radnabenmotor	1700... 13500	1... 4	200... 300	250	430 ... 3400	-45... +70	—	—	

Formelzeichen für Kenngrößen: DIN ISO 4391

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Tabelle 2-5: Gliederung von Verdrängermaschinen nach (Findeisen, 2006)

Gliederungsteil „Hydraulische drehzahlveränderbare Antriebe“ (generatorischer bzw. motorischer Getriebeteil)		Geometrie	Hauptteil		Zugriffsteil				
nach VDI 2127, 2727 (Triebwerkssystem, kinemat. Kettel)		Achslage Kolben zu Gehäuse	Verdränger- maschinen- Bauart	Graph. Symbole DIN ISO 1219 Teil 1 Prinzipbild VDI 2152	Kenngröße für Hydropumpe Hydratomotor DIN 24 564 T.1 Bet.-druck p_{zul} bar Abt.-moment T_e^M Nm				
Energieumformer für Gleich-(Puls-)Fluidstrom bzw. für gleichsinnige Drehbewegung (fortlaufend) Hydropumpen und Hydratomotoren (Verdrängermaschinen)	Drehkolbenmaschinen Maschinen mit rotierenden Verdrängerelementen	Fördern / Schlucken in Umfangsrichtung der Verdrängerelemente	Doppelläufer-system	konzentrisch	Zahnradmaschine mit Außenverzahnung	1	120 ... 250	2 ... 112	
			Treibschieber-system	exzentrisch	Zahnradmaschine mit Innenverzahnung	2	63 ... 300	—	
				konzentrisch	Zahnringmaschine	3	120	0,7 ... 980	
			Sperrschieber-system	exzentrisch	einhubige Flügelzellenmaschine	4	70 ... 175	50 ... 1130	
				konzentrisch	mehrhüblige Flügelzellenmaschine	5	175 ... 230	140 ... 7450	
				konzentrisch	Sperrflügelmaschine	6	175	22 ... 762	
			Sperrtrommel-system	konzentrisch	Rollflügelmaschine	7	—	140 ... 1600	
				Schraubenläufer-system	konzentrisch	Schraubenmaschine	8	80 ... 160	—
	Hubkolbenmaschinen Maschinen mit oszillierenden Verdrängerelementen	Fördern / Schlucken in Richtung Triebwellenachse	zu Achslage parallel radial u. senkr. senkrecht	Getriebeart Kurbel-/Kurvehtrieb räumlicher	Axialkolben-system	9	200 ... 300	17 ... 1000	
					Kurbel-/Kurvehtrieb räumlicher	Axialkolbenmaschine / Taumelscheibenbauart	10	320 ... 400	140 ... 3000
						Axialkolbenmaschine / Schrägscheibenbauart	11	350 ... 400	25 ... 4500
						Axialkolbenmaschine / Schrägachsenbauart	12	210 ... 700	20 ... 20000
					Kurbel-/Kurvehtrieb ebener	Radialkolben-system	13	210 ... 350	6380 ... 170000
						Parallelkolben-system	14	200 ... 1000	—

zu Veränderbarkeit des Verdrängungsvolumens ● im Betrieb : Verstelleinheit ○ mit konstruktivem Aufwand möglich

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Die Gesamtwirkungsgrade von verschiedenen Pumpenbauarten sind in Abb. 9 abgebildet. Man erkennt, dass Wirkungsgrade von >90 % möglich sind. Dieser bei hydraulischen Kraft- und Arbeitsmaschinen sehr hohe Wirkungsgrad stellt einen der Vorteile des betrachteten Speichersystems dar.

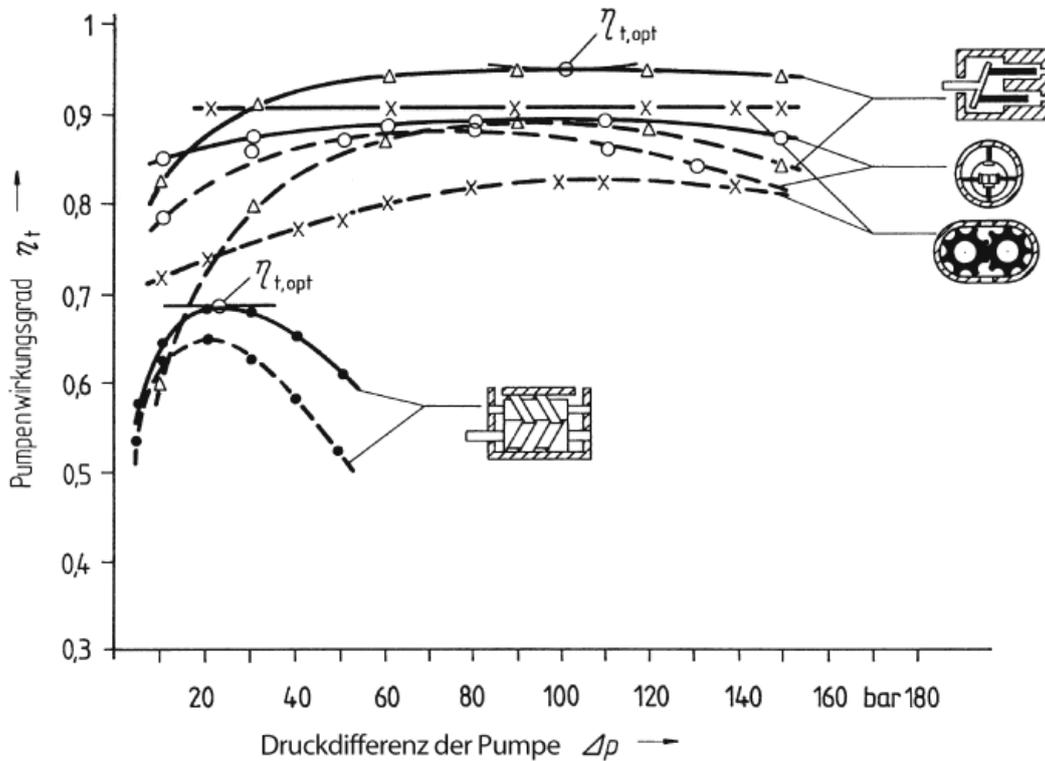


Abb. 9: Gesamtwirkungsgrade η_t über Druckdifferenz der Pumpe Δp für verschiedene Bauarten der H-Pumpen mit einem geometrischen Fördervolumen von $V_g = (10 \dots 50) \text{ cm}^3$ (Findeisen, 2006)

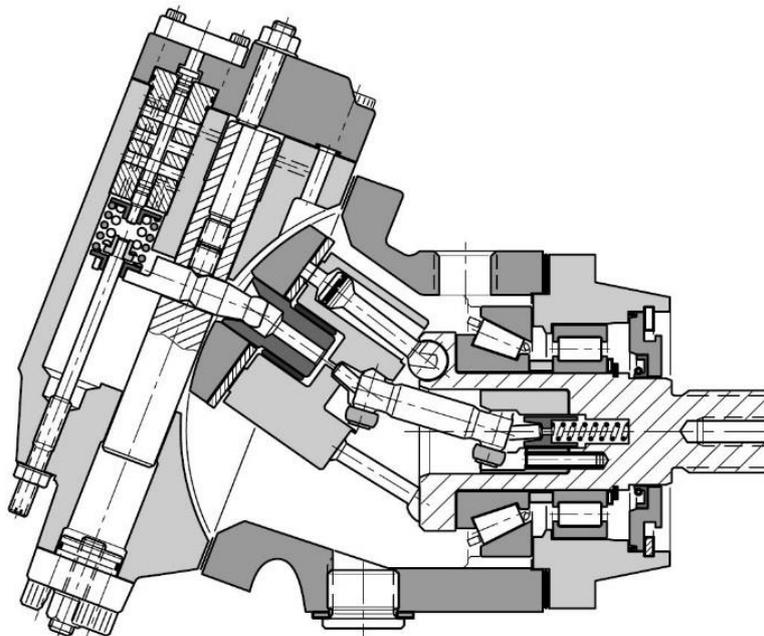


Abb. 10: Querschnitt einer Schrägachsen-Verstellpumpe in Schwenkschlittenbauart (Parker Hannifin Corporation, 2013);

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Aufgrund der kompakten Bauweise, der Schnellläufigkeit und des sehr hohen Wirkungsgrades wird der Fokus auf *Axialkolbenmaschinen* gelegt. Je nach Bauweise kann bei diesen Maschinen das Verdrängungsvolumen verändert werden, was funktionell einem Getriebe entspricht. Abb. 10 zeigt eine solche Ausführung.

Bei Vernachlässigung der Verluste lässt sich die theoretische Leistung einer solchen Maschine wie folgt berechnen:

$$P_{th} = \text{Durchfluss} \cdot \text{Druckdifferenz} = Q_{th} * \Delta p = \frac{V_g * n}{6 * 10^5} * \Delta p \tag{Formel 4}$$

$$P_{th} = M_{th} * \omega = M_{th} * \frac{n * \pi}{30} \tag{Formel 5}$$

$$M_{th} = \frac{V_g * \Delta p}{20 * \pi} \tag{Formel 6}$$

Tabelle 2-6: Variablen-tabelle Berechnung Hydraulikaggregat

Variable	Bezeichnung	Einheit
P _{th}	theoretische Leistung	kW
Q	theoretischer Durchfluss	l/min
V _g	theoretisches Schluckvolumen	cm ³
M _{th}	theoretisches Drehmoment	Nm
n	Drehzahl	min ⁻¹
Δp	Druckdifferenz	bar

Dieser Zusammenhang zeigt, dass die Leistung bei einem bestimmten Systemdruck durch die Variation von Schluckvolumen *V_g* oder Drehzahl *n* gesteuert werden kann. Diese Erkenntnis ist entscheidend bei der Kombination von hydraulischer und elektrischer Maschine, da sich über Druck und Schluckvolumen auch das Drehmoment *M_{th}* verändert.

2.5.2 Elektromotor/ -Generator

Zur Bewertung der Eignung verschiedener Antriebskonzepte wurde eine eingehende Recherche bezüglich der elektrischen Maschine betrieben. Um die Auswahl des idealen Maschinentyps für den Einsatz im HDS-System zu erleichtern wurden zwei Bewertungsmatrizen erstellt, welche Maschinen hinsichtlich ihrer Eigenschaften gegenüberstellen.

Grobe Selektion - Longlist

In erster Instanz wurde eine große Anzahl an verschiedenen elektrischen Maschinen (Longlist) nach folgenden Kriterien verglichen: Drehzahlstellung, Investitionskosten, Wartungsaufwand, Wirkungsgrad und Leistungsbereich/Einsatzgebiet.

Da einige Maschinenausführungen (z.B.: Maschinen ohne Frequenzumrichter (FU) oder mit Polumschaltung, Asynchronmaschinen (ASM) mit variablen Läuferwiderständen, untersynchrone Stromrichter-kaskaden (USK)) eine Drehzahlstellung nur begrenzt bzw. gar nicht zulassen, erwiesen sie

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

sich von vornherein als ungeeignet. Weiters reduzierte sich die Auswahl durch den verfügbaren Leistungsbereich, respektive das Einsatzgebiet. Manche Maschinenkonzepte sind erst im Hochleistungs- (z.B.: ASM in Schleifringläuferausführung) respektive Kleinstleistungsbereich (z.B.: permanenterregte Gleichstrommaschine (PM-GM)) wirtschaftlich oder weisen Vorteile bzw. Eigenschaften auf, die für das HDS-System irrelevant sind (z.B.: elektrisch erregte Synchronmaschine (SM)). Durch Vergleiche hinsichtlich des Wartungsaufwandes konnten weitere Maschinenkonzepte ausgeschlossen werden (z.B.: Asynchronmaschine mit Schleifringläufer (ASM-SRL), elektrisch erregte SM, GM in Nebenschluss-, Reihenschluss-, Doppelschluss- oder fremderregter Ausführung). Wirkungsgrad und Investitionskosten stehen in einer Korrelation, da im Allgemeinen ein höherer Wirkungsgrad mit erhöhten Investitionskosten einhergeht. Anzustreben ist jedoch ein hoher Wirkungsgrad, da sich durch die bei ineffizienten Maschinen auftretenden Verluste und die damit verbundenen erhöhten Energiekosten der erhöhte Anschaffungspreis schon bald rentiert (ASM-SRL, GM vs. PM-SM, Reluktanzmaschinen). Linearmotoren und Sondermaschinen (z.B.: Transversalfloss-maschine, etc.) wurden außer Acht gelassen, da sie entweder a priori für den Bewegungsablauf ungeeignet bzw. aus wirtschaftlichen Gründen nicht sinnvoll erschienen.

Feine Selektion - Shortlist

Für die Antriebslösung im HDS-System wurden folgende Maschinentypen aufgrund der oben beschriebenen Ausschlusskriterien in die engere Auswahl (Shortlist) aufgenommen:

- Kurzschlussläufer-Asynchronmaschine (KSL-ASM) am Frequenzumrichter
- Permanentmagneterregte Synchronmaschine (PM-SM) am Frequenzumrichter
- Synchrone Reluktanzmaschine (Sy-RM) am Frequenzumrichter
- Geschaltete Reluktanzmaschine (SRM)
- Bürstenlose Gleichstrommaschine (BL-GM)

In zweiter Instanz wurde die Shortlist genauer in puncto Investitionskosten, Wirkungsgrad und dynamisches Verhalten untersucht.

Investitionskosten

Die eindeutig billigste Lösung hinsichtlich Anschaffungspreis ist die ASM. Als Normmotor hat sie sich aufgrund ihrer Einfachheit, Zuverlässigkeit, ihres geringen Wartungsaufwandes sowie guten Wirkungsgrades in einem großen Leistungsbereich durchgesetzt und ist dadurch weit verbreitet und in der Anschaffung verglichen mit anderen Maschinenarten sehr billig.

Wirkungsgrad

In Bezug auf den Wirkungsgrad wird die ASM jedoch von mehreren Maschinentypen übertroffen. Synchronmaschinen, bürstenlose Gleichstrommaschinen und Reluktanzmaschinen haben grundsätzlich einen höheren Wirkungsgrad und vor allem einen erhöhten Teillastwirkungsgrad, welcher im HDS-System eine sehr große Rolle spielt. Abb. 11 zeigt den Vergleich der Wirkungsgrade von unterschiedlichen E-Maschinen-Bauarten und Größenordnungen bei Nennleistung. In Abb. 12 ist das Wirkungsgradkennfeld über Drehzahl und Drehmoment bis zur Nennleistung einer Asynchronmaschine dem einer Synchronen Reluktanzmaschine gegenüber gestellt.

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

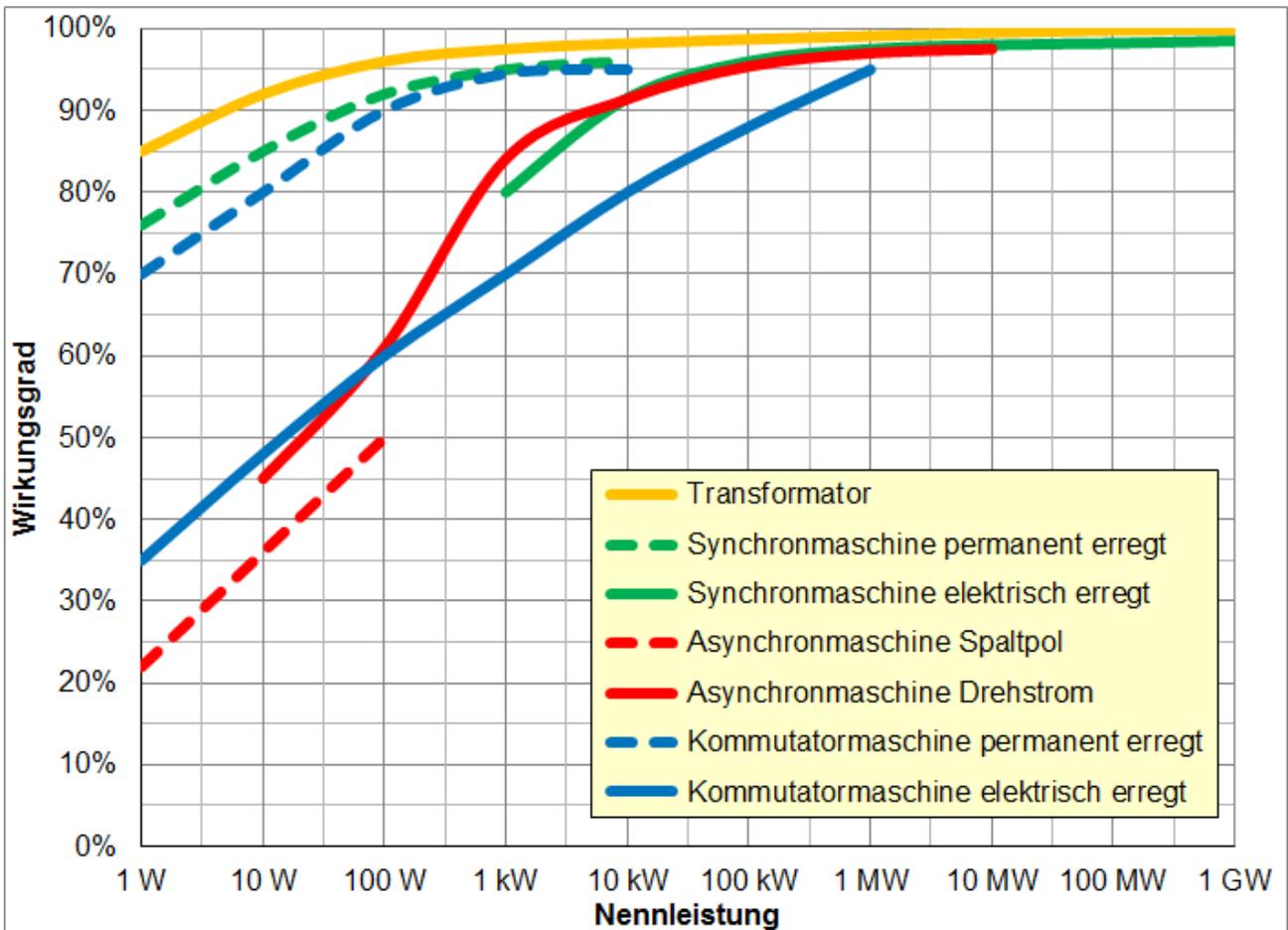


Abb. 11: Vergleich der Wirkungsgrade von sehr guten Maschinen von 1W bis 1GW Nennleistung (Gloor, 2015)

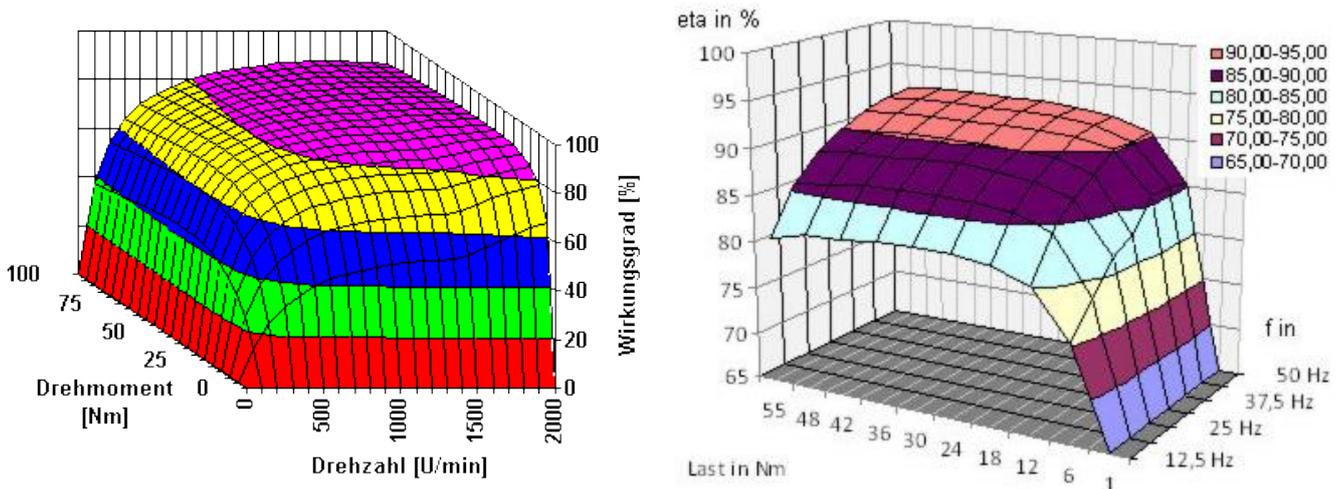


Abb. 12: Wirkungsgradkennfeld einer Asynchronmaschine - links (Gloor, 2015) und eines Synchronen Reluktanzmotors - rechts Drehzahl (Brosch & Kluger, 2013) über Drehmoment und Drehzahl

Dynamisches Verhalten

Die Synchronmaschine hat aufgrund ihrer Funktionsweise (Läufer folgt dem Statorfeld synchron) wie auch die BL-GM ein gutes dynamisches Verhalten. Asynchronmaschinen hingegen weisen im Allgemeinen ein schlechteres dynamisches Verhalten auf, was nicht zuletzt auf die Funktionsweise (Induktion)

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

zurückzuführen ist. Wird die Drehzahlregelung einer ASM mittels feldorientierter Regelung (Vector Control) anstatt mit U/f-Steuerung realisiert, kann das dynamische Verhalten signifikant erhöht werden. Das dynamische Verhalten wird jedoch überwiegend durch das Trägheitsmoment des Rotors der Maschine bestimmt. Da der Rotor von Reluktanzmaschinen wegen seines Aufbaus sehr leicht ist, weisen sie ein sehr gutes dynamisches Verhalten auf.

Das Abwägen des dynamischen Verhaltens der möglichen Antriebslösung für das HDS-System ist nur dann erforderlich und relevant, wenn die Trägheit des hydraulischen Systems in der gleichen Größenordnung wie die des elektrischen Systems ist. Sollten die mechanisch-hydraulischen Systemkomponenten viel träger als die elektrischen sein ist das dynamische Verhalten als Auswahlkriterium obsolet.

Effizienz und Kosten

Bei elektrischen Maschinen sind die in Abb. 13 illustrierten Effizienzklassen definiert. Die Effizienzklassen EFF1 und EFF2 sind veraltet und wurden durch die Reihe IE1 bis IE4 ersetzt, da der Wirkungsgrad elektrischer Maschinen stetig im Steigen begriffen ist und höhere Nummern höhere Effizienzgrade signalisieren sollen. Weiters sind noch NEMA-Effizienzklassen definiert, die den Klassen IE2 respektive IE3 entsprechen. Darüber hinaus ist die Einführung einer IE5-Kategorie geplant. Abb. 14 gibt die Wirkungsgradverläufe einzelner Effizienzklassen über die Leistung der E-Maschinen wieder.

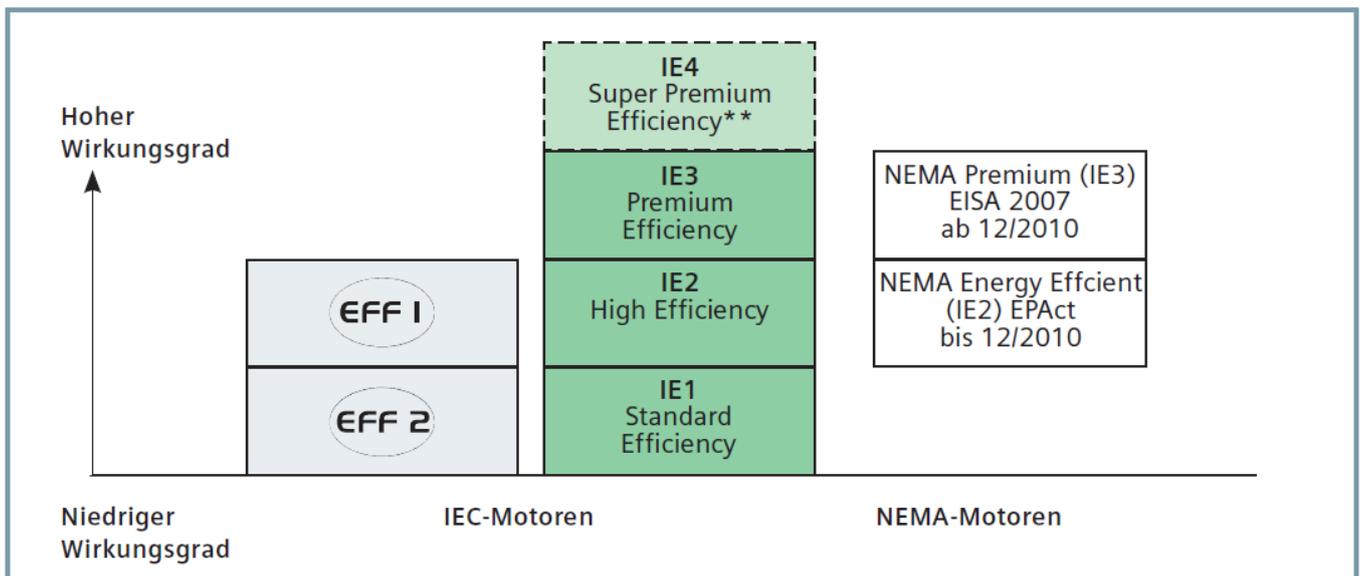


Abb. 13: Energieeffizienzklassen (IE - International Efficiency) (Siemens AG, 2015)

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

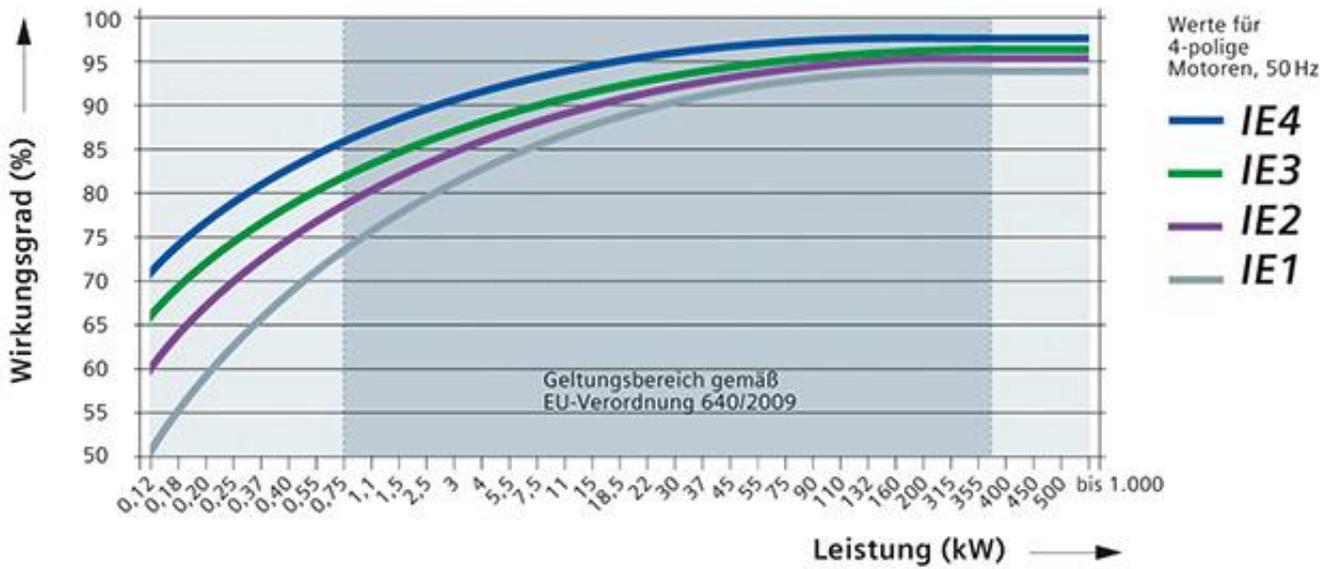


Abb. 14: Wirkungsgrad-Leistunggraph der IE-Reihe (Siemens AG, 2015a)

Kostenunterschiede unterschiedlicher Energieeffizienzklassen baugleicher Maschinen

Energieeffizienzklassen IE1, IE2, IE3 und IE4 im Vergleich

Betrachtet wurde hierfür der ASM-Normmotor „GP Motor 1LE1 (KSL, 50 Hz, Alugehäuse, Eigenkühlung, IP55, Standardisolierung $U_n < 500$ V, 2-polig, Umrichterfähig)“ in verschiedenen Effizienzklassen-ausführung (IE1 bis IE4), siehe dazu Tabelle 2-7.

Tabelle 2-7 Energieeffizienzklassenvergleich einer umrichterfähigen Standard-Asynchronmaschine

	Standardmaschinen - Umrichterfähig			
	ASM-KL: GP Motor 1LE100 (50Hz, Alu, Eigenkühlung, IP55, Standardisolierung $U_n < 500$ V, 2/4-polig)			
	IE1 (>90%)	IE2 (>94%)	IE3	IE4 (>97%)
P in kW	EUR	EUR	EUR	EUR
0,55		/ 481,38	/ 576,17	
0,75		484,58 / 525,05	581,49 / 629,42	-
1,10		553,80 / 620,90	665,63 / 745,50	-
1,50		640,07 / 736,98	768,93 / 883,95	-
2,20	/ 645,39	825,38 / 903,12	989,39 / 1018,14	-
3,00	733,79 / 742,31	990,45 / 1039,44	1118,25 / 1171,50	1352,55 / 1416,45
4,00	904,19 / 944,66	1171,50 / 1278,00	1320,60 / 1427,10	1597,50 / 1735,95
5,50	1160,85 / 1214,10	1469,70 / 1586,85	1661,40 / 1799,85	2002,20 / 2172,60
7,50		1863,75 / 2012,85	2108,70 / 2279,10	2545,35 / 2747,70
11,00		2587,95 / 2651,85	2918,10 / 2982,00	3535,80 / 3610,35
15,00		3386,70 / 3429,30	/ 4398,45	4611,45 / 4686,00
18,50		4036,35 / 4047,00	/ 4675,35 (GG)	5516,70 / 5548,65 (GG)

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

22,00		4899,00 / 4824,45	5506,05 (GG) / 5431,50 (GG)	6549,75 (GG) / 6411,30 (GG)
-------	--	-------------------	--------------------------------	-----------------------------

IE1 vs. IE2:

- Im Leistungsbereich von 3 – 5,5 kW sind IE2 Motoren um ca. 30 % teurer als IE1 Äquivalente.
- Im Leistungsbereich 7,5 – 18,5 kW sind IE2 Motoren um 25 % teurer als IE1 Äquivalente.

IE2 vs. IE3:

- Im Leistungsbereich von 0,75 – 2,2 kW sind IE3 Motoren um 20 % teurer als IE2 Äquivalente.
- Im Leistungsbereich von 3 – 22 kW sind IE3 Motoren um ca. 13 % teurer als IE2 Äquivalente.

IE3 vs. IE4:

- Im Leistungsbereich von 3 – 22 kW sind IE4 Motoren um ca. 20 % teurer als IE3 Äquivalente.

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass eine Erhöhung um eine Wirkungsgradklasse mit einem Kostenmehraufwand von ca. 20 % verbunden ist. Bei der gleichen Maschine in 4-poliger Ausführung ergeben sich nahezu idente Prozentverhältnisse zwischen den Energieeffizienzklassen. Es sei bemerkt das die betrachtete Maschine nur umrichterfähig und keinesfalls umrichteroptimiert ist. Es handelt sich um einen Asynchron-Normmotor mit Standardisolierung ($U_n < 500$ V). Für permanenten Umrichterbetrieb sind ASM mit Sonderisolierung besser geeignet da es durch den Umrichterbetrieb und die damit verbundenen steilen Spannungsflanken sowie Oberwellen zu einer erhöhten elektrischen Beanspruchung der Isolierung kommen kann.

Energieeffizienzklassen NEMA Energy und Premium Efficiency im Vergleich

Hierfür wird der ASM-Normmotor „Simotics GP Motor Type: Käfigläufer, eigengekühlt, IP55, Alu, 2-polig, „umrichterfähig“ in verschiedenen Effizienzklassenausführung (NEMA Energy Efficiency und Premium Efficiency) verglichen.

Tabelle 2-8: NEMA Effizienzklassenvergleich einer KSL-ASM

P in kW	ASM-KL:	
	Simotics GP Motor Type: Käfigläufer, eigengekühlt, IP55, Alu, (2/4-polig)	
	NEMA Energy Efficient (IE2)	NEMA Premium Efficient (IE3)
	EUR	EUR
0,55	- / 611,42	666,69 / 661,37
0,75	615,68 / 656,15	762,54 / 722,07
1,10	684,90 / 771,59	854,13 / 854,13
1,50	790,76 / 887,68	880,76 / 1013,88
2,20	975,01 / 1085,66	1139,55 / 1139,55
3,00	1179,38 / 1221,98	1256,70 / 1309,95
4,00	1401,65 / 1486,85	1480,35 / 1608,15
5,50	1762,58 / 1879,73	1863,75 / 2012,85

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

7,50	2156,63 / 2305,73	2364,30 / 2556,00
11,00	2952,18 / 3016,08	3280,20 / 3354,75
15,00	3740,28 / 3793,53	4281,30 / 4355,85
18,50	4389,93 / -	5101,35 / -

NEMA Energy Efficiency vs. Premium Efficiency:

- Im Leistungsbereich von 0,75 – 2,2 kW sind NEMA Premium Efficiency Motoren um ca. 20 % teurer als NEMA Energy Efficiency Äquivalente.
- Im Leistungsbereich von 3 – 11 kW sind NEMA Premium Efficiency Motoren um ca. 8 % teurer als NEMA Energy Efficiency Äquivalente.
- Im Leistungsbereich von 15 - 18,5kW sind NEMA Premium Efficiency Motoren um ca. 15 % teurer als NEMA Energy Efficiency Äquivalente.

Bei der gleichen Maschine in 4-poliger Ausführung ist die NEMA Premium Efficiency Klasse um 10 % teurer als die NEMA Energy Efficiency.

Umrichteroptimierte Maschinen

Von Siemens werden spezielle Maschinenserien angeboten, die für den Umrichterbetrieb optimiert sind. Im Speziellen werden folgende zwei Maschinentypen in verschiedenen Leistungsklassen angeboten: Synchrone Reluktanzmaschine (SIMOTICS GP - VSD4000) und Kurzschlussläufer-Asynchronmaschine (SIMOTICS GP - VSD10). Die synchrone Reluktanzmaschinen (SyRM) werden von 5,5 – 30 kW und die ASM-Varianten von 2,2 – 55 kW angeboten. Die SyRM gibt es mit Alu- oder Graugussgehäuse. Die ASM wird von 2,2 – 18,5 kW wahlweise mit Alu- oder Graugussgehäuse und bei Leistungen größer 18,5 kW nur mehr in Graugussausführung angeboten.

Tabelle 2-9: Preisvergleich von SyRm und ASM-KSL (umrichteroptimiert)

	Speziell für Umrichter	
	SyRM: SIMOTICS GP - VSD4000 MOTOR TYPE: 1RV4130B IEC LV-MOTOR, SRM EIGENGEKUEHLT, IP55 NUR FUER UMRICHTERBETRIEB 4POLIG, 5,5KW(1500RPM) 6,3KW(1800RPM)* 9KW(2610RPM) 3 AC 50HZ 220VD/380VY 3 AC 60HZ 440VY IM B 3 (Alu / Grauguss)	ASM-KSL: SIMOTICS GP - VSD10 MOTOR TYPE: 1AV1104B IEC LV-MOTOR, ASM KL EIGENGEKUEHLT, IP55 4POLIG NUR FUER UMRICHTERBETRIEB (Alu / Grauguss)
	IES2 (vergleichbar mit IE4)	BASIS EFFICIENCY (keine Effizienzklassen definiert)
P in kW (1500 bzw. 1800 bzw. 2610 /min)	EUR	EUR
2,2 ; 2,55 ; 3,7	- / -	742,31 / 913,77
3 ; 3,45 ; 5	- / -	854,13 / 1.053,29
4 ; 4,6 ; 6,6	- / -	1086,3 / 1.352,55
5,5 ; 6,3 ; 9	1959,6 / 2172,60	1395,15 / 1.661,40

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

7,5 ; 8,6; 12,5	2481,45 / 2747,70	1789,2 / 2.119,35
11 ; 12,6 ; 17	3248,25 / 3589,05	2332,35 / 2.758,35
15 ; 17,3 ; 23,5	4196,1 / 4643,40	3035,25 / 3.557,10
18,5 ; 21,3 ; 31	5028,93 / 5037,45	- / 3.972,45
22 ; 25,3 ; 36,5	5785,08 / 5825,55	- / 4.686,00
30 ; 34,5 ; 48	7435,83 / 7518,90	- / 6.049,20
37 ; 42,5 ; -	- / -	- / 7369,80
45 ; 52 ; -	- / -	- / 8914,05
55 ; 63 ; -	- / -	- / 10.863,00

Die Vergleiche ergaben, dass Synchrone Reluktanzmaschinen im Anschaffungspreis um ca. 40 % teurer sind als eine vergleichbare ASM (Alugehäuse). Bei Ausführung mit Graugussgehäuse um ca. 30 % (5,5 – 15 kW) respektive ca. 25 % (18,5 – 30 kW).

- Kühlungsarten

Selbstkühlung: Hier wird ausschließlich die natürliche Konvektion zum Wärmeabtransport benutzt.

Eigenkühlung: Hier ist ein Lüfterrad direkt an der Welle montiert. Als Nachteil erweist sich die stark reduzierte Kühlung bei niedrigen Drehzahlen.

Fremdkühlung: Ein Lüfter wird durch einen separaten Antrieb angetrieben. Die Kühlung ist nicht von der Drehzahl abhängig.

Tabelle 2-10: Kühlartenvergleich von ASM-KSL (Rot: Direkte Vergleichswerte)

Standardmaschinen - Umrichterfähig		
	ASM-KL: GP Motor 1PC1002 (50Hz, Alu, IP55, Selbstkühlung) (2/4 polig)	ASM-KL: GP Motor 1LE100□ (50Hz, Alu, Eigenkühlung , IP55, Standardisolierung Un<500V) (2/4-polig)
	IE2	
P in kW	EUR	EUR
0,55	- / -	- / 481,38
0,75	- / -	484,58 / 525,05
1,10	- / -	553,80 / 620,90
1,40	1256,70 / -	- / -
1,50	- / 1299,30	640,07 / 736,98
1,60	1437,75 / -	- / -
2,00	- / 1544,25	- / -
2,20	- / -	825,38 / 903,12
2,60	- / 1863,75	- / -
3,00	- / -	990,45 / 1039,44
3,10	1746,60 / -	- / -
4,00	- / 2300,40	1171,50 / 1278,00
4,30	2151,30 / -	- / -
5,50	- / -	1469,70 / 1586,85
6,00	- / 2939,40	- / -

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

6,30	2886,15 / -	- / -
6,50	3695,55 / -	- / -
7,50	- / -	1863,75 / 2012,85
9,00	4355,85 / -	- / -
11,00	- / -	2587,95 / 2651,85
15,00	- / -	3386,70 / 3429,30
18,50	- / -	4036,35 / 4047,00
22,00	- / -	4899,00 / 4824,45

Maschinen mit Selbstkühlung sind um ein Vielfaches teurer (ca. 75 – 80 %) als jene mit Eigenkühlung, da bei Selbstkühlung eine sehr aufwendige, ausgeklügelte thermische Auslegung der Maschine erforderlich ist. Für die Anwendung im HDS-System wurde davon ausgegangen, dass eine Eigenkühlung ausreichend ist, da das Ein- und Ausspeichern aufgrund der zu erwartenden Wirkungsgradeigenschaften des Antriebsstranges erst ab einer Mindestdrehzahl durchgeführt wird.

- Motorschutz

Der Betrieb elektrischer Maschinen am Umrichter bietet den Vorteil, dass im Allgemeinen kein zusätzlicher Motorschutz erforderlich ist. Eine Motorschutzfunktion kann durch die in der Umrichter-Software enthaltene P_t -Erfassung realisiert werden. Falls ein präziser Motorschutz gewünscht wird, ist dies durch direkte Temperaturerfassung mit Hilfe von KTY-84-Sensoren oder PTC-Kaltleitern in der Motorwicklung möglich (Siemens AG, 2015).

- Gehäuse

Der Großteil elektrischer Maschinen wird in Aluminium- und Graugussgehäuse angeboten. Graugussgehäusemotoren werden eingesetzt, wenn die Maschine erschwerten Umgebungsbedingungen ausgesetzt ist (Staub, Feuchtigkeit, Witterung, etc.) und sind in der Regel teurer als Motoren in Aluminiumausführung. Für den Einsatz im HDS-System ist voraussichtlich ein Aluminiumgehäuse ausreichend. Weiters werden von Siemens auch spezielle Motoren für erschwerte Umgebungsbedingungen sowie in Explosionsschutzausführung angeboten. Zu erkennen ist, dass diese Motoren durch die Bank deutlich teurer sind als umrichteroptimierte Asynchronmaschinen. Das Einsatzgebiet des HDS-Systems wird in erster Linie in geschützten Gebäudebereichen gesehen, daher werden diese Motoren aus wirtschaftlichen Gründen nicht weiter betrachtet.

Tabelle 2-11: ASM-KSL für erschwerte Umgebungsbedingungen

P in kW	ASM-KL: LV-MOTOR, KL, CHEMSTAR LOHER TYPE: ANGA-090LR-02 UMRICHTERBETRIEB, NORMALISOL. NORMALLAEUFER OHNE EX- SCHUTZ IP55, IC411, BG 090, IE2 BEI 50HZ 230 V D / 400 V S, 50HZ IM B 3 (2/4/6 -POLIG)	
	IE2	IE3
	EUR	EUR
0,55		
0,75	- / - / 1.917,00	- / - / 2.247,15
1,10	- / 1.810,50 / -	- / 2.140,65 / -
1,50	2002,20 / 1.938,30 / -	2332,35 / 2.268,45 / -

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

2,20	2204,55 / - / 2982,00	2534,70 / - / 3.418,65
3,00	- / - / 3397,35	- / - / 3929,85
4,00	2556,00 / 2.481,45 / -	2992,65 / 2.918,10 / -
5,50	2886,15 / 2.811,60 / -	3418,65 / 3344,10 / -
7,50	3301,50 / - / 4249,35	3834,00 / - / 4994,85
11,00	3865,95 / 3748,8 / 4803,15	4611,45 / 4494,30 / 5548,65
15,00	- / 4462,35 / -	- / 5207,85 / -
18,50	4941,60 / 4792,50 / 6262,20	5687,10 / 5655,15 / 7263,30
22,00	5388,90 / - / 6784,05	6251,55 / - / 7785,15

2.5.3 Umrichter

Effizienzklassen

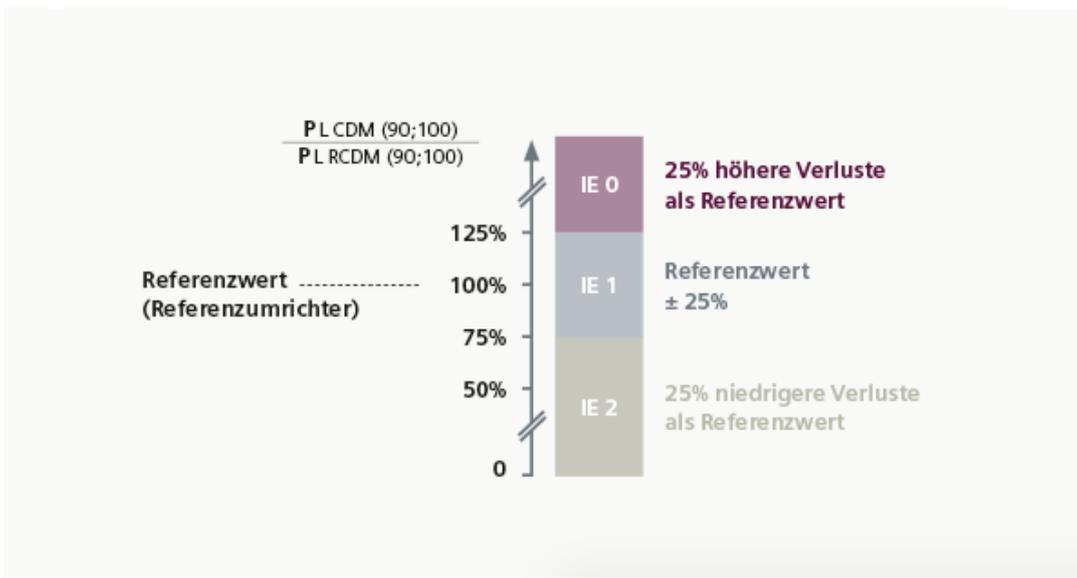
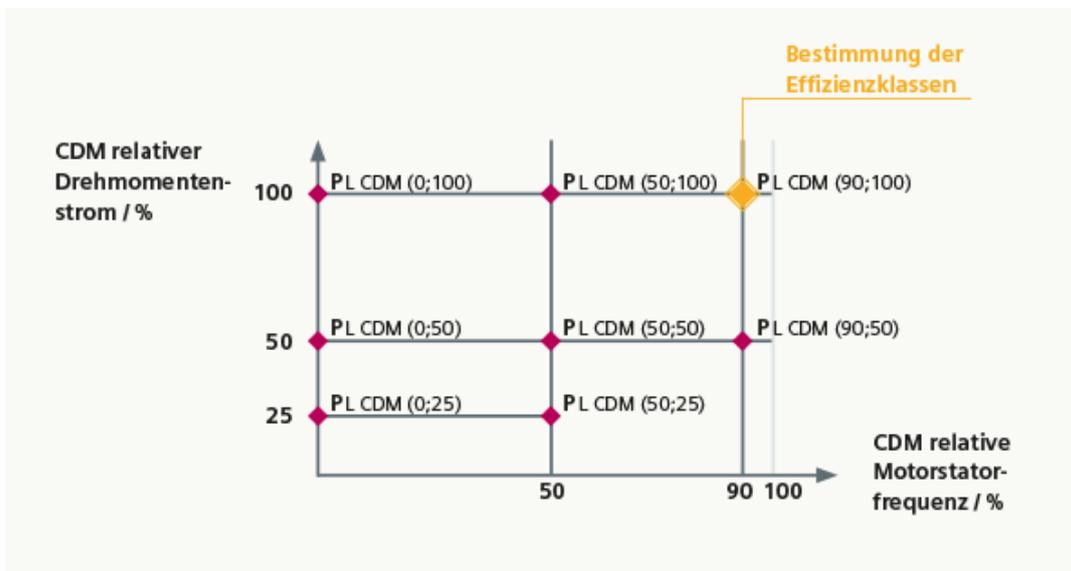


Abb. 15: Umrichtereffizienzklassen (Siemens AG, 2015b)

Als Bezugsgröße für die Einstufung von Frequenzumrichtern dienen die Verluste eines virtuellen Referenzumrichters. Diese sind normativ festgelegt und als „Stand der Technik“ aus einem dreiphasigen

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Spannungszwischenkreis-Umrichter mit Zwei-Level-Technik und einer Nennspannung von 400 V abgeleitet. Um die IE-Klasse eines Frequenzumrichters festzulegen, müssen zunächst dessen Verluste im Betriebspunkt bei 90 % Aussteuergrad und 100 % drehmomentbildendem Strom bestimmt werden. Diese Werte werden schließlich auf die Verluste des Referenzumrichters im gleichen Betriebspunkt bezogen. Liegen die Verluste im Bereich $\pm 25\%$ der Verluste des Referenzumrichters, wird der Frequenzumrichter der Klasse IE 1 zugeordnet. Sind seine Verluste geringer, wird er als IE 2 spezifiziert, während höhere Verluste eine Einstufung in die Klasse IE 0 bedeuten. In Abb. 15 sind die Effizienzklassen von Umrichtern dargestellt.

Rückspeisefähige Frequenzumrichter

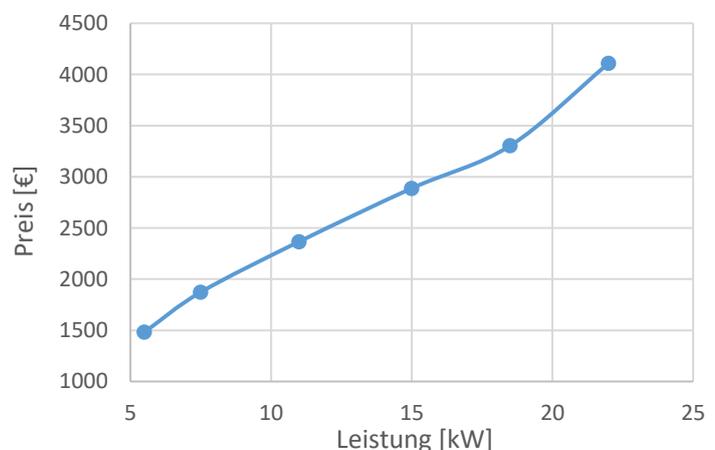
Beispielhaft für die Anforderungen in diesem Projekt bietet die Siemens – Industry Mall ein breites Angebot an Frequenzumrichtern mit oder ohne Filter zur Drehzahlsteuerung von Maschinen in einem großen Leistungsspektrum. Systembedingt muss der Umrichter im HDS-System rückspeisefähig sein, um das Ein- und Ausspeichern von elektrischer Energie zu ermöglichen. Dadurch dezimiert sich die Auswahl an Umrichtern deutlich. Darüber hinaus werden rückspeisefähige Umrichter von der Siemens AG erst ab einer Leistung von 5,5 kW angeboten. Dieser Sachverhalt wurde durch die weitere Recherche bei anderen Anbietern wie folgt bestätigt:

- Siemens: Sinamics G120 PM250 (5.5-75kW)
- ABB: ACS800-11 (5.5/7.5-110kW für Wandmontage);
ACS800-17 (45-2500kW als Schrankgerät)
- Mitsubishi Electric: FRA 741 (5.5-55kW)
- Bonfiglioli: AEC-Regenerativer Umrichter (9.7-173.2kVA)

Es ist ersichtlich, dass rückspeisefähige Frequenzumrichter erst ab einer Leistung von 5,5 kW aktuell am Markt verfügbar sind.

Tabelle 2-12: Rückspeisefähiger Umrichter Sinamics G120 250 (Power Module) (Siemens AG, 2015c)

Leistung in kW	Preis in EUR
5,5	1483
7,5	1873
11	2367
15	2888
18,5	3304
22	4110



Die Recherche ergab des Weiteren, dass rückspeisefähige Frequenzumrichter im kleinen Leistungsbereich technologisch ohne Weiteres machbar sind, jedoch dazu aktuell noch keine Nachfrage

seitens des Marktes besteht. Anzumerken ist, dass die Umrichter der Serie Sinamics G120 modular aufgebaut sind. Somit sind Power Module (Leistungselektronik), Control Unit (Regelung und Überwachung) und Operator Panel (Direkte Bedienung des Umrichters) voneinander getrennt erhältlich. In Tabelle 2-12 sind die Preise des rückspeisefähigen Umrichters Sinamics G120 250 (Power Module) in unterschiedlichen Leistungsklassen aufgeführt. Der untersuchte Frequenzumrichter zeigt dabei einen linearen Preisverlauf bei steigenden Leistungen.

2.5.4 Antriebssysteme

Komplette Antriebssysteme bestehen aus Umrichter, Maschine und übergeordneter Regelung und werden als Combined Motor Drive (CMD) bezeichnet. Im Folgenden werden ihre Effizienzklassen genauer beschrieben.

- Effizienzklassen

Analog zu den Frequenzumrichtern und Maschinen werden auch für komplette Antriebssysteme IES-Klassen (International Efficiency for Systems) definiert (siehe Abb. 16). Als Bezugsgröße dient hier ein Referenz-Antriebssystem aus Motor und Umrichter. Der Nennbetriebspunkt, in dem die Verluste zu ermitteln sind, liegt bei 100 % relativer Drehzahl und 100 % relativem Drehmoment. Wenn die Verluste des Motorsystems im Bereich ± 20 % der Verluste des Referenz-Systems liegen, wird es der Klasse IES 1 zugeordnet. Weist es geringere Verluste auf, fällt es in Klasse IES 2. Bei Verlusten von mehr als 20 % des Referenzsystems wird das Antriebssystem als IES 0 spezifiziert.

Für die Einstufung von Motorsystemen in Effizienzklassen sind deren Verluste im Nennbetriebspunkt von 100 % relativer Drehzahl und 100 % relativem Drehmoment zu berechnen und auf die Verluste des Referenzsystems im gleichen Betriebspunkt zu beziehen. (Siemens AG, 2015b)

Zusammenfassend ergaben sich aus dem umfassenden Kostenvergleich für einen spezifischen Hersteller folgende Ergebnisse (ABB, 2016):

- Interessant sind folgende Wirkungsgradklassen
 - IE2 (>88 % bei 5,5kW Nennleistung)
 - IE3 (>90 % bei 5,5kW Nennleistung)
 - IE4 (>92 % bei 5,5kW Nennleistung)
- Pro Wirkungsgradklassenerhöhung ist ein Kosten-Mehraufwand von etwa 20 % erforderlich
- Optimierte synchrone Reluktanzmaschinen sind bis zu 40 % teurer als vergleichbare umrichteroptimierte KL-ASM

Angesichts dieser Erkenntnisse und den verfügbaren Daten wurden für die spätere Simulation nur KL-ASM Maschinen und geschaltete Reluktanzmaschinen (Switched Reluctance Drive, SRD) betrachtet.

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG



Abb. 16: Effizienzklassen von Antriebssystemen (Siemens AG, 2015b)

2.5.5 Arbeitsgas

Aus sicherheitstechnischen Gründen wurden nur inerte Gase wie Stickstoff (N₂) oder Edelgase wie Helium (He) in Betracht gezogen. Auch Luft könnte verwendet werden, wobei die vorhandene Feuchtigkeit (Wasserdampf) eine Zusatzbeanspruchung für Systemkomponenten mit sich bringt (z.B. Korrosion). Deshalb muss bei offenen Systemen zumindest eine Möglichkeit zur Wasserabscheidung vorgesehen werden. Stickstoff ist das am häufigsten verwendete Arbeitsgas für geschlossene Verdichtungsprozesse dieser Art. Deshalb wurden alle weiteren thermodynamischen Berechnungen mit Stickstoff durchgeführt.

2.5.6 Druckgasspeicher

Um dem Anspruch der Realisierbarkeit mittels verfügbarer Technologie zu genügen, wurden zur Gasspeicherung Standard-Hochdruckflaschen, beispielsweise mit Anschlüssen laut Norm DIN 477 in Betracht gezogen. Die maximalen Betriebsdrücke wurden möglichst hoch gewählt, da ein linearer Zusammenhang zur Energiedichte besteht. Aus wirtschaftlichen Gründen wurden Stahlbehälter mit einem Standard-Druckbereich bis 350 bar gewählt. Neben den technischen Anforderungen unterliegen die behandelten Druckbehälter (Luft- oder Stickstofffüllung, Druckinhaltsprodukt >3000) der Druckgeräteüberwachungsverordnung (DGÜW-V), wodurch sich eine Reihe von Pflichten für die Betreiber solcher Anlagen ergibt. Als Beispiel seien die Prüffristen erwähnt, die sich bei korrosionsgefährdeten Behältern auf 1 Jahr verkürzen können (Bundesministerium für Wirtschaft und Arbeit, 2004).

2.5.7 Flüssigkeit-Gas-Interface

Die Trennung von Arbeitsgas und Hydraulikflüssigkeit stellt bei den vorhandenen Druckschwankungen und -Niveaus eine große Herausforderung dar. Je nach Art der Trennfläche unterscheidet man

- Direkter Kontakt ohne Trennwand
- Kolbenspeicher
- Blasenspeicher
- Membranspeicher
- Sonderausführungen

Kolbenspeicher zeichnen sich durch große Volumen und Durchflüsse bei hohem Volumennutzungsgrad aus. Nachteilig sind die Kolbenreibung und der Gaseintrag in die Flüssigkeit über die Dichtspalte. Blasenspeicher sind geschlossen ausgeführt, was Vorteile bezüglich Dichtheit bringt. Jedoch diffundiert auch hier Gas durch die Kunststoffblase von der Gasseite zur Flüssigkeitsseite. Es tritt kaum mechanische Reibung auf, jedoch kann die Blase bei Kontakt mit dem Ventil beschädigt werden. Die Lebensdauer wird durch Verschleiß des Balges verringert und der Volumennutzungsgrad ist geringer. Membranspeicher stellen aufgrund der geringen Austauschvolumen keine Alternative für das HDS-System dar. Sonderformen wie flüssige Barrieren konnten bis dato noch nicht zur Reife entwickelt werden.

2.5.8 Druckflüssigkeit

Die Flüssigkeit hat neben ihrer primären Funktion der Energieübertragung auch sekundäre Aufgaben wie Schmierung, Korrosionsschutz und Kühlung zu erfüllen (Findeisen, 2006). Besonders die ersten zwei Punkte können von Wasser nicht ausreichend gesichert werden, weshalb der Einsatz von Wasser als Arbeitsmedium bei Drücken von 350 bar nicht in Betracht gezogen wird. Das Öl sollte nach den Normen der Hydraulik ausgewählt werden, wobei neben der richtigen Viskosität besonderes Augenmerk auf Temperaturverträglichkeit, Luftabscheidevermögen und Umweltverträglichkeit gelegt werden soll. Im Handel sind spezielle Hydrauliköle erhältlich, die die Anforderungen des HDS-System erfüllen.

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

2.5.9 Datenbaken der Komponenten

Die recherchierten Einzelheiten der Systemkomponenten wurden in unterschiedlichen Arten von Datenbanken zusammengefasst, um einen übersichtlichen Zugriff auf die Informationen sowie deren Archivierung zu ermöglichen. Dabei wurden Inhalte in Form von Textdateien (Microsoft Word), aktiven Matrizen (Microsoft Excel), geordneten elektronischen Notizen (Microsoft Onenote) oder Sammlungen von Dokumenten in einer Ordnerdatenbank am Firmenserver gespeichert. Als Beispiel dazu ist in Abb. 17 ein Ausschnitt einer aktiven Excel-Matrix in der Art eines morphologischen Kastens zur optimalen Gegenüberstellung und Bewertung von unterschiedlichen Bauarten von Hydraulikmaschinen dargestellt.

		Axialkolbenmaschine Schrägachsenbauart			Axialkolbenmaschine Schrägscheibenbauart			Radialkolbenmaschine Innenexzenter			Radialkolbenmaschine Außenexzenter		
Druckniveau	bar	350 - 420 (F) (P) 450 (manche Konstantpumpen)	4,3	38,7	350 - 420 (20%) (P)	3,6	32,4	350 (P) - 700 (F) 300 (Z) Motor, Angaben sehr unterschiedlich	3,2	28,8	250-350, je nach Betriebsart	2,7	24,3
Gewichtung:	9	★ ★ ★ ★ ★	★	★	★ ★ ★ ★ ★	★	★	★ ★ ★ ★ ★	★	★	★ ★ ★ ★ ★	★	★
Drehzahl	min ⁻¹	50 - 13 000 (P) Jedoch Bestbetrieb bei 1500-4500 (P)	5	15	bis 3000 (F, P)	4,8	14,4	<2000	4	12	Motor meist sehr gering: <500 (F)	2	6
Gewichtung:	3	★ ★ ★ ★ ★	★	★	★ ★ ★ ★ ★	★	★	★ ★ ★ ★ ★	★	★	★ ★ ★ ★ ★	★	★
Verstellbarkeit		mechanisch, elektrisch oder hydraulisch möglich Dynamik mäßig	3,5	24,5	siehe Schrägachse, jedoch dynamischer!	4,2	29,4	schwierig (F)	1,5	10,5	gut möglich, auch über Mittellage	5	35
Gewichtung:	7	★ ★ ★ ★ ★	★	★	★ ★ ★ ★ ★	★	★	★ ★ ★ ★ ★	★	★	★ ★ ★ ★ ★	★	★
Kombinierter Betrieb (Pumpe+Motor)		grundsätzlich immer möglich, jedoch bei variablen Maschinen Verstellungsabhängig	3	21	grundsätzlich immer möglich, siehe Schrägachse. Verstellung hier etwas besser (höhere Dynamik)	3,5	24,5	möglich, Wirkungsgrade nicht bekannt und Druckbereiche oft sehr unterschiedlich	2,5	17,5	möglich, Wirkungsgrade nicht bekannt und Druckbereiche oft sehr unterschiedlich	2,5	17,5
Gewichtung:	7	★ ★ ★ ★ ★	★	★	★ ★ ★ ★ ★	★	★	★ ★ ★ ★ ★	★	★	★ ★ ★ ★ ★	★	★
Wirkungsgrad Optimum	%	94 - 95% Motorbetrieb 90% Pumpbetrieb (F)	4,5	36	92% Motorbetrieb 89% Pumpbetrieb (F)	4	32	Max: Pu-90%, Mo-97% bei 5kW: Mo-86% Je nach Baugröße sehr unterschiedlich	3,5	28	Pu-90%, Mo-98% (F)	3,5	28
Gewichtung:	8	★ ★ ★ ★ ★	★	★	★ ★ ★ ★ ★	★	★	★ ★ ★ ★ ★	★	★	★ ★ ★ ★ ★	★	★
Wirkungsgrad Teillast	%	< 90% im Motorbetrieb bei n<1000min ⁻¹ (P)	3,5	29,75	ähnlich Schrägachse	3,5	29,75	guter Wirkungsgrad bei kleinen Drehzahlen	4,5	38,25	guter Wirkungsgrad bei kleinen Drehzahlen	4,5	38,25
Gewichtung:	8,5	★ ★ ★ ★ ★	★	★	★ ★ ★ ★ ★	★	★	★ ★ ★ ★ ★	★	★	★ ★ ★ ★ ★	★	★
Kosten (Richtwerte)	€	Basis	2,5	16,25	ähnlich Schrägachse	2,5	16,25	höher	2	13	höher	2	13
Gewichtung:	6,5	★ ★ ★ ★ ★	★	★	★ ★ ★ ★ ★	★	★	★ ★ ★ ★ ★	★	★	★ ★ ★ ★ ★	★	★
Zuverlässigkeit		Lagerlebensdauer ist begrenzt	4	16	etwas niedriger wegen Verschleiß an Scheibe	3,5	14	hoch aufgrund symmetrischem Aufbau	5	20	hoch aufgrund symmetrischem Aufbau	5	20
Gewichtung:	4	★ ★ ★ ★ ★	★	★	★ ★ ★ ★ ★	★	★	★ ★ ★ ★ ★	★	★	★ ★ ★ ★ ★	★	★
Lärmpegel	dB			0			0			0			0
Gewichtung:	3	★ ★ ★ ★ ★	★	★	★ ★ ★ ★ ★	★	★	★ ★ ★ ★ ★	★	★	★ ★ ★ ★ ★	★	★
Σ=			197,2 70%			192,7 69%			168,1 60%			182,1 65%	

Abb. 17: Bewertungsmatrix für die Hydraulikmaschine

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

wird an das Verhältnis Gasvolumen zu Kolbenspeichervolumen angepasst, um eine optimale Energiedichte zu erreichen. Die Verdichtung und Expansion für die Ein- bzw. Ausspeicherung wird durch einen einzigen Kolbenhubvorgang durchgeführt. Das Hydrauliköl wird aus einem Reservoir mit Umgebungsdruck entnommen und bei der Ausspeicherung wieder rück geführt. Der Hydraulikmotor ist über eine starre Welle mit dem Asynchronmotor verbunden, welcher mittels eines rückspeisefähigen Frequenzrichters betrieben wird. Die Leistungsregelung des Speichers erfolgt über die Drehzahlregelung der elektrischen Maschine.

2.6.1 Gasfeder

Hersteller: Bauer Kompressoren GmbH (Bauer Kompressoren GmbH, 2015)

Produktbezeichnung: Hochdruckspeicher B160

Beschreibung: Das Standardmodul besteht aus 2 Speicherflaschen, die bereits fertig verrohrt und anschlussfertig auf einer Konsole zur Boden- oder Wandbefestigung verbaut sind. Sicherheitsventil und Manometer gehören zum Standardlieferumfang.

Tabelle 2-14: Eckdaten Gasfeder

Betriebsdruck	330 bar
Inhalt	2 x 80l = 160l
Abmessungen l/b/h	1.680 x 320 x 2.200 mm
Gewicht	320kg
Kosten netto:	3.300 EUR
Spezifische Kosten:	20,625 EUR/l



Abb. 19: Gasflaschenregister Bauer B160 (Bauer Kompressoren GmbH, 2015)

2.6.2 Kolbenspeicher

Hersteller: HYDAC Technology GmbH (HYDAC Technology GmbH, 2015)

Produktbezeichnung: SK350 – 100 / 2212 U – 350 AAG – VA – 20 – 1

Beschreibung: Ein Kolbenspeicher besteht aus einem Flüssigkeits- und einem Gasteil mit dem Kolben als gasdichtendem Trennelement. Die Gasseite ist mit Stickstoff vorgefüllt. Der Flüssigkeitsteil steht mit dem hydraulischen Kreislauf in Verbindung, so dass beim Ansteigen des Druckes der Kolbenspeicher

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Flüssigkeit aufnimmt und das Gas komprimiert wird. Beim Absinken des Druckes dehnt sich das verdichtete Gas aus und verdrängt dabei die gespeicherte Druckflüssigkeit in den Kreislauf.

Tabelle 2-15: Eckdaten Kolbenspeicher

Betriebsdruck	350 bar
Inhalt	100 l
Abmessungen	300 x 300 x 2.450 mm
Gewicht	458 kg
Kosten netto:	4.700 EUR
Spezifische Kosten:	47 EUR/l

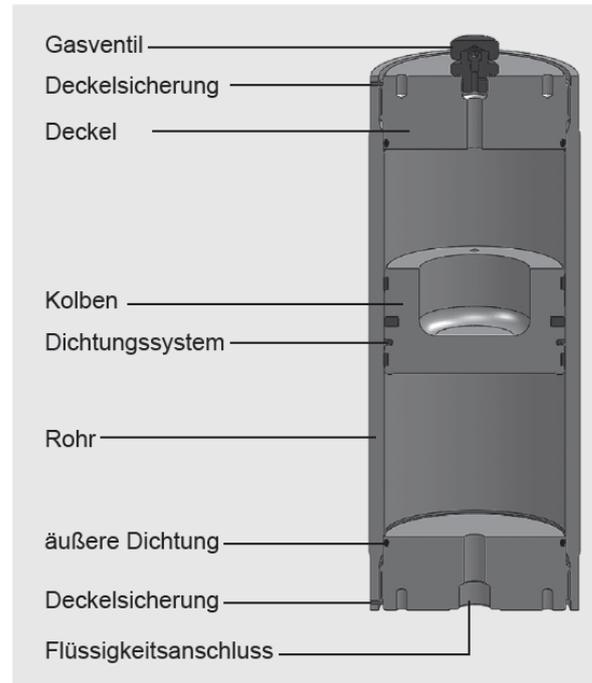


Abb. 20: Skizze Kolbenspeicher Standard (HYDAC Technology GmbH, 2015)

Tabelle 2-16: Abmessungen Kolbenspeicher (HYDAC Technology GmbH, 2015)

Nennvolumen V min. - max.	Baureihe	Länderkennung U = DGRL 97/23/EG					
		zul. Betriebsdruck	Ø D1	Ø D2	Längenberechnung ¹⁾ L = a + (b • V)		Gewicht ²⁾ min. - max.
					a	b	
[l]		[bar]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm/l]	[kg]
0,2 – 5	SK350	350	60	80	126	353,7	6 – 35
0,5 – 10	SK350	350	80	100	157	198,9	11 – 48
0,5 – 15	SK350	350	100	125	184	127,3	19 – 85
1 – 50	SK350	350	125	160	185	81,5	32 – 280
2,5 – 70	SK210	210	150	180	210	56,6	45 – 280
	SK350	350			234		49 – 283
2,5 – 100	SK210	210	180	210	262	39,3	70 – 346
	SK350	350		220			79 – 458

2.6.3 Hydraulikmotor

Hersteller: Bosch Rexroth AG (Bosch Rexroth AG, 2012)

Produktbezeichnung: A2FM5/60W-VBB030

Beschreibung: Konstantmotor mit Axial-Kegelkolben-Triebwerk in Schrägachsenbauart für hydrostatische Antriebe im offenen und geschlossenen Kreislauf

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Tabelle 2-17: Eckdaten Hydraulikmotor

Nenndruck	315 bar
Höchstdruck	350 bar
Schluckvolumen pro Umdrehung	4,93 cm ³
Masse	2,5 kg
Drehzahl max.	10.000 min ⁻¹
Kosten netto	1550 EUR (Mercateo Austria GmbH, 2015a)



Abb. 21: Hydraulikmotor Bosch Rexroth A2FM (Bosch Rexroth AG, 2012)

2.6.4 Hydrauliköl

Hersteller: Merc (Mercateo Austria GmbH, 2015b)

Produktbezeichnung: Merc HY HLP 46

Beschreibung: Vollsynthetisches Hydrauliköl für den Einsatz in schwer belastete Hydraulikanlagen mit günstigem Viskositäts-Temperaturverhalten, Alterungsstabilität und Korrosionsschutz. Additive verbessern das Verhalten im Mischreibungsbereich, wodurch niedrige Verschleißwerte erreicht werden können. Das Öl besitzt eine geringe Schaumneigung, gutes Luftabscheide- und Demulgiervermögen und verhält sich neutral gegenüber handelsüblichen Dichtungswerkstoffen.

Tabelle 2-18: Eckdaten Hydrauliköl

Menge	100l
Viskosität bei 40°C	46 mm ² /s
Viskosität bei 100°C	6,7 mm ² /s
Kosten netto	165 EUR



Abb. 22: Hydraulikflüssigkeit 20 l Gebinde

2.6.5 Reservoir

Hersteller: Haberkorn GmbH (Haberkorn GmbH, 2015)

Produktbezeichnung: CF 100 GC

Beschreibung: Hydrauliktank komplett mit Stahldeckel, Dichtung und Ölablassschraube, für Aggregatebau

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Tabelle 2-19: Eckdaten Hydrauliktank

Volumen	100 l
Gewicht	Ca. 50 kg
Abmessungen	675 x 520 x 505 mm
Kosten netto	378 EUR



Abb. 23: Hydrauliktank (Haberkorn GmbH, 2015)

Hersteller: Haberkorn GmbH (Haberkorn GmbH, 2015)

Produktbezeichnung: Ölwanne passend zu CF 100 GC

Beschreibung: Ölwanne mit Board für Stahlbehälter CF

Tabelle 2-20: Eckdaten Ölwanne

Volumen	100 l
Gewicht	Ca. 80 kg
Abmessungen	1.080x770x150 mm
Kosten netto	656 EUR



Abb. 24: Ölwanne für Hydrauliktank (Haberkorn GmbH, 2015)

2.6.6 E-Maschine

Hersteller: Siemens AG (Siemens AG, 2015d)

Produktbezeichnung: Simotics GP-VSD10

Beschreibung: Asynchron - Niederspannungsmotor, ASM-KL eigengekühlt, Basis efficiency Wärmeklasse 155(F) nach 155(F) Aluminiumgehäuse, IP55 nur für Umrichterbetrieb 4-polig* Baugr. 132S 5,5KW(1500RPM); Die Motoren sind Asynchronkäfigläufermotoren mit kompakten Abmessungen in oberflächengekühlter, geschlossener Ausführung mit Eigenkühlung. Sie sind speziell für den Betrieb am Frequenzumrichter konzipiert.

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Tabelle 2-21: Eckdaten E-Maschine

Leistung	5,5 kW
Drehzahl	1500 min ⁻¹
Drehmoment	35 Nm
Wirkungsgrad max.	84,7%
Gewicht	38 kg
Kosten netto	1310 EUR



Abb. 25: E-Maschine (Siemens AG, 2015d)

2.6.7 Frequenzumrichter

Hersteller: Siemens AG (Siemens AG, 2015c)

Produktbezeichnung: Sinamics G120 PM250, Control Unit CU240B

Beschreibung: Frequenzumrichter, energierückspeisefähig, mit Control Unit, SINAMICS G120 Power Module PM 250 mit integriertem Klasse-A-Filter

Tabelle 2-22: Eckdaten Frequenzrichter

Leistung	5,5kW
Anschlussphasen	3
Wirkungsgrad	95%
Gewicht	7,5kg
Abmessungen	189x334x185mm
Kosten netto	1670 EUR



Abb. 26: Siemens Frequenzumrichter (Siemens AG, 2015c)

3 Simulation und Konzeption

In diesem Projektabschnitt wurde das Verhalten des Speichersystems über eine Parameterstudie im Simulationsmodell untersucht. Dazu wurde ein Simulationsmodell in Matlab-Simulink erstellt und implementiert. Bei der Untersuchung erfolgte eine Betrachtung von Systemcharakteristika wie z.B. Leistung, Energieinhalt, Speicherdauer, Einsatzbereich, Druck, Temperatur, Durchfluss, Volumen, etc. sowie auch die Evaluierung der entstehenden thermischen Energiemengen. Für die Auslegung wurden unter anderem gemessene Erzeugungs- und Verbrauchsdaten von existierenden Anlagen und Haushalten analysiert um daraus die Anforderungen an den Speicher abzuleiten. Eine Abstimmung der Volumenverteilung von Kolbenspeicher zu Gasspeicher sowie den notwendigen Hydraulikkomponenten erfolgte ebenfalls in dieser Projektphase. Der Entwurf einer technischen Lösung erfolgte in einem iterativen und verschränkten Prozess: Dabei wurden mit den aus der Simulation gewonnenen Erkenntnissen die Eigenschaften der Einzelkomponenten für das Speichersystem für verschiedene Anwendungsfälle evaluiert. Im Anschluss daran wurde der erste Systementwurf überarbeitet sowie auf die betrachteten Einsatzgebiete angepasst.

3.1 Aufbau des Simulationsmodelles

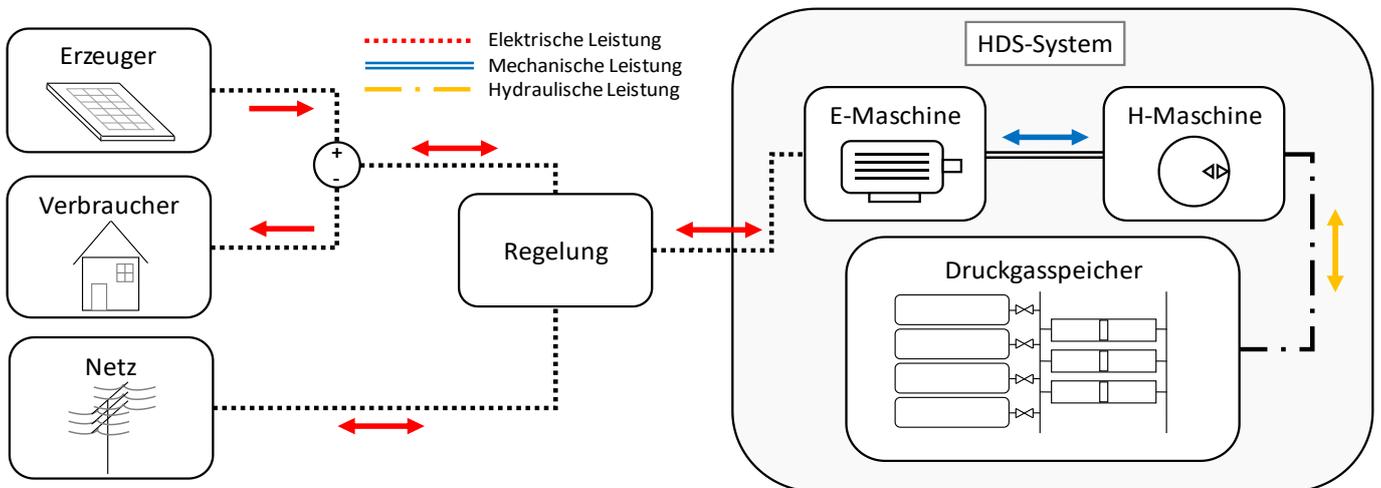


Abb. 27: Schematischer Aufbau des Simulationsmodelles

Abb. 27 zeigt den schematischen Aufbau des Simulationsmodells, welches in Matlab-Simulink erstellt wurde. Die Speicherregelung steuert den Lastfluss zwischen Hausnetz, Speicher und öffentlichem Stromnetz. Die Residualleistung, als entscheidende Größe für die Regelung, wird aus der Differenz von erzeugter und verbrauchter Leistung errechnet. Ist diese Differenz positiv, so kann die überschüssig erzeugte Leistung entweder an das Netz oder an den Speicher abgegeben werden. Bei negativer Residualleistung muss zur Deckung des Verbrauches entweder aus dem Netz oder aus dem Speicher Leistung bezogen werden. Innerhalb des HD-Store Blockes werden die Untergruppen „elektrische Maschine“, „hydraulische Maschine“ und „Druckgasspeicher“ in verschieden ausgeprägten Verfeinerungsgraden modelliert.

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Die Regelung dieser Leistungen wird durch einen heuristischen Ansatz bewerkstelligt, der folgende Faktoren berücksichtigt:

- Speicherstand
- Systemdruck
- Wert der Residualleistung

Bei beinahe leerem oder vollem Speicher kann die Residualleistung (Überschuss sowie Mangel) auch zwischen den Pfaden ‚Netz‘ und ‚HD-Store‘ aufgeteilt werden.

3.2 Eingangsdaten

a) Speicherparameter

Die in Tabelle 3-1 aufgelisteten Speicherparameter wurden als Eingangsdaten für die Speichersimulation benötigt.

Tabelle 3-1: Eingangsdaten für die Speichersimulation

Name	Beschreibung	Einheit	Bereich
Maximaldruck	Der zulässige Betriebsdruck der hydraulischen und pneumatischen Komponenten	bar	Standardhydraulik ca. 350 bar
Speichervolumen	Das Speicher-Gesamtvolumen, entspricht dem Gasvolumen bei entnommener Hydraulikflüssigkeit	l	Bis zu einigen m ³
Energiedichteoptimal? (Option)	Das Ölvolumen wird so gewählt, dass die maximale Energiedichte erreicht wird.	bool	Ja/nein
Ölvolumen	Wird die Option Energiedichteoptimal nicht gewählt, muss das austauschbare Ölvolumen angegeben werden.	l	0 bis Speichervolumen
Thermodynamischer Prozess	Auswahl zwischen isentrop und isotherm		
Anfangstemperatur	Anfangstemperatur des Gases	°C	
Verdrängungsvolumen der Hydraulikmaschine	Entspricht dem maximalen Verdrängungsvolumen der Hydraulikmaschine	cm ³	Konstantmaschinen ab 4,9 cm ³ , Verstellbare darüber
Variable Pumpe (Option)	Wird diese Option gewählt, wird das Verdrängungsvolumen der Pumpe für jeden Zeitschritt angepasst.	bool	Ja/nein
Solldrehzahl	Wird eine verstellbare Maschine gewählt, muss eine Referenzdrehzahl angegeben werden.	min ⁻¹	Höhere Drehzahlen können den Wirkungsgrad erhöhen

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Minimale Verdrängung	Wird eine verstellbare Maschine gewählt, muss die minimale Verdrängung angegeben werden, bei der die hydraulische Maschine noch gut funktioniert.	0 bis 1 (entspricht 0 cm ³ bis max. Verdrängungsvolumen)
----------------------	---	--

b) Verbrauchsdaten

Um den Verbraucher möglichst realitätsnah zu modellieren, wurde dieser anhand von gemessenen Daten abgebildet. Diese bestehen aus jeweils über 15 Minuten gemittelte Leistungswerte, der Messzeitsaum beträgt 1 Jahr. Ein Datensatz besteht damit aus ca. 35.000 Messpunkten. Für drei der in Kapitel 2.4 definierten Einsatzszenarien standen gemessene Datensätze eines ganzen Jahres in entsprechender Auflösung für die Simulation zur Verfügung. Die Randbedingungen der realen Szenarien stellen sich dabei wie folgt dar:

- Haushalt klein
Einfamiliengebäude, 117m² Wohnfläche, 2 erwachsene Personen als Nutzer, Verbrauch 3,86 MWh/a
- Bürogebäude
Bruttogrundfläche 1860m², Verbrauch 46,1 MWh/a
- Mehrparteienwohnhaus
6 Wohneinheiten, Bruttogrundfläche 585m², durchschnittliche Größe je Wohneinheit 65 m², Verbrauch 23,7 MWh/a

c) PV-Erzeugung

Für die Erzeugerlastgänge werden entweder an den gebäudeeigenen PV-Anlagen gemessene Daten verwendet, oder gemessene Globalstrahlungsdaten am Standort Wiener Neustadt aus dem Jahr 2013 zu einem virtuellen Erzeugerlastgang umgerechnet.

Die Skalierung der PV-Erzeugung wird in dem Sinne vorgenommen, dass ein möglichst hoher Autarkiegrad bei hohem Eigenverbrauchsanteil möglich ist. Dadurch entspricht die erzeugte elektrische Energie etwa dem Jahresverbrauch des Gebäudes, siehe dazu Abb. 28.

d) Energiekosten

Für die Energiekosten und -Vergütungen werden 2 verschiedene Szenarien betrachtet. Zum einen wurden aktuelle Marktwerte verwendet (E-Control, 2015a) (PV-Austria, 2016), zum anderen wurde ein Zukunftsszenario (ZKS) betrachtet, wobei eine Voraussage für die Strompreisentwicklung (Schlesinger, Lindenberger, & Lutz, 2014) sowie ein Wegfall der Rückspeisevergütung angenommen wurden.

Tabelle 3-2: Szenarien der Energiekosten und -Vergütungen

Stromkosten	normal	0,20	€/kWh
Rückspeisevergütung	normal	0,04	€/kWh
Stromkosten	ZKS	0,44	€/kWh
Rückspeisevergütung	ZKS	0,00	€/kWh

3.3 Vordimensionierung

Um einen Überblick über die Anforderungen an das Speichersystem zu erhalten, wurde eine Vorstudie mit Hilfe von Literaturdaten sowie der zur Verfügung stehenden Lastdaten durchgeführt.

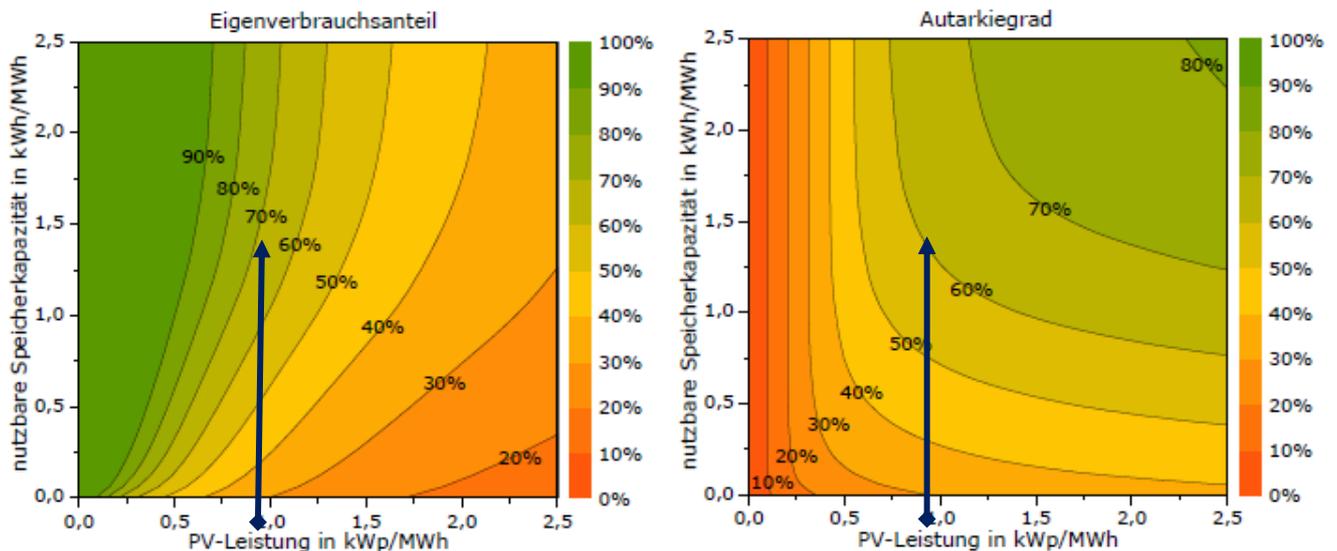


Abb. 28: Eigenverbrauch und Autarkiegrad i.A. von Speicherkapazität und PV-Anlage (Weninger, Tjaden, & Quaschnig, 2014)

Nach Abb. 28 ist ersichtlich, dass bei einer Anlagengröße von $1 \text{ kWp}^1/\text{MWh}^2$ Autarkiegrade und Eigenverbrauchsanteile von 60% – 70% erreicht werden können. Der Zykluswirkungsgrad³ des Energiespeichers wird dabei mit 100 % angenommen.

Die virtuelle PV-Anlage des Modells wird in weiterer Folge für jeden betrachteten Anwendungsfall in der Weise skaliert, sodass die jährliche PV-Erzeugung dem jährlichen Energieverbrauch entspricht, also $1 \text{ MWh(PV)}/ 1 \text{ MWh(Verbrauch)}$. Dies entspricht bei den gemessenen Strahlungswerten von Wiener Neustadt einem Wert von $0,9 \text{ kWp/MWh}$ in Abb. 28 (gekennzeichnet durch den Pfeil).

3.3.1 Ergebnisse Anwendungsfall „Haushalt klein“

Bei Variation von Maschinenleistung und Speicherkapazität ergaben sich Resultate wie sie in Abb. 29 dargestellt sind. Die gelben Punkte markieren den für die weitere Vorauslegung als sinnvoll erachteten Speicherauslegungspunkt. Oberhalb dieser Werte ist nur mehr eine geringfügige Verbesserung von Autarkiegrad und Eigenverbrauchsanteil zu erwarten. Die Speicherleistung wurde dabei auf 2 kW und die Speicherkapazität auf 8 kWh festgelegt. Wird nun der Speicher nach den gekennzeichneten Werten dimensioniert und mit den Lastdaten beaufschlagt, ergibt sich für den idealisierten Speichereinsatz ein Lastkollektiv, welches in (Abb. 30) gezeigt ist.

¹ kWp = Spitzenleistung der PV-Anlage bei Standard-Testbedingungen (STC)

² MWh = Jahresverbrauch in MWh/a

³ $\eta_{cycl} = \frac{\text{Rückgewonnene Energie}}{\text{Eingespeicherte Energie}} = \text{Ladewirkungsgrad} \cdot \text{Entladewirkungsgrad}$

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

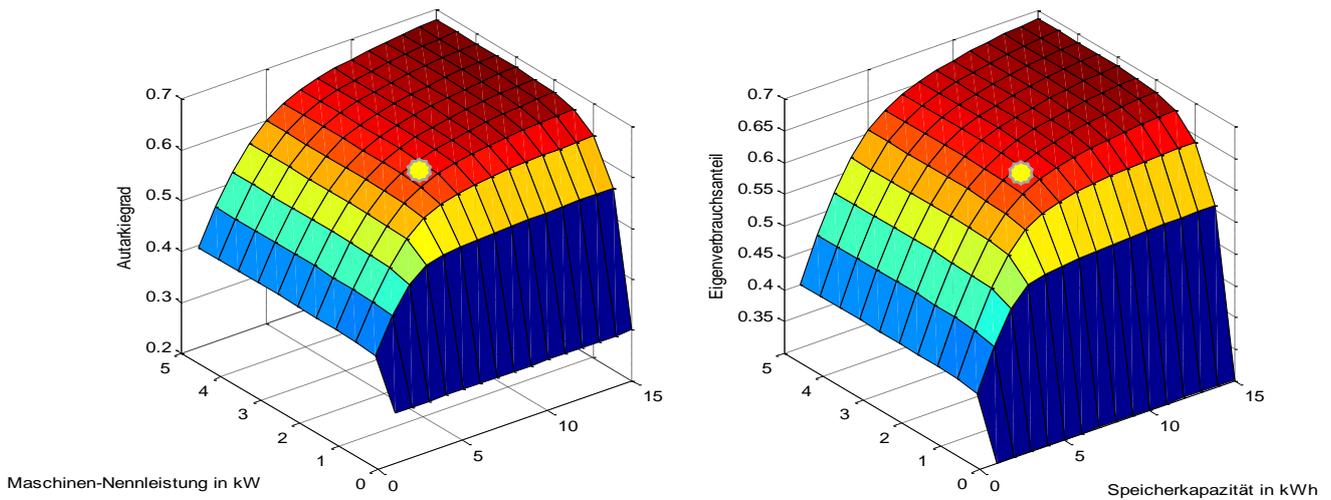


Abb. 29: Autarkiegrad und Eigenverbrauchsanteil für einen Haushalt mit 3,5 kWp PV-Anlage bei 3,9 MWh Jahresverbrauch in Abhängigkeit von Speicherkapazität und Speicherleistung

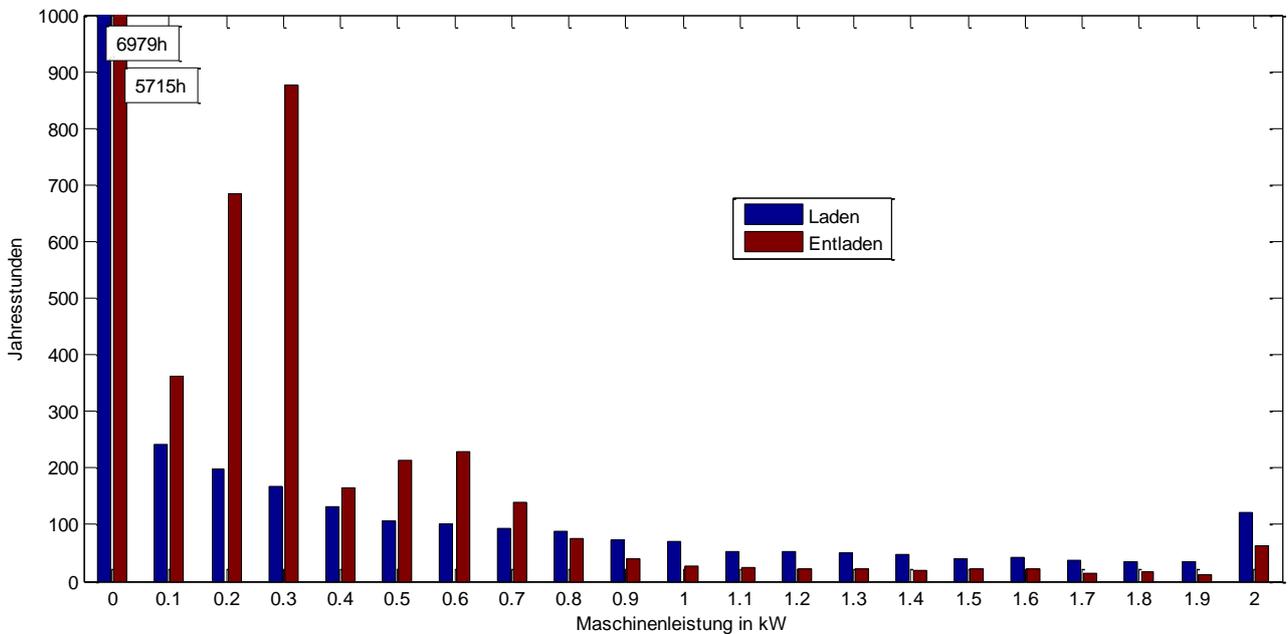


Abb. 30: Lastkollektiv für einen auf 2 kW limitierten Speicher mit 8 kWh Kapazität bei 3,5 kWp PV-Leistung

Man erkennt deutlich, dass trotz Limitierung der Lade- und Entladeleistung die Leistungsbegrenzung nur im geringen Ausmaß wirksam wird. Auch lässt sich die niedrige Grundlast bei etwa 0,3 kW ausmachen, was zu einem sehr hohen Teillastanteil im Speicherbetrieb führt. Besonderes Augenmerk bei der Auswahl der Speicherkomponenten muss auf die Teillastfähigkeit des Systems gelegt werden, da der Grundbedarf des Haushaltes, gemessen an der Nennleistung, sehr gering ausfällt. Des Weiteren könnte durch eine gezielte Betriebsführung des Speichers eine Verschiebung zu höheren Lasten erzielt werden.

In einem weiteren Schritt wurde der Betrieb einer 5 kW_p PV-Anlage betrachtet, da diese Anlagengröße aufgrund der in den letzten Jahren in Österreich verfügbaren Förderungen für PV-Anlagen vermehrt verbaut wurde (E-Control, 2015). Bei Erhöhung der PV-Leistung ergaben sich niedrigere Werte für den Eigenverbrauchsanteil und höhere für den Autarkiegrad, siehe Tabelle 3-4. Die Stillstandszeit für die Entladung verringert sich um 7 %, was auf die höheren PV-Leistungen und damit zur Verfügung stehende

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Speicherenergie z.B. in der Winter- und Übergangszeit zurückzuführen ist, siehe Abb. 31. Unabhängig von der Produktionsleistung verändern sich die Kennwerte bei Variation von Maschinenleistung und Speicherkapazität in weiten Teilen nur geringfügig.

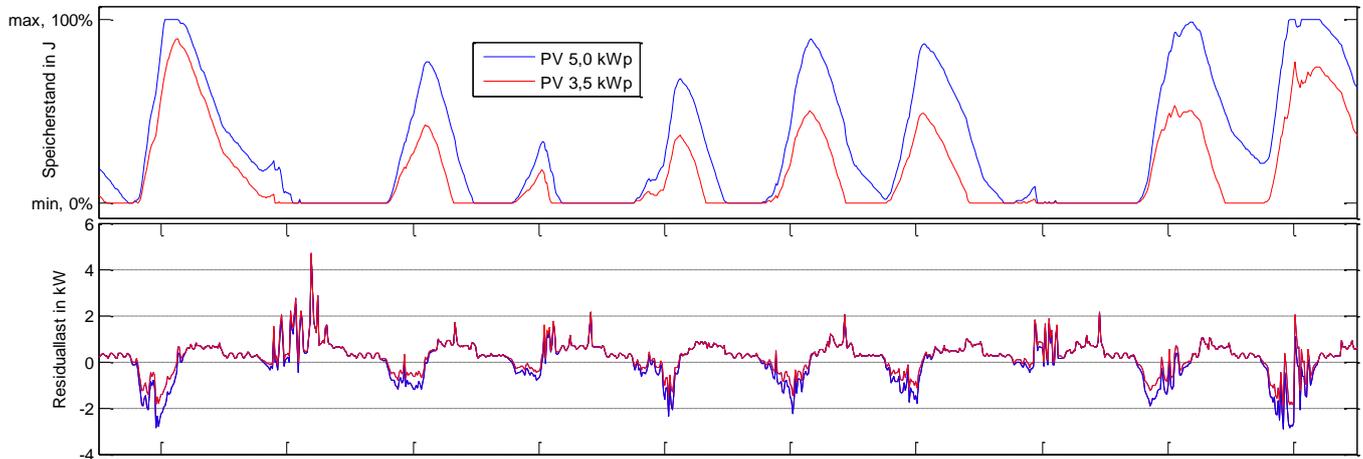


Abb. 31: Vergleich von Speicherstand und Residualleistung für zwei PV-Anlagen Größen im Anwendungsfall „Haushalt klein“ in der Übergangszeit

Tabelle 3-3: Ergebnisse Anwendungsfall „Haushalt klein“ mit kleiner PV-Anlage

Jahresverbrauch		3,86 MWh/a
Ursprung der Verbrauchsdaten		Messung, 15 min Intervall
PV-Anlage	Leistung	3,5 kW _p
	Fläche	26 m ²
	Jahreserzeugung	3,84 MWh/a
Max. angebotene Leistung	Einspeichern	3,3 kW
Max. geforderte Leistung	Ausspeichern	8,9 kW
Eigenverbrauchsanteil	ohne Speicher	30 %
Autarkiegrad	ohne Speicher	30 %

Tabelle 3-4: Ergebnisse Anwendungsfall „Haushalt klein“ mit großer PV-Anlage

Jahresverbrauch		3,86 MWh/a
Ursprung der Verbrauchsdaten		Messung, 15 min Intervall
PV-Anlage	Leistung	5 kW _p
	Fläche	37 m ²
	Jahreserzeugung	5,5 MWh/a
Max. angebotene Leistung	Einspeichern	4,7 kW
Max. geforderte Leistung	Ausspeichern	8,9 kW
Eigenverbrauchsanteil	ohne Speicher	22,9 %
Autarkiegrad	ohne Speicher	32,4 %

3.3.2 Ergebnisse Anwendungsfall „Bürogebäude“

Ein großer Unterschied zur vorangegangenen Anwendung liegt in der Form und Lage der Lastspitzen zu den Erzeugerleistungen, siehe Abb. 32. Zu erkennen ist, dass die ausschlaggebende Größe durch den Verbrauch während der Arbeitszeit gegeben ist, sowie dass sich hier Verbrauch und Erzeugung zeitlich stark überlappen und somit auch ohne Speichereinsatz ein hoher Eigenverbrauchsanteil vorliegt. Des Weiteren befindet sich ein ausgeprägter Grundlastbereich bei 3 – 4 kW, der sich auch im Lastkollektiv widerspiegelt, siehe Abb. 34. Die Variation von Speicherleistung und -kapazität zeigt, wie zuvor im Anwendungsfall „Haushalt klein“, ein ausgeprägtes Plateau, weshalb die eingezeichneten Werte von 15 kW und 60 kWh zur weiteren Berechnung herangezogen wurden (Abb. 33).

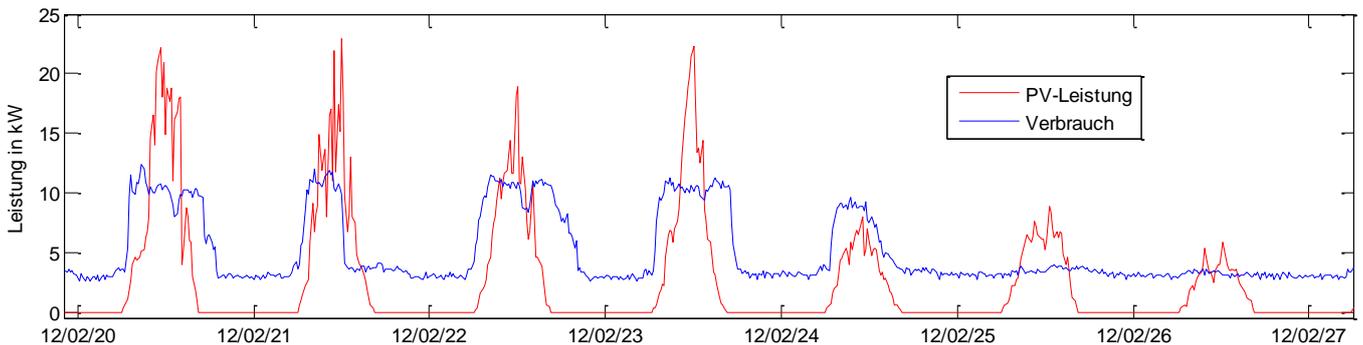


Abb. 32: Simulierte PV-Leistung und gemessener Verbrauch in einer Arbeitswoche im Februar bei Annahme einer PV-Anlage mit 40 kWp im Anwendungsfall „Bürogebäude“

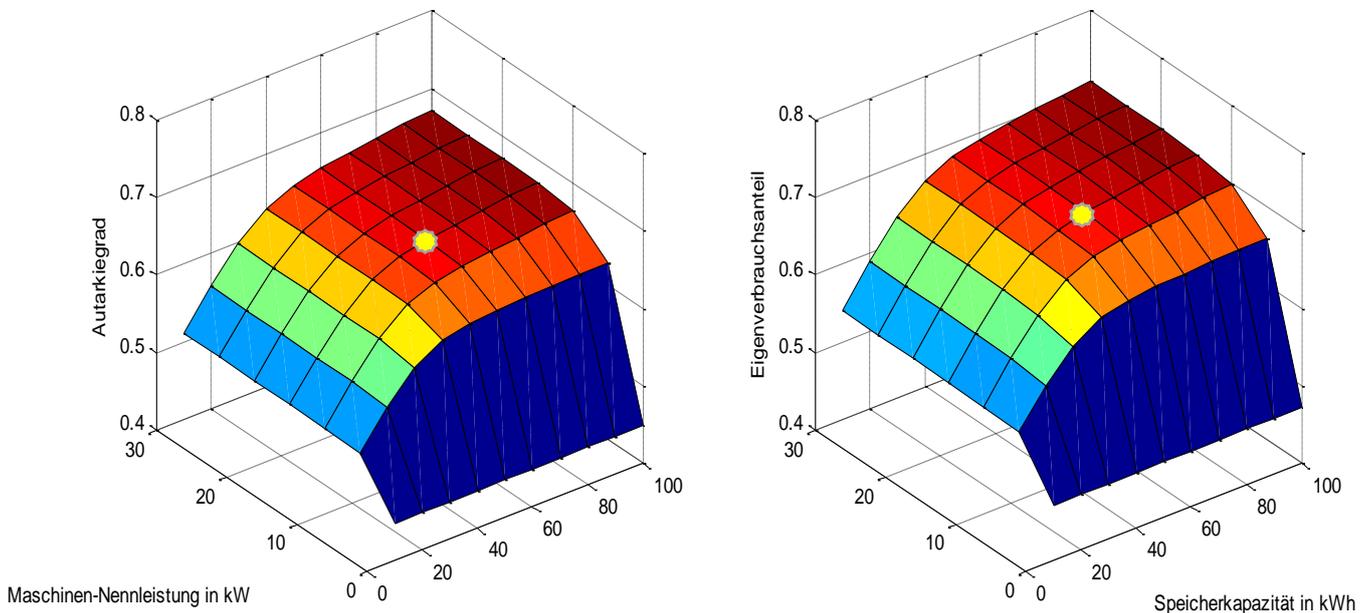


Abb. 33: Autarkiegrad und Eigenverbrauchsanteil für den Anwendungsfall „Bürogebäude“ mit 40 kWp PV-Anlage bei 46 MWh Jahresverbrauch in Abhängigkeit von Speicherkapazität und Speicherleistung

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

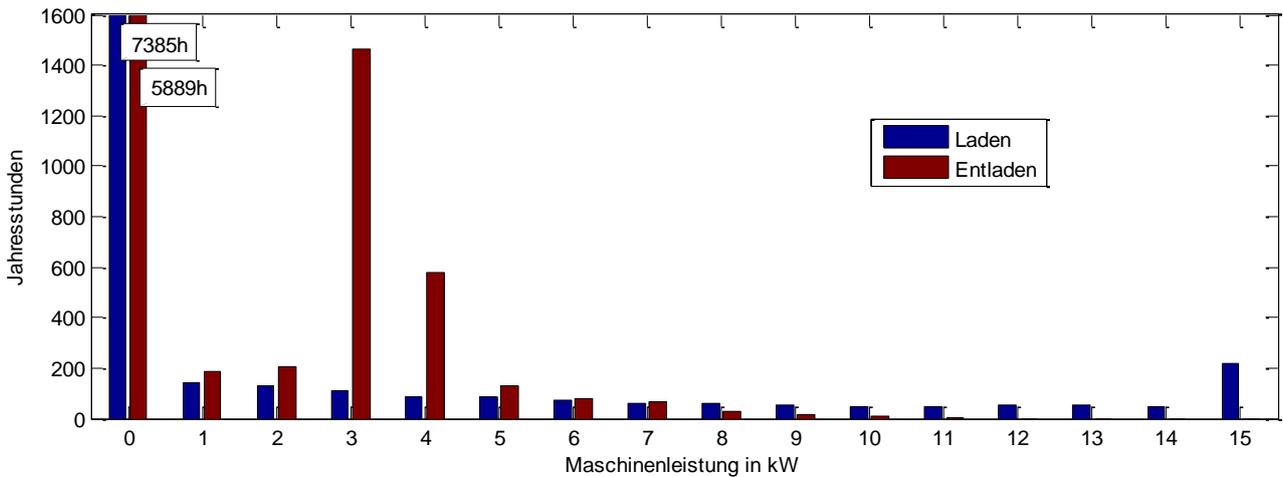


Abb. 34: Lastkollektiv für einen auf 15 kW limitierten Speicher mit 60 kWh Kapazität bei 40 kWp PV-Leistung im Anwendungsfall „Bürogebäude“

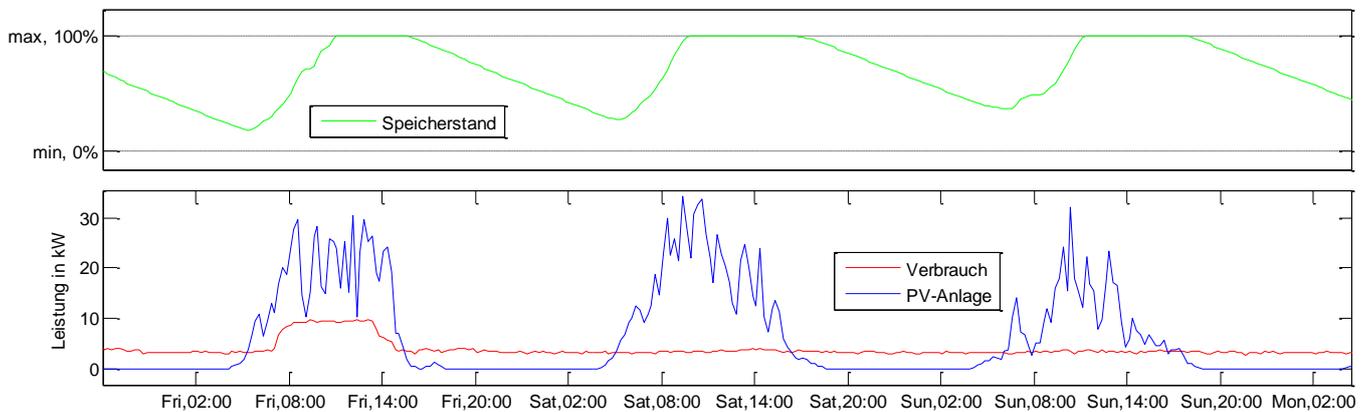


Abb. 35: Verlauf von Speicherstand und Leistung an einem Wochenende im Mai im Anwendungsfall „Bürogebäude“

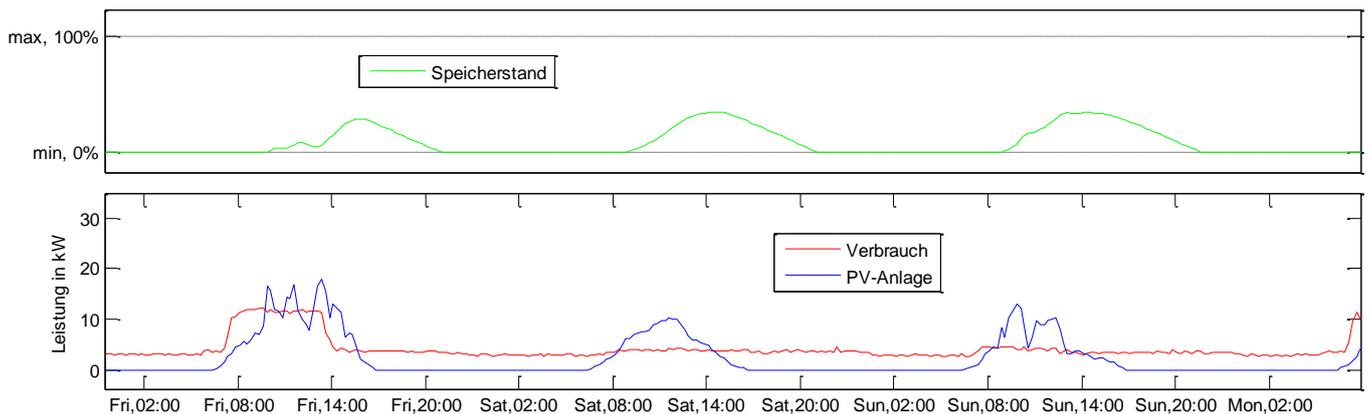


Abb. 36: Verlauf von Speicherstand und Leistung an einem Wochenende im Februar im Anwendungsfall „Bürogebäude“

Der große Anteil an Betriebsstunden für die Entleerung des Speichers bei 3 – 4 kW begründet sich aus der Deckung der Grundlast in der Nacht und am Wochenende, worin die Hauptaufgabe dieses „Tagesspeichers“ besteht. Die Zyklusdauer beträgt dabei je nach eingebrachter Energie bis zu 24 h, siehe Abb. 35 und Abb. 36.

Tabelle 3-5: Ergebnisse Anwendungsfall „Bürogebäude“

Jahresverbrauch		46,1 MWh/a
Ursprung der Verbrauchsdaten		Messung, 15 min Intervall
PV-Anlage	Leistung	40 kW _p
	Fläche	300 m ²
	Jahreserzeugung	44 MWh/a
Max. angebotene Leistung	Einspeichern	40 kW
Max. geforderte Leistung	Ausspeichern	14 kW
Eigenverbrauchsanteil	ohne Speicher	47,2%
Autarkiegrad	ohne Speicher	44,9%

3.3.3 Ergebnisse Anwendungsfall „Mehrparteienwohnhaus“

Im Folgenden werden die Analyseergebnisse des Mehrparteienwohnhauses mit 6 Wohneinheiten in drei Betrachtungsweisen aufbereitet. Es wird dabei der Stromverbrauch einer einzelnen Wohnung im Gebäude, von drei Wohnungen im Verbund sowie die Last des gesamten Gebäudes als getrennte Anwendungsfälle untersucht. Es ist anzumerken, dass in diesem Fall besondere Verbraucher im Lastgang enthalten waren, die durch ihre spezifischen Verbrauchseigenschaften auffallen:

- zentrale Lüftung, Wärmepumpe und Solepumpe für alle Wohnungen gemeinsam
- dezentrale Lüftung, Wärmepumpe und Solepumpe pro Wohnung
- Allgemeinbereich innen
- Allgemeinbereich außen

Außerdem ermöglichten hier die vorliegenden Daten, die am Haus installierte PV-Anlage mit einzubeziehen. Die Werte der PV-Anlage wurden jedoch so skaliert, dass die Leistungen den vorher definierten Vergleichswerten entsprechen.

Anwendungsfall „Mehrparteienwohnhaus – einzelne Wohnung“

Die Variation von Maschinenleistung und Speicherkapazität ergaben für eine einzelne Wohnung Resultate von 3 kW Leistung und 16 kWh Energieinhalt. Für den in Abb. 37 eingetragenen Auslegungspunkt lässt sich das in Abb. 38 dargestellte Lastkollektiv ableiten. Auch hier ist wieder die stark ausgeprägte Dominanz der Grundlast bis etwa 500 W zu erkennen.

In Tabelle 3-6 sind die Ergebnisse für den Anwendungsfall „Mehrparteienwohnhaus – einzelne Wohnung“ aufgelistet. Man sieht an den angegebenen Werten, dass der Ertrag der PV-Anlage den Verbrauch deutlich übersteigt. Dies schlägt sich auch im niedrigen Eigenverbrauch nieder.

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

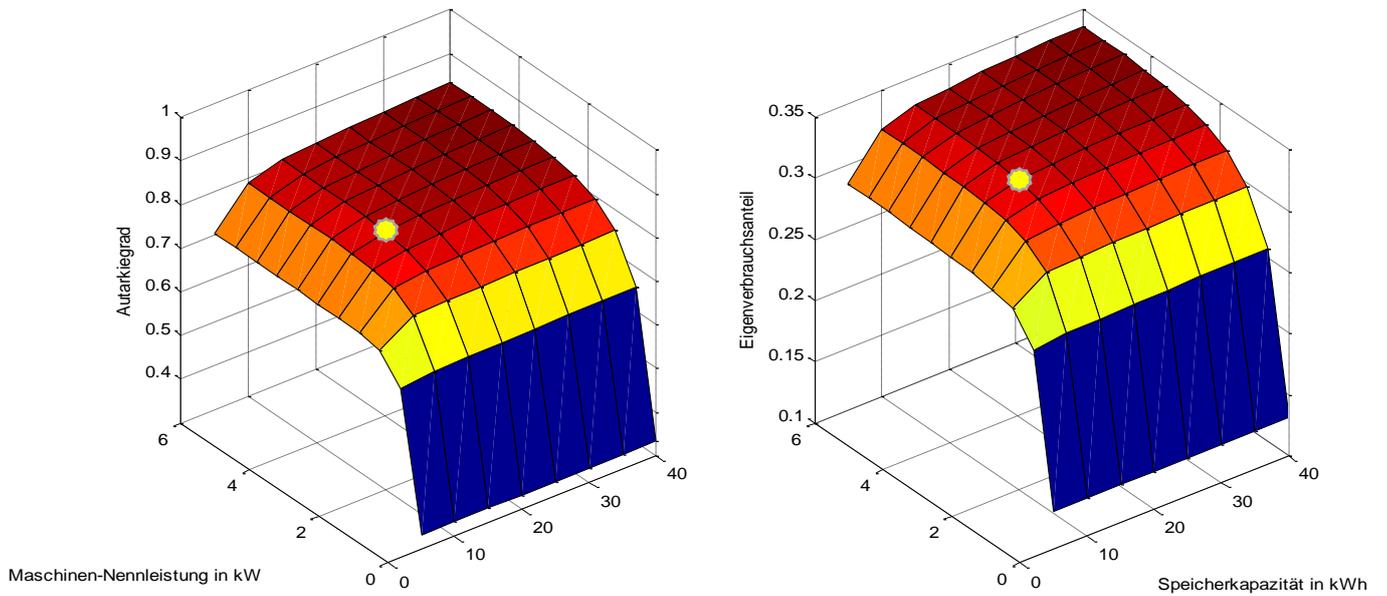


Abb. 37: Autarkiegrad und Eigenverbrauchsanteil für den Anwendungsfall „Mehrparteienwohnhaus – einzelne Wohnung“ mit 9,2 kWp PV-Anlage bei 3,5 MWh Jahresverbrauchi.A. Speicherkapazität und -leistung

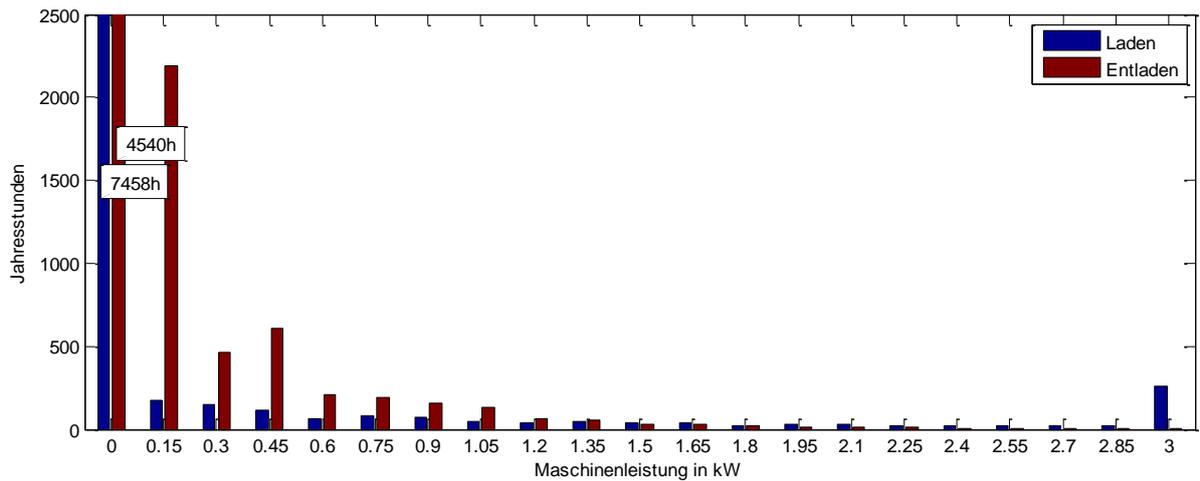


Abb. 38: Lastkollektiv für einen Speicher mit 3,0 kW und 16 kWh für den Anwendungsfall „Mehrparteienwohnhaus – einzelne Wohnung“

Tabelle 3-6: Ergebnisse Anwendungsfall „Mehrparteienwohnhaus – einzelne Wohnung“

Jahresverbrauch	3,5 MWh/a
Ursprung der Verbrauchsdaten	Messung, 10 s Intervall
PV-Anlage	Leistung
	8,2 kWp
	Fläche
	57 m ²
	Jahreserzeugung
	8,9 MWh/a
Max. angebotene Leistung	Einspeichern
	8,1 kW
Max. geforderte Leistung	Ausspeichern
	4,8 kW
Eigenverbrauchsanteil	ohne Speicher
	13,1%
Autarkiegrad	ohne Speicher
	33,3%

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Anwendungsfall „Mehrparteienwohnhaus – drei Wohnungen im Verbund“

In diesem Fall werden drei Wohnungen des betrachteten Mehrparteienhauses in der Analyse zusammengefasst. Die in Abb. 39 dargestellte Variation von Leistung und Kapazität des Speichers ergibt die Werte von 4 kW und 25 kWh. In Abb. 40 ist der Vergleich des Lastverlaufs zwischen der zuvor betrachteten Einzelwohnung (Wohnung 1) und dem Verbund der Wohnungen (Wohnungen 1 – 3) im Verlauf über eine Woche dargestellt. Gut zu erkennen ist, dass sich durch das unterschiedliche Nutzerverhalten der Lastverlauf etwas glättet, ausgeprägte Spitzen jedoch weiterhin vorhanden sind.

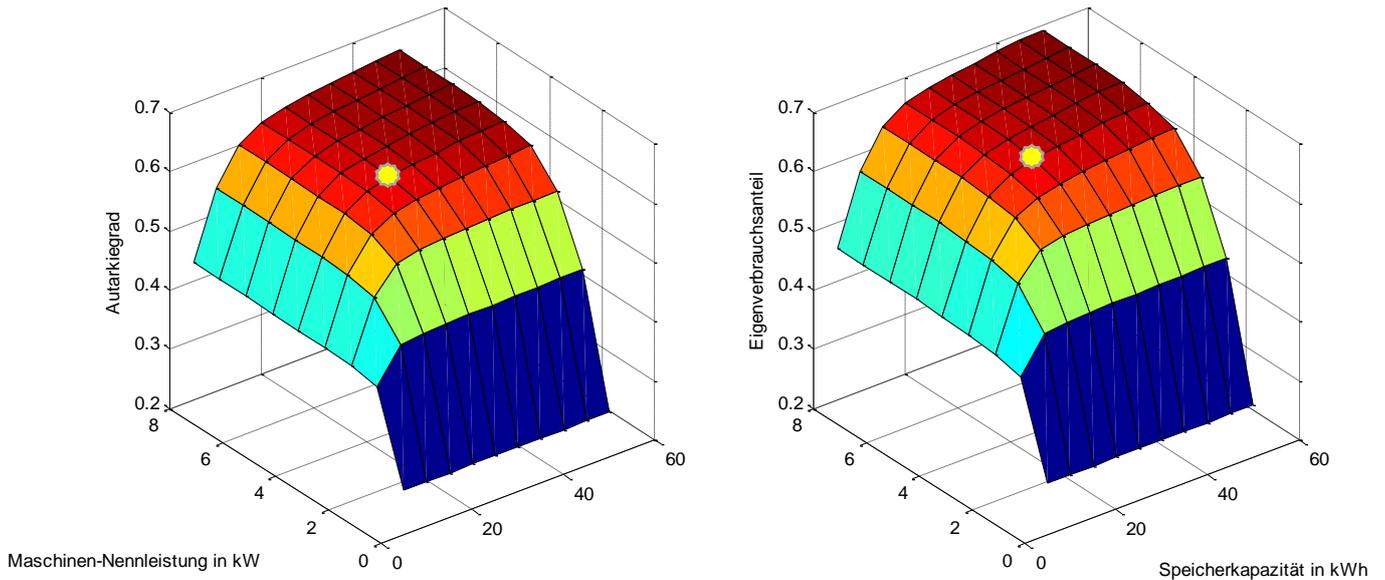


Abb. 39: Autarkiegrad und Eigenverbrauchsanteil für Anwendungsfall „Mehrparteienwohnhaus – drei Wohnungen im Verbund“ mit 9,2 kWp PV-Anlage bei 9,3 MWh Jahresverbrauch i. A. von Speicherkapazität und -leistung

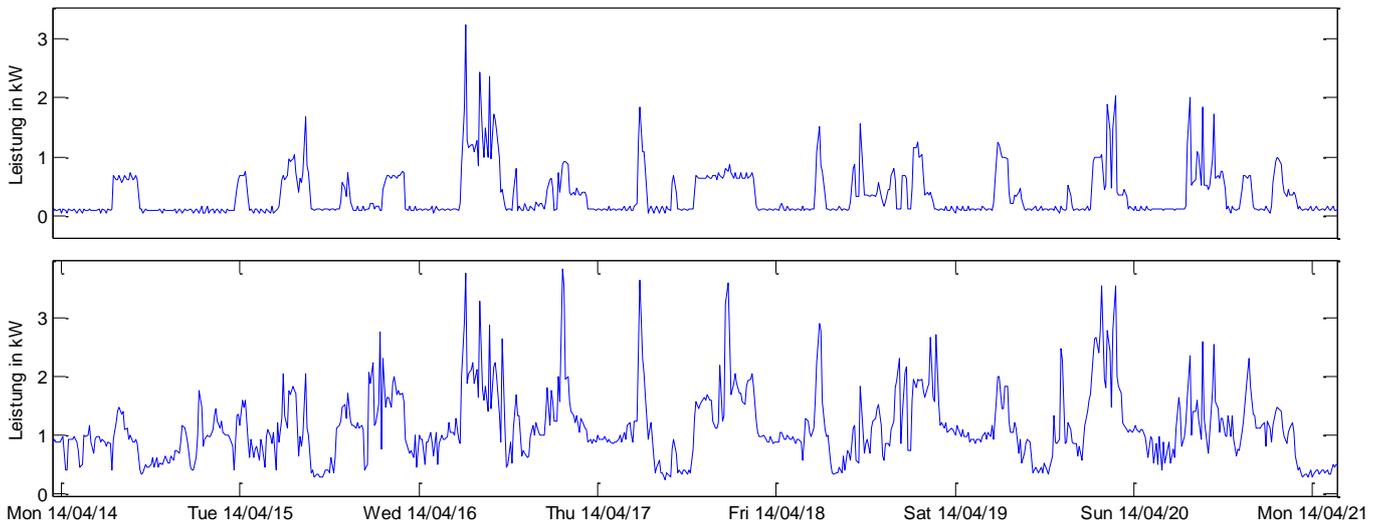


Abb. 40: Vergleich Lastverlauf von Wohnung 1 (oben) und Wohnung 1-3 summiert (unten)

Tabelle 3-7: Ergebnisse Anwendungsfall „Mehrparteienwohnhaus – drei Wohnungen im Verbund“

Jahresverbrauch	9,3 MWh/a
Ursprung der Verbrauchsdaten	Messung, 10 s Intervall
PV-Anlage Leistung	8,2 kWp

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Fläche		57 m ²
Jahreserzeugung		8,9 MWh/a
Max. angebotene Leistung	Einspeichern	7,8 kW
Max. geforderte Leistung	Ausspeichern	6,6 kW
Eigenverbrauchsanteil	ohne Speicher	28,8%
Autarkiegrad	ohne Speicher	27,6%

Anwendungsfall „Mehrparteienwohnhaus – gesamtes Gebäude“

Im folgenden Abschnitt wird das gesamte Gebäude mit 6 Wohneinheiten betrachtet.

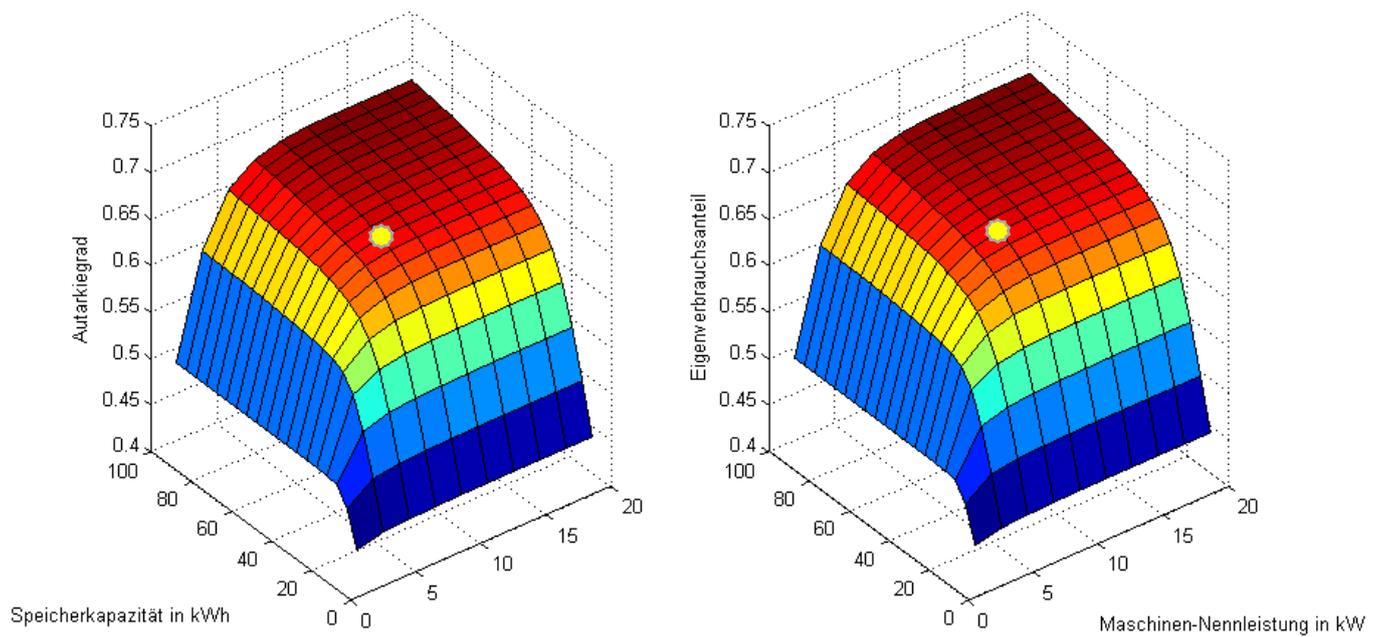


Abb. 41: Autarkiegrad und Eigenverbrauchsanteil für das gesamte Wohnhaus in Abhängigkeit von Speicherkapazität und Speicherleistung im Anwendungsfall „Mehrparteienwohnhaus gesamtes Gebäude“

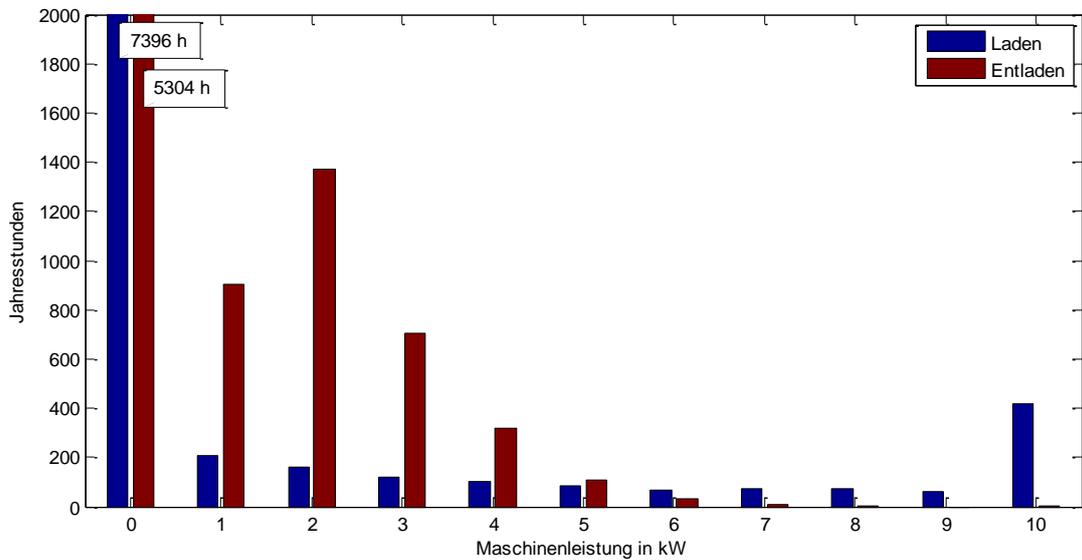


Abb. 42: Lastkollektiv für einen auf 10 kW limitierten Speicher mit 50 kWh Kapazität bei 21,6 kW_p PV-Leistung im Anwendungsfall „Mehrparteienwohnhaus gesamtes Gebäude“

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Zusätzlich im Lastgang enthalten sind dabei die zentrale Lüftungsanlage mit Wärmepumpe und Solepumpe, die einzelnen dezentralen Lüftungsanlagen je Wohneinheit mit dazugehöriger Wärmepumpe und Solepumpe je Wohneinheit, der Allgemeinbereich innen sowie der Allgemeinbereich außen. In Abb. 41 ist wiederum die Variation von Speicherkapazität und Maschinenleistung dargestellt und Abb. 42 zeigt das Lastkollektiv für den ausgewählten Auslegungspunkt von 10 kW und 50 kWh.

Tabelle 3-8: Ergebnisse Anwendungsfall „Mehrparteienwohnhaus gesamtes Gebäude“

Jahresverbrauch		23,7 MWh/a
Ursprung der Verbrauchsdaten		Messung, 10 s Intervall
PV-Anlage	Leistung	21,6 kW _p
	Jahreserzeugung	23,5 MWh/a
Max. angebotene Leistung	Einspeichern	19,4 kW
Max. geforderte Leistung	Ausspeichern	9,6 kW
Eigenverbrauchsanteil	ohne Speicher	31,6 %
Autarkiegrad	ohne Speicher	31,2 %

Zusammenfassung der Vordimensionierung

Auf Basis der zuvor beschriebenen Zusammenhänge werden in Tabelle 3-9 die gesamten, errechneten bzw. simulierten Richtwerte nochmals aufgelistet. Aus der Abweichung der vorgeschlagenen spezifischen Speicherkapazität für den Anwendungsfall im Mehrparteienwohnhaus geht hervor, dass sich die sinnvolle Kapazität verändert, wenn die Erzeugung in ihrer Höhe stark vom Verbrauch abweicht.

Tabelle 3-9: Zusammenfassung der Ergebnisse der Vordimensionierung

Anwendungsfall	Verbrauch	PV-Anlage	Vorgeschlagene Maschinenleistung	Vorgeschlagene Kapazität
Haushalt klein	3,9 MWh/a	3,5 kW _p	~ 2 kW ~ 0,6 kW/ kW _p (PV)	< 8 kWh < 2 kWh/MWh(V)
		5 kW _p	~ 2 – 2,5 kW ~ 0,4 – 0,5 kW/ kW _p (PV)	< 8 kWh < 2 kWh/MWh(V)
Bürogebäude	46 MWh/a	40 kW _p	~ 15 kW ~ 0,4 kW/ kW _p (PV)	< 80 kWh < 2 kWh/MWh(V)
Mehrparteienwohnhaus	3,5 MWh/a	8,2 kW _p	~ 3 kW ~ 0,3 - 0,4 kW/ kW _p (PV)	< 16 kWh < 5 kWh/MWh(V)
	1 Wohnung	8,2 kW _p	~ 4 kW	< 25 kWh
	3 Wohnungen		~ 0,4 - 0,5 kW/ kW _p (PV)	< 3 kWh/MWh(V)
Gesamtes Gebäude	23,7 MWh/a	21,6 kW _p	~10 kW ~ 0,3 – 0,5 kW/ kW _p (PV)	< 70 kWh < 3 kWh/MWh(V)

3.4 Modellierung der Komponenten

3.4.1 Hydraulische und elektrische Maschine

Um das Modell flexibel mit verschiedenen Komponenten versehen zu können, wurde auf eine physikalische Abbildung der Verluste verzichtet. Stattdessen dienen die Wirkungsgradkennfelder von Herstellern als Grundlage der Berechnung. Ein solches Kennfeld ist für ein System aus einem geschalteten Reluktanzmotor in Kombination mit einem Umrichter in Abb. 43 dargestellt (ABB, 2016). Der Betriebspunkt wird über Drehmoment und Drehzahl festgelegt, sodass am Eingang die passende Leistung abgegeben (Generatormodus) oder aufgenommen (Motormodus) wird. Eine Unterscheidung zwischen Generator und Motor wird in diesem Detailgrad der Simulation nicht getroffen.

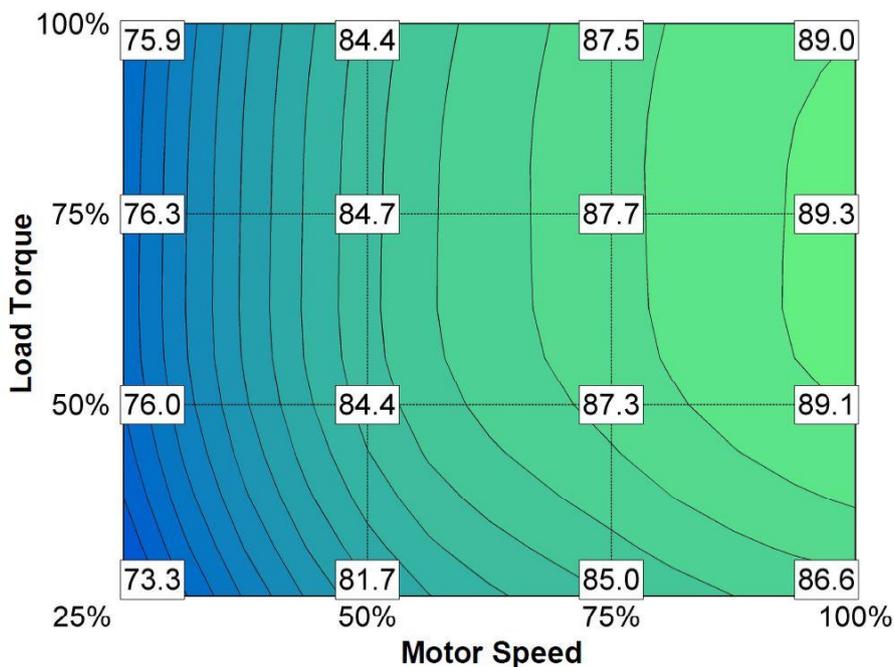


Abb. 43: Systemwirkungsgrad der Reluktanzmaschine M3BL 160MLA, 3GBL162106-ASC mit zugehörigem Umrichter (ABB, 2016)

Der Wirkungsgrad ergibt sich aus

$$\eta = \frac{\text{Nutzen}}{\text{Aufwand}} \tag{Formel 7}$$

$$\eta_{\text{Motor}} = \frac{P_{\text{mech}}}{P_{\text{el}}} = \frac{M \cdot \omega}{P_{\text{el}}} \tag{Formel 8}$$

$$\eta_{\text{Generator}} = \frac{P_{\text{el}}}{P_{\text{mech}}} = \frac{P_{\text{el}}}{M \cdot \omega} \tag{Formel 9}$$

und damit wird:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{P_{\text{el}}}{M} \cdot \eta(M, \omega)^{\text{sign}(P_{\text{el}})} \tag{Formel 10}$$

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Tabelle 3-10: Variablen-tabelle Berechnung Reluktanzmaschine + Umrichter

Variable	Bezeichnung	Einheit
η	Wirkungsgrad	-
P_{el}	elektrische Leistung	kW
P_{mech}	mechanische Leistung	kW
M	Drehmoment	Nm
n	Drehzahl	min ⁻¹
ω	Winkelgeschwindigkeit	rad/s

Für die hydraulische Maschine ergeben sich ähnliche Verhältnisse, wobei der Wirkungsgrad hier von Speicherdruck p (in bar) und Drehzahl $n = \frac{\omega \cdot \pi}{30}$ (in min⁻¹) abhängt. Das für die Simulation verwendete Wirkungsgradkennfeld, welches Prüfstandsmessdaten eines Schrägachsenkonstantmotors wiedergibt, ist in Abb. 44 dargestellt.

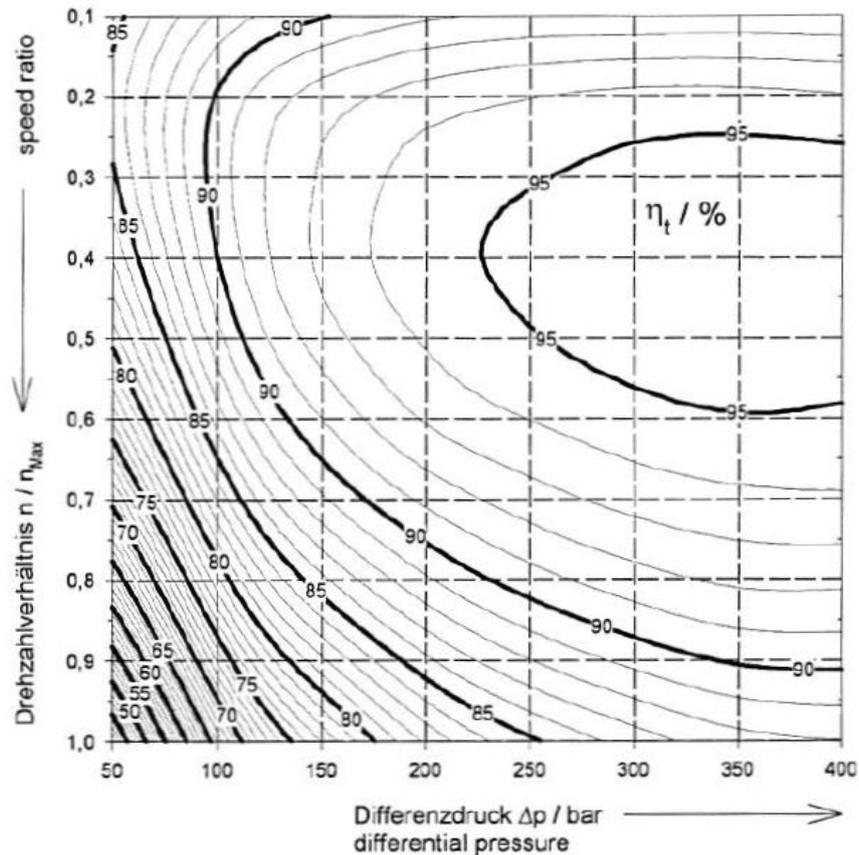


Abb. 44: Wirkungsgradkennfeld eines Schrägachsenkonstantmotors

3.4.2 Variation des Verdrängungsvolumens

Bei einer Hydraulikmaschine besteht die Möglichkeit, das Verdrängungsvolumen veränderbar zu gestalten. Diese Funktion erlaubt es, bei einer gegebenen, mechanischen An- oder Abtriebsleistung (entsprechend Laden und Entladen) und anliegendem, hydraulischen Systemdruck (entsprechend dem Speicherinhalt) das Verhältnis zwischen Drehmoment und Drehzahl innerhalb bestimmter Grenzen zu wählen. Dadurch gelingt es, den Betriebspunkt in einen für die Elektromaschine effizienteren Bereich zu wählen.

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

verschieben. In Abb. 45 ist die Betriebspunktverteilung des Speichers über eine Simulationsdauer von einem Jahr für einen Antriebsstrang mit hydraulischer Maschine mit konstantem Verdrängervolumen abgebildet. Positive Drehzahlen bedeuten ein Einspeichern in den Speicher und negative Drehzahlen ein Ausspeichern. Gesamtwirkungsgrade des Speichersystems sind dabei in farbigen Linien konstanter Wirkungsgrade dargestellt und die maximale Einspeicher- sowie Ausspeicherleistung von 5,5 kW ist durch die schwarze Leistungskurve wiedergegeben. Es ist gut zu erkennen, dass sich der Bereich der Betriebspunkte über große Teile des Spektrums verteilt. Vor allem beim Ausspeichern befinden sich dabei hohe Anteile der Betriebspunkte in Bereichen geringerer Wirkungsgrade. Des Weiteren ist die Dimensionierung des Antriebsstranges für den vorliegenden Lastfall zu groß gewählt, da die Betriebspunkte die Maximalleistungskurven nicht erreichen. Dadurch wird ein großer Bereich von guten Wirkungsgraden nicht ausgenutzt.

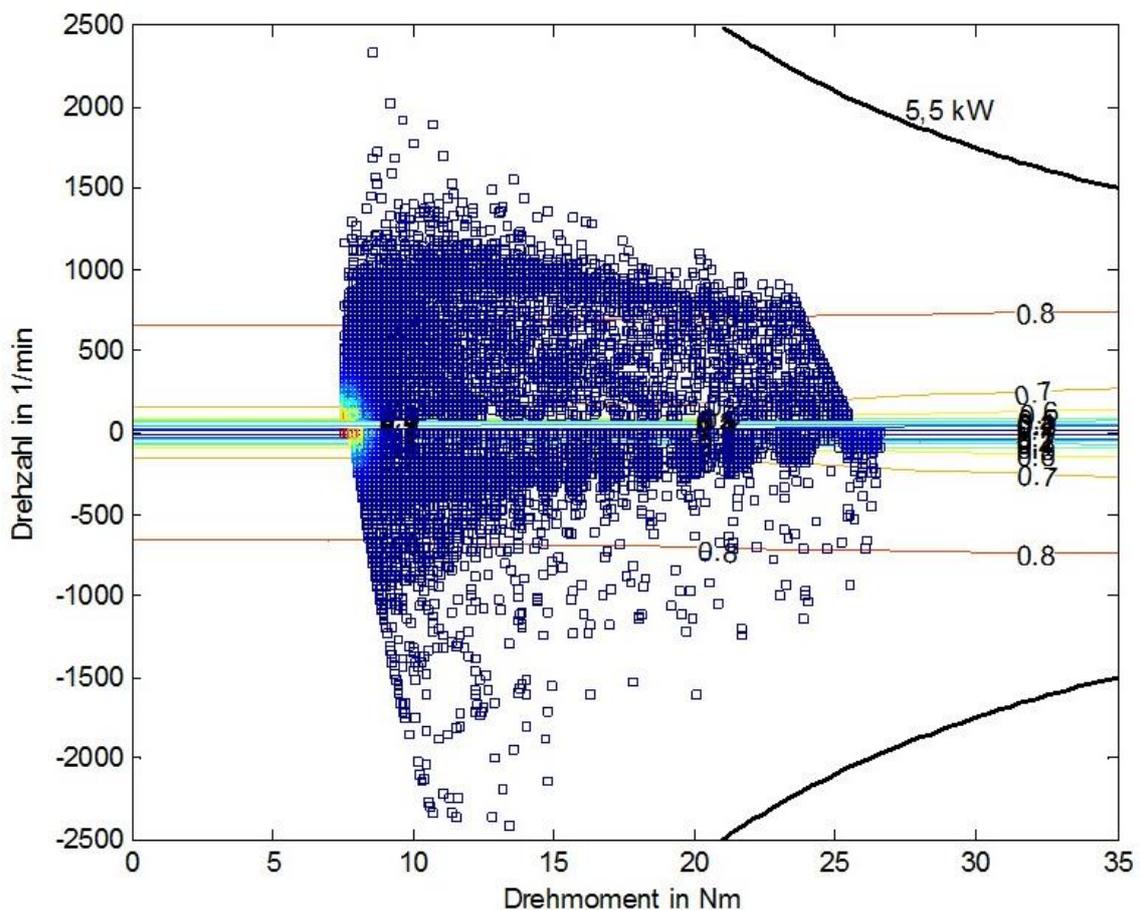


Abb. 45: Betriebspunkte einer Jahressimulation mit Konstantmaschine

Der Wirkungsgrad einer variablen Hydraulikmaschine weist neben Druck und Drehzahl auch eine Abhängigkeit vom Schluckvolumen auf, siehe Abb. 46. Die roten Kurven zeigen konstante prozentuelle Anteile (10 % und 50 %) der vollen hydraulischen Leistung bei 3000 min⁻¹ und 100 % Schluckvolumen. Wie zu sehen ist, verringert sich unterhalb eines Schluckvolumens von 20 % der Wirkungsgrad deutlich. Aus diesem Grund wurde das minimale Schluckvolumen in der Simulation auf 20 % limitiert.

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

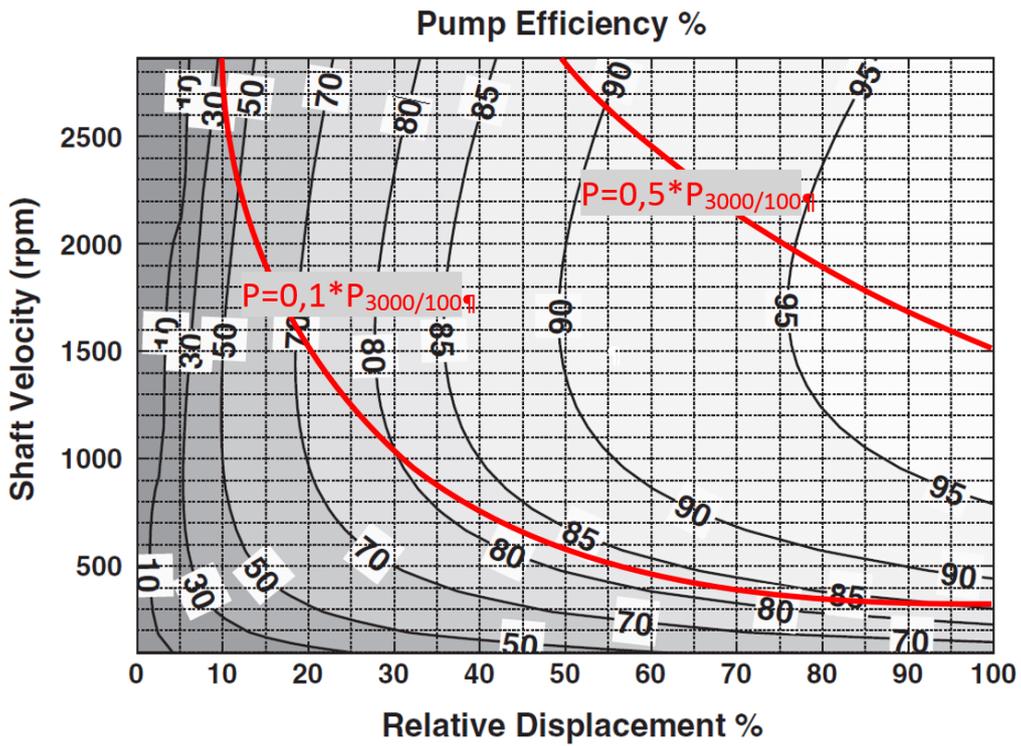


Abb. 46: Wirkungsgradkennfeld und Kurven konstanter Leistung einer variablen Hydraulikmaschine bei konstanter Druckdifferenz; eigene Darstellung nach (Mohsen Saadat, 2014)

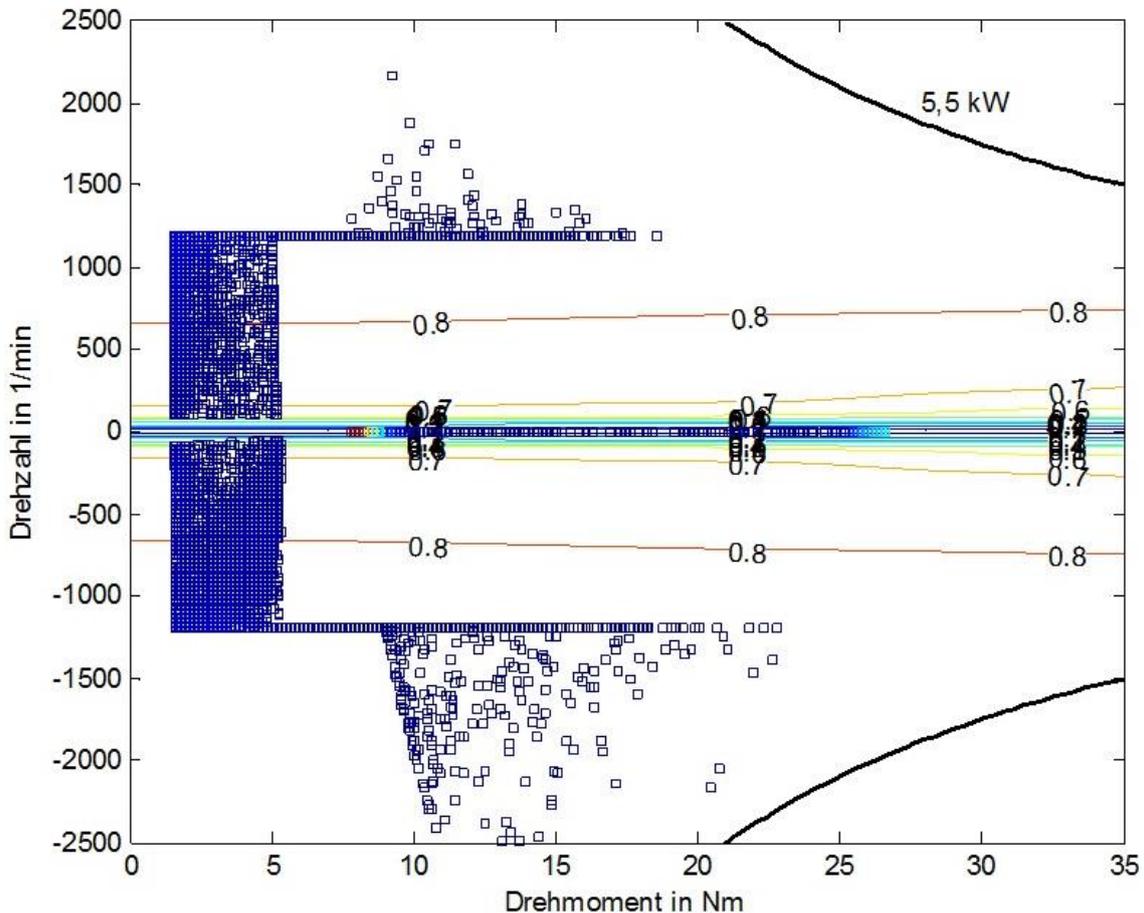


Abb. 47: Betriebspunkte einer Jahressimulation mit variabler Maschine

Abb. 47 zeigt die selbe Berechnung der Betriebspunktverteilung wie zuvor, jedoch wurde in diesem Fall eine hydraulische Maschine mit variablem Verdrängervolumen verwendet. Durch die Veränderung des Schluckvolumens kann bei gleicher Drehzahl das Drehmoment des Antriebsstrangs und somit die Leistung des Speichers variiert werden, siehe Formel 4 bis Formel 6. Die Betriebspunkte, welche auf einer Drehzahllinie liegen, geben variable Leistungen mit konstanter Drehzahl von 1200 min^{-1} und variablem Drehmoment wieder. Dabei wird der Verstellbereich der hydraulischen Maschine zwischen 20 % und 100 % Schluckvolumen verändert. Wie weiter durch Formel 6 gezeigt wird, variiert das Drehmoment auch mit dem Speicherdruck. Aus diesen unterschiedlichen Einflussfaktoren ergibt sich eine Betriebspunktverteilung für die geforderten Speicherleistungen wie sie in Abb. 47 dargestellt ist.

3.4.3 Druckgasspeicher

Das thermodynamische Verhalten des Druckgasspeichers wird mittels Idealgasgleichungen für zwei thermodynamische Grenzfälle, die isentrope und die isotherme Zustandsänderung berechnet, wobei Stickstoff als Speichergas verwendet wird. Die Verdichtungs- und Expansionsarbeit W_{12} wird mit dem Anfangsdruck p_1 , dem Anfangsvolumen V_1 , dem Enddruck p_2 sowie dem Isentropenexponenten κ wie folgt berechnet:

Isotherme Zustandsänderung:
$$W_{12, isotherm} = p_1 V_1 \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right) \quad \text{Formel 11}$$

Isentrope Zustandsänderung:
$$W_{12, isentrop} = \frac{p_1 V_1}{\kappa - 1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \quad \text{Formel 12}$$

Die maximale Speicherkapazität ergibt sich für beide Zustandsänderungen aus

Isotherm:
$$W_{12, isotherm, max} = 0,368 \cdot p_2 V_1 \quad \text{Formel 13}$$

 mit $p_1 = \frac{p_2}{e} = 0,368 \cdot p_2$ und $v_{k, isotherm} = 0,632$

Isentrop:
$$W_{12, isentrop, max} = 0,308 \cdot p_2 V_1 \quad \text{Formel 14}$$

 mit $p_1 = p_2 \cdot \kappa^{1-\kappa} = 0,308 \cdot p_2$; $v_{k, isentrop} = 0,569$

Der verwendete Volumenfaktor v_k errechnet sich aus

Isotherm:
$$v_{k, isotherm} = \frac{\Delta V}{V_1} = 1 - \left(\frac{p_1}{p_2}\right) \quad \text{Formel 15}$$

Isentrop:
$$v_{k, isentrop} = \frac{\Delta V}{V_1} = 1 - \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{\kappa}} \quad \text{Formel 16}$$

Diese Zusammenhänge lassen sich auch in einem Diagramm darstellen (Abb. 48, hier für $p_2 = 350 \text{ bar}$). Darin ist ersichtlich, dass es ein absolutes Maximum der Energiedichte bei einem limitierten Betriebsdruck gibt. Der Volumenfaktor ist damit ein wichtiger Hebel für die wirtschaftlichen und energetischen Daten des

Energiespeichers. Werden Kosten und Bauraum auch in die Bewertung aufgenommen, fällt der optimale Volumenfaktor im Allgemeinen nicht auf die optimale Energiedichte.

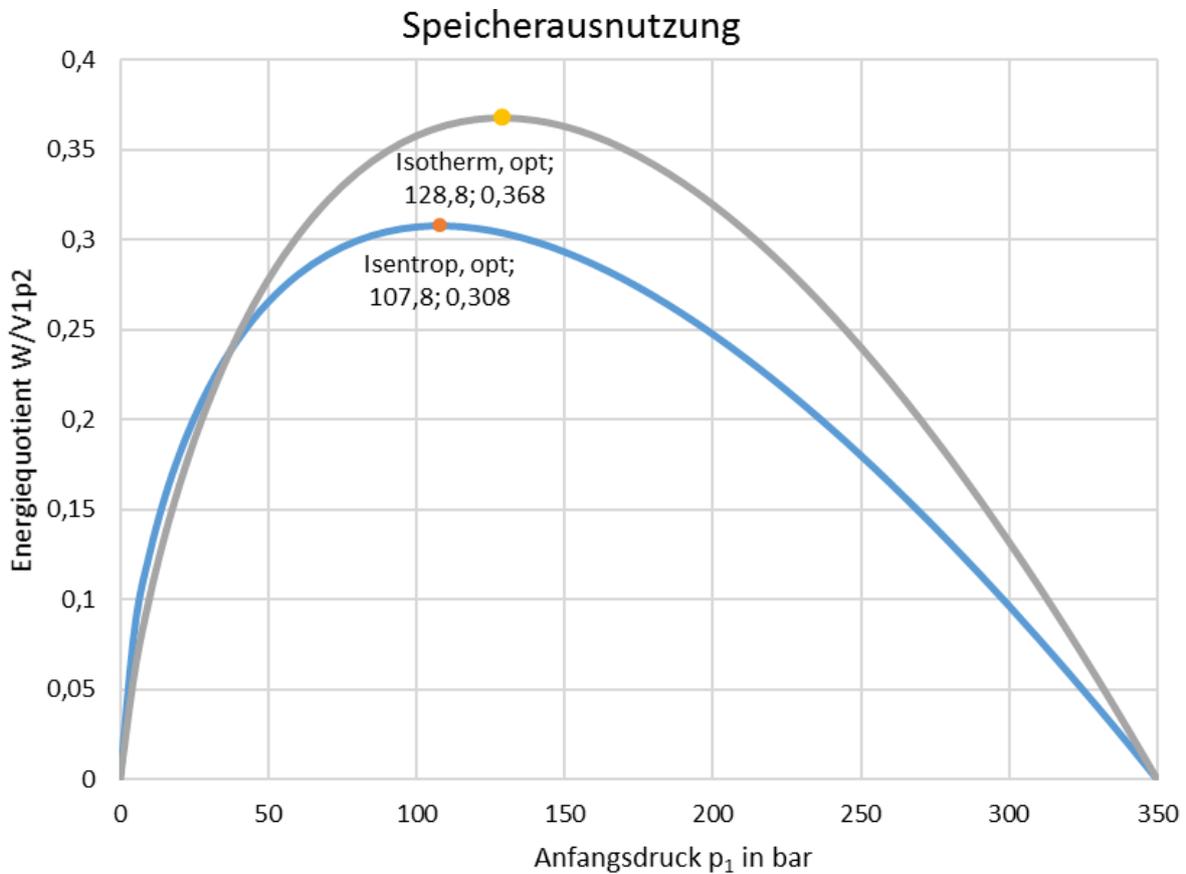


Abb. 48: Relative Speicherkapazität in Abhängigkeit von Anfangsdruck und Zustandsänderung

3.5 Betrachtung der Wärmeentwicklung

Ein weiterer Punkt in der Speicherkonzeption liegt in der Handhabung der durch die Kompression des Gases entstehende Wärmemenge. Um die Prozessführung einem isothermen Verlauf anzunähern, muss die Kompressionswärme aus dem Speichergas abgeführt werden. Ähnlich einem adiabaten Systems wird jedoch auch versucht, die Wärmeenergie in einem passenden Medium zwischen zu speichern und für die Expansion wieder verfügbar zu machen. Entscheiden ist dabei die technologische Ausgestaltung des Wärmeübergangs vom Speichergas an das Wärmespeichermedium.

Bei dem angenommenen idealen isothermen Prozess muss bei jedem Verdichtungs Vorgang die gesamte Verdichtungswärme aus dem Gas abgegeben werden. Nach dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik folgt, dass die zugeführte bzw. entzogene Wärme direkt der verrichteten Arbeit entspricht ($\dot{Q} = -W$). Bei der isothermen Expansion wird die gleiche Wärmemenge wieder dem System zugeführt (vgl. Formel 17).

$$\dot{Q} = m \cdot R \cdot T \cdot \ln \frac{p_2}{p_1} \tag{Formel 17}$$

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Bei einer isentropen Prozessführung wird von einer raschen Kompression oder Expansion ausgegangen. Es erfolgt kein Wärmeaustausch mit der Umgebung. Daher muss kein Wärmeübergang vom Speichergas an die Umgebung berücksichtigt werden. Im Folgenden sollen die Auswirkungen der isothermen Prozessführung auf die Umgebung untersucht werden.

Bei der Wärmeabfuhr- bzw. -zufuhr sollen zwei Möglichkeiten miteinander verglichen werden. In Abb. 49 sind diese beiden Varianten abgebildet. Bei der ersten Variante erfolgt der Wärmetransport direkt über freie Konvektion an die umgebende Luft im Aufstellraum des Speichers. Dieser Raum wird thermisch isoliert und dient somit als Zwischenspeicher der Wärmeenergie. Durch die thermische Isolation soll der Wärmeverlust möglichst gering gehalten werden. Bei der zweiten Variante befindet sich das Gasflaschenregister mitsamt Kolbenspeicher (Speicherstation) in einem Wasserbad. In diesem Fall wird die gesamte Verdichtungswärme an das Wasser abgegeben. Dieses Wasserbad wird von der Umgebung thermisch isoliert und kann aufgrund der zeitlich beschränkten Zyklen als adiabat angesehen werden. Aufgrund der großen spezifischen Wärmekapazität des Wassers erfolgt nur ein minimaler Temperaturanstieg des Wassers.

Berechnungsbeispiel:

Die Berechnung bezieht sich dabei auf die Eckdaten eines kleinen Haushalts mit einer bedarfsgerechten Dimensionierung des Speichers (Tabelle 4-3). Der Hydraulik-Druckgas-Speicher befindet sich im Kellergeschoss. Das Raumvolumen dieses Kellergeschosses wird mit 200 m^3 (ρ_{Luft} bei $20^\circ\text{C} = 1,2041 \text{ kg/m}^3 \rightarrow 240,82 \text{ kg}$) angenommen. Im Weiteren wird das System als geschlossen und adiabat angesehen.

Bei der ersten Variante soll die Auswirkung auf die Raumtemperatur berücksichtigt werden. Bei der zweiten Variante soll das Wasserbad dimensioniert werden.

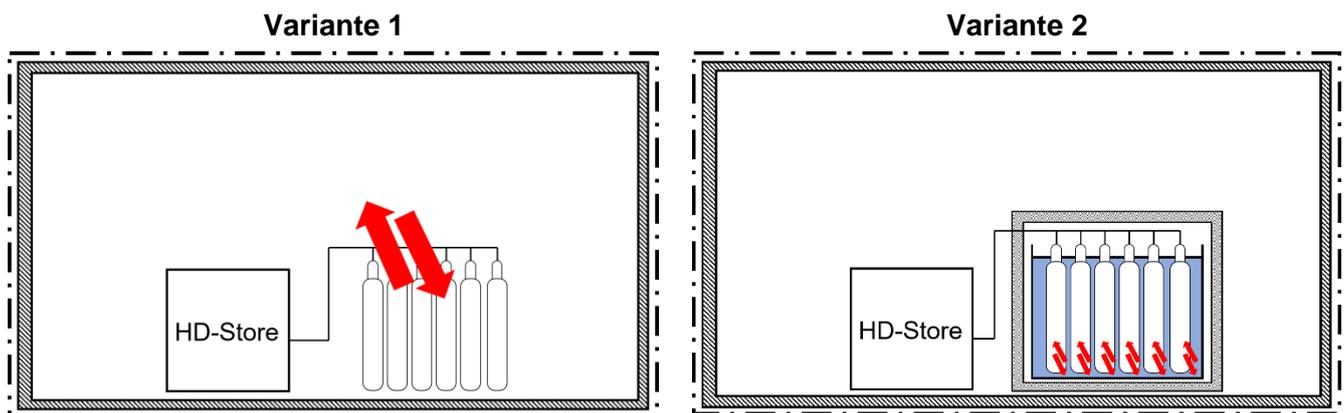


Abb. 49: Varianten der Wärmeabfuhr von den Gasflaschen und vom Kolbenspeicher. a) Wärmetransport über freie Konvektion an die Umgebungsluft b) Wärmetransport über freie Konvektion an ein Wasserbad

Bei einem vollen Verdichtungsprozess fallen etwa 5 kWh an Wärme an. Zur Vereinfachung wird ein konstanter Wärmeeintrag über den Verdichtungsprozess angenommen. In diesem Beispiel wird ein Zeitraum von 8 Stunden für die Verdichtung angenommen. Die Wärmeleistung beträgt demnach 625 W .

Bei Variante 1 kommt es am Ende des Verdichtungsprozesses zu einer Temperaturerhöhung von 72 K im Kellergeschoss. In diesem Fall kann daher nicht mehr von einem isothermen Prozess gesprochen

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

werden. Es würde zu unerlaubt hohen Temperaturen kommen. In diesem Fall hat ein kleines HDS-System (Tabelle 4-1) einen Vorteil gegenüber dem für diese Berechnung angenommenen HDS-System mit bedarfsgerechter Dimensionierung (Tabelle 4-3). Durch die freiwerdende Wärmemenge von 0,71 kWh während des Verdichtungs Vorgangs ist nur eine Temperaturerhöhung von 10 K zu erwarten.

Bei Variante 2 mit einem Wasserbad wird dieses anhand des Volumens der Speicherstation (Druckgasflaschen + Kolbenspeicher) ausgelegt. Das Gesamtvolumen der Speicherstation mit bedarfsgerechter Dimensionierung beträgt 1400 Liter (Tabelle 4-3). Wenn die Gasflaschen und der Kolbenspeicher ohne Abstand nebeneinander stehen und eingehaust werden, nimmt das Wasser etwa 30 % des Volumens ein. In diesem Fall kommt es zu einer Temperaturerhöhung von 12 K. Im Normalfall werden die Flaschen jedoch nicht direkt nebeneinanderstehen und auch die Einhausung des Wasserbades wird einen gewissen Abstand zu den Flaschen und dem Kolbenspeicher haben. Deshalb wird in der Praxis angenommen, dass das Wasser etwa 50 % des Volumens der Speicherstation einnimmt. Die Temperaturerhöhung des Wasserbades würde in diesem Fall nur mehr 6 K betragen.

Was in diesen Berechnungen nicht berücksichtigt wurde ist, dass sich aufgrund der Temperaturerhöhung der Umgebung oder des Wasserbades auch die Temperatur in den Gasflaschen und im Kolbenspeicher erhöht. Genau genommen liegt also keine isotherme Prozessführung mehr vor. Ein Temperatenausgleich zwischen Umgebung und Verdichtungs volumen würde in der Praxis stattfinden. Aufgrund der minimalen Temperaturunterschiede wurde dies im vorliegenden Fall jedoch nicht genauer untersucht.

Die Kombination des HDS-Systems mit einem thermischen Energiesystem des Gebäudes wäre in unterschiedlichen technischen Lösungen denkbar. In Variante 2 wäre die Verbindung des Wasserbades zur Temperierung der Speicherstation mit einem wasserführenden thermischen System des Gebäudes mit geringem Zusatzaufwand über Wärmetauscher machbar. Bei Variante 1 könnte eine Luft-Wasser-Wärmepumpe dem Aufstellraum der Speicherstation Wärmeenergie entziehen. Jedoch muss bedacht werden, dass diese Komponenten ein weiteres Glied in der Wirkungsgradkette bilden. In den hier gezeigten Berechnungsbeispielen ist die Wärmemenge sowie -leistung relativ gering. Die wirtschaftliche Sinnhaftigkeit von einem erhöhten Systemaufwand muss daher für den jeweiligen Anwendungsfall geprüft werden.

Im Folgenden soll noch die Berechnung des Wärmeübergangs an die Umgebungsluft dargestellt werden. Es kann ein durchschnittlicher Wärmeübergangskoeffizient von $4 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ bei freier Konvektion angenommen werden. Im Fall eines kleinen Speichers (Tabelle 4-1) beträgt das Volumen der Speicherstation 260 Liter. Die Gasflaschen mitsamt dem Kolbenspeicher würden in etwa eine Oberfläche von 5 m^2 aufweisen. Der Wärmestrom am Übergang zwischen Fluid und Wand berechnet sich aus der nachfolgenden Formel

$$\dot{Q} = \bar{\alpha} \cdot A \cdot \Delta T \quad \text{Formel 18}$$

mit dem mittleren Wärmeübergangskoeffizienten $\bar{\alpha}$, der Grenzfläche A und der Temperaturdifferenz ΔT . Um eine schnelle Wärmez- oder -abfuhr bei Temperaturänderungen im Fluid zu erreichen, müssen die Grenzfläche oder die Wärmeübergangszahl erhöht werden. Beim kleinen Speicher und bei Annahme einer Zykluszeit von 8 Stunden müsste eine Wärmeleistung von 89 W dem System entzogen werden. Durch

Einsetzen der Werte in Formel 18 kann die Temperaturdifferenz berechnet werden. Diese beträgt etwa 4,5 K. Demnach kann bei der Version mit einem kleinen Speicher und der Wärmeübertragung an die Umgebungsluft mit einer maximalen Verdichtungstemperatur von 15 K über der Umgebungstemperatur gerechnet werden.

4 Ergebnisse aus der Simulation der Anwendungsfälle

Wie zuvor schon im Detail beschrieben wurde, standen im Projekt real gemessene Lastrandbedingungen für drei Anwendungsfälle beschriebenen Einsatzszenarien zur Verfügung. Des Weiteren wurden ein Einsatz des HDS-Systems für eine fiktive Anlage zur unterbrechungsfreien Stromversorgung (USV) betrachtet. In den Simulationen wurden unterschiedliche Größenordnungen der Speicherdimensionierung eingesetzt. Als minimale Randbedingung wurde dabei ein HDS-System mit geringen Kosten verwendet und als maximale Randbedingung ein System, welches der optimalen Dimensionierung für den jeweiligen Anwendungsfall entspricht. Auslegungen innerhalb dieser Extrema wurden auch untersucht, ergaben jedoch keine nennenswert abweichenden Ergebnisse, weshalb sie in diesem Bericht nicht angeführt sind.

4.1 Haushalt klein

Im ersten Anwendungsfall wird das Einfamiliengebäude mit zwei erwachsenen Personen als Gebäudenutzer betrachtet. Die Eckdaten des Haushaltes (Erzeugung und Verbrauch) entsprechen in dieser Analyse dem gemessenen Haushaltslastgang.

4.1.1 Variante 1: Kleiner Speicher

In der Variante 1 für den Einsatz des HDS-Systems im kleinen Haushalt wurde die Größe des Speichers so gewählt, dass die günstigste Lösung für ein HDS-System daraus entsteht. Ein weiterer Aspekt war der Platzbedarf des Speichers im Gebäude, welche in dieser Variante am geringsten ist. Dieses System entspricht dabei dem in Abschnitt 2.6 als ersten Entwurf vorgestellten System und in Tabelle 4-1 sind die Eckdaten dazu aufgelistet.

Tabelle 4-1: Eckdaten - Haushalt klein mit kleinem Speicher

Objektdaten	
Jahresverbrauch	3,86 MWh/a
Ursprung der Verbrauchsdaten	Messung, 15 min Intervall
PV-Daten	
Leistung	3,5 kWp
Fläche	26 m ²
Jahreserzeugung	3,84 MWh/a
Speicherdaten	
Energieinhalt	0,71 kWh (isotherm) 0,65 kWh (isentrop)
Leistung	5,5 kW

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Speicherdruck max.	330 bar
Abmessungen l/b/h Volumen	2.000 x 1.100 x 2.500 mm 5,5 m ³
Leistungsdichte	1 kW/m ³
Energiedichte	0,1291 kWh/m ³
Gewicht	1.100 kg
Summe Kosten Einzelkomponenten mit konstanter Hydraulikmaschine	13.730 €
Spezifische Kosten	19.338 €/kWh (isotherm) 2.496 €/kW
Ölvolumen	100l
Gesamtvolumen	260l
Summe Kosten Einzelkomponenten mit variabler Hydraulikmaschine	17.283 €

Da rückspeisefähige Frequenzumrichter erst ab einer Nennleistung von 5,5 kW erhältlich sind und Frequenzumrichter und E-Maschine nur in Kombination angeboten werden, musste die gesamte Antriebseinheit in überdimensionierter Form eingesetzt werden. Wie zuvor bei der Beschreibung der Hydraulikmaschine schon gezeigt wurde, ergeben sich daraus bei Verwendung einer konstanten Hydraulikmaschine äußerst schlechte Wirkungsgrade für die Betriebspunktverteilung. Eine variable Hydraulikmaschine verbessert den Gesamtwirkungsgrad zwar deutlich, die Werte sind jedoch mit 52 % noch immer deutlich zu niedrig. Die Simulationsergebnisse des kleinen Haushalts mit kleinem Speicher (V1) sind in Tabelle 4-2 aufgelistet. Der niedrige Wirkungsgrad von 16 % der einfacheren (konstanten) Konfiguration bewirkt die hohen Energiekosten des Systems. Die hohen Verluste beim Betrieb müssen durch zusätzliche Energie gedeckt werden. Wird eine variable hydraulische Maschine gewählt, kann durch Veränderung des Verdrängungsvolumens die Drehzahl über weite Bereiche konstant hoch gehalten werden, was zu besseren Wirkungsgraden führt. In diesem Fall erhöhen sich aber auch die Gesamtkosten der Einzelkomponenten um rund 25 %. Durch den zu klein dimensionierten Speicher kann in dieser Form nur eine marginale Stromkostensparnis von 21 € pro Jahr erzielt werden.

Tabelle 4-2: Simulationsergebnisse – Haushalt klein mit kleinem Speicher

Prozess		Isentrop	Isotherm
Nettokapazität		0,65 kWh	0,71 kWh
Elektromaschine		ASM 5,5 kW / 35 Nm	
Schluckvolumen Hydraulikmaschine		4,93 cm ³	
Max. angebotene Leistung	Laden	3,3 kW	
Max. geforderte Leistung	Entladen	8,9 kW	
Ergebnisse für eine konstante Hydraulikmaschine			
Eigenverbrauchsanteil	ohne Speicher	30,1 %	
	mit Speicher	39,6 %	40,3 %
Autarkiegrad	ohne Speicher	30,0 %	
	mit Speicher	31,6 %	31,6 %

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Stromkosten normal (mit ZKS)	ohne Speicher	433 € (1188 €)	
	mit Speicher	435 € (1161 €)	436 € (1161 €)
Rückspeisung	ohne Speicher	2679 kWh	
	mit Speicher	2317 kWh	2292 kWh
Gesamtwirkungsgrad	Laden-Entladen	16,7 %	15,8 %
Ergebnisse für eine variable Hydraulikmaschine			
Eigenverbrauchsanteil	ohne Speicher	30,1 %	
	mit Speicher	38,0 %	38,5 %
Autarkiegrad	ohne Speicher	30,0 %	
	mit Speicher	34,1 %	34,3 %
Stromkosten normal (mit ZKS)	ohne Speicher	433 € (1188 €)	
	mit Speicher	414 € (1120 €)	412 € (1114 €)
Rückspeisung	ohne Speicher	2679 kWh	
	mit Speicher	2377 kWh	2358 kWh
Gesamtwirkungsgrad	Laden-Entladen	52,0 %	52,1 %

Betrieb mit Beschränkung der Mindestleistung

Im Folgenden wird der Parameter „Mindestleistung“ variiert, was bedeutet, dass das System nur bei Überschreitung dieser Leistung (Laden und Entladen) aktiviert wird. Durch die damit verbundene höhere Last soll ein höherer Maschinenwirkungsgrad erreicht werden.

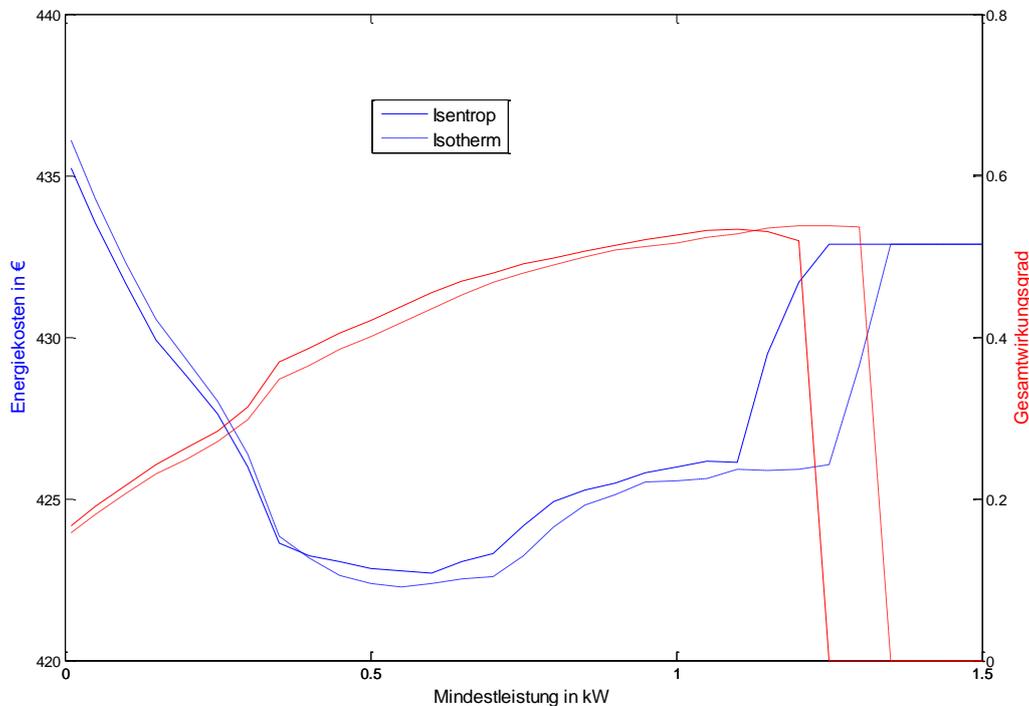


Abb. 50: Variation der Mindestleistung in Haushalt klein V1

Abb. 50 zeigt die Jahresenergiekosten (normal Kostenrandbedingungen) für das betrachtete Gebäude und den Gesamtwirkungsgrad des Speichersystems mit konstanter Hydraulikmaschine, aufgetragen über

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

die Variation der Mindestleistung des Speichers. Dabei wird eine Unterscheidung für beide thermodynamische Grenzfälle als Betriebsweisen getroffen. Ab etwa 0,3 kW bis 1,1 kW bilden die Energiekosten Werte um 425 € und darunter. Das Kostenoptimum befindet sich bei ca. 0,6 kW Mindestbetriebsleistung des Speichers. Unterhalb dieses Grenzwertes ist es günstiger, den erzeugten Strom an den Stromlieferanten zu verkaufen, als in den Speicher zu laden. Die steigenden Kosten ab etwa 0,7 kW werden durch die verringerte Einschaltzeit verursacht, die mit der Leistungsbeschränkung einhergeht. Unter 0,35 kW verschlechtert sich der Wirkungsgrad deutlich, was die Energiekosten für das Gebäude deutlich ansteigen lässt. Unter einem Gesamtwirkungsgrad von 20 % fällt die Bilanz negativ aus, da dies dem Quotienten aus Einspeisevergütung und Bezugskosten am „Break-Even-Punkt“ entspricht.

4.1.2 Variante 2: Bedarfsgerechte Dimensionierung

In der Variante 2 der Dimensionierung des Speichersystems wurde die Größe des Speichers so gewählt, dass die in Kapitel 3.3 ermittelten Vergleichswerte erreicht werden sollen. In Tabelle 4-3 sind die Eckdaten dieser Version wiedergegeben.

Tabelle 4-3: Eckdaten - Haushalt klein mit bedarfsgerechter Dimensionierung

Objektdaten	
Jahresverbrauch	3,86 MWh/a
Ursprung der Verbrauchsdaten	Messung, 15 min Intervall
PV-Daten	
Leistung	3,5 kWp
Fläche	26 m ²
Jahreserzeugung	3,84 MWh/a
Speicherdaten	
Energieinhalt	4,94 kWh (isotherm) 4,19 kWh (isentrop)
Leistung	5,5 kW
Speicherdruck max.	350 bar
Abmessungen l/b/h	2.700x2.300x1.600 mm 9,936 m ³
Leistungsdichte	0,5535 kW/m ³
Energiedichte	0,4972 kWh/m ³
Gewicht	8200 kg
Summe Kosten Einzelkomponenten mit konstanter Hydraulikmaschine	77.180 €
Spezifische Kosten	16.400 €/kWh (isotherm) 14.730 €/kW
Ölvolumen	800 l
Gesamtvolumen	1.400 l
Summe Kosten Einzelkomponenten mit variabler Hydraulikmaschine	81.000 €

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Die Kosten der Systemkomponenten, welche nicht direkt aus der Recherche ermittelt werden konnten, wurden aus verfügbaren spezifischen Kosten (z.B. €/l) von kleiner dimensionierten Anlagen übernommen und auf Version 2 hochgerechnet. Ein Beispiel dazu ist die Speicherstation, welche in Abb. 51 dargestellt ist. Wie schon im Entwurf des Grundsystems in Kapitel 2.6 beschrieben wurde, wird der in dieser Simulation verwendete Speicher als offenes System mit einem einzigen Verdichtungshub über einen Kolbenspeicher ausgeführt. Des Weiteren ist der maximale Speicherdruck aufgrund der verfügbaren Standardkomponenten auf 350 bar limitiert. Aus diesen Gründen vergrößert sich das notwendige Öl- und Gasvolumen im Vergleich zu Version 1 auf ein Vielfaches.



Abb. 51: Betriebsfertige Speicherstation mit 200l Kolbenspeicher und 450l Gasspeicher (Roth Hydraulics GmbH, 2010)

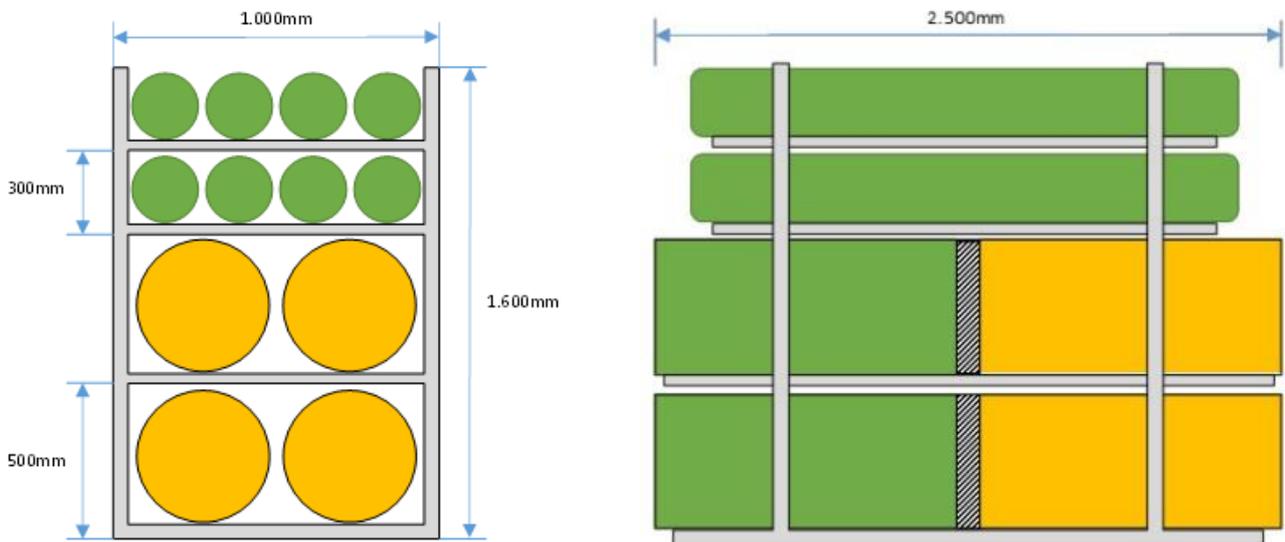


Abb. 52: Skizze der Systemkomponente „Speicherstation“ in der Variante 2

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

In Abb. 51 ist ein Beispiel für eine betriebsfertige Speicherstation komplett mit Rahmen, einem Absperrventil, einem Sicherheitsventil und zwei Manometern abgebildet (Roth Hydraulics GmbH, 2010). Die fünf verwendeten Gasflaschen sind hier in Blau lackiert und der Kolbenspeicher in Braun. Abb. 52 skizziert die Dimensionierung der Speicherstation für die Speichervariante 2. Hierzu sind vier Kolbenspeicher (grün/orange) zu je 200l und acht Gasflaschen (grün) zu je 75l Fassungsvermögen notwendig.

Aus diesen Dimensionen der Speicherstation ergeben sich markant höhere Gesamtkosten als in der ersten Version des Speichersystems. Wie in der Recherche der Komponenten ermittelt werden konnte, werden Speicherstationen dieser Größenordnung zwar standardmäßig von mehreren Herstellern angeboten, bewegen sich jedoch noch immer in Bereichen kleiner Stückzahlen mit dementsprechend hohen Preisen. Dadurch wird in dieser Systemkonfiguration bei höheren Speicherinhalten die Systemkomponente „Speicherstation“ die kostenbestimmende Größe.

Im Eigenverbrauchsanteil können in diesem Anwendungsszenario die Werte der Vordimensionierung von knapp 70 % erzielt werden. Der Autarkiegrad liegt mit rund 50 % jedoch unter den angestrebten Zahlen. Ein Umstieg von konstanter auf regelbarer Hydraulikmaschine zeigt auch hier große Wirkungsgradvorteile, wie in den Simulationsergebnissen in Tabelle 4-4 zu erkennen ist. Die Energiekosteneinsparungen sind im Vergleich zu den Systemkosten jedoch auch in dieser Systemzusammenstellung durch die geringe Last des Anwendungsfalles sehr klein. Für aktuelle Preisverhältnisse ergibt sich eine jährliche Einsparung von rund 100 € und für das angenommene Zukunftsszenario eine Einsparung von rund 350 €.

Tabelle 4-4: Simulationsergebnisse - Haushalt klein mit bedarfsgerechter Dimensionierung

Prozess		Isentrop	Isotherm
Nettokapazität		4,19 kWh	4,94 kWh
Elektromaschine		ASM 5,5 kW / 35 Nm	
Schluckvolumen Hydraulikmaschine		Konstant 4,93 cm ³	
Max. angebotene Leistung	Laden	3,3 kW	
Max. geforderte Leistung	Entladen	8,9 kW	
Ergebnisse für eine konstante Hydraulikmaschine			
Eigenverbrauchsanteil	ohne Speicher	30,1 %	
	mit Speicher	64,9 %	68,7 %
Autarkiegrad	ohne Speicher	30,0 %	
	mit Speicher	42,8 %	43,7 %
Stromkosten (ZKS)	ohne Speicher	433 € (1188 €)	
	mit Speicher	388 € (972 €)	386 € (956 €)
Rückspeisung	ohne Speicher	2679 kWh	
	mit Speicher	1346 kWh	1202 kWh
Gesamtwirkungsgrad	Laden-Entladen	37,0 %	35,8 %
Ergebnisse für eine variable Hydraulikmaschine			
Eigenverbrauchsanteil	ohne Speicher	30,1 %	

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

	mit Speicher	63,9 %	67,0 %
Autarkiegrad	ohne Speicher	30,0 %	
	mit Speicher	48,5 %	50,6 %
Stromkosten (ZKS)	ohne Speicher	433 € (1188 €)	
	mit Speicher	342 € (874 €)	330 € (837 €)
Rückspeisung	ohne Speicher	2679 kWh	
	mit Speicher	1385 kWh	1265 kWh
Gesamtwirkungsgrad	Laden-Entladen	55,2 %	56,2 %

Betrieb mit Beschränkung der Mindestleistung

Die Variation der Mindestleistung des Speichersystems, siehe Abb. 53, zeigt ein Minimum der Energiekosten von rund 365 € bei 0,3 kW. Durch die größere Dimensionierung des Energieinhalts kann ein großer Teil der erzeugten Energie eingespeichert und wieder verbraucht werden. Dadurch würde eine Limitierung der Einschaltleistung bereits ab 0,5 kW eine Verschlechterung der Energiekosten bewirken. Des Weiteren ist der Gesamtwirkungsgrad (Laden und Entladen) ab rund 0,3 kW nahe des Optimums.

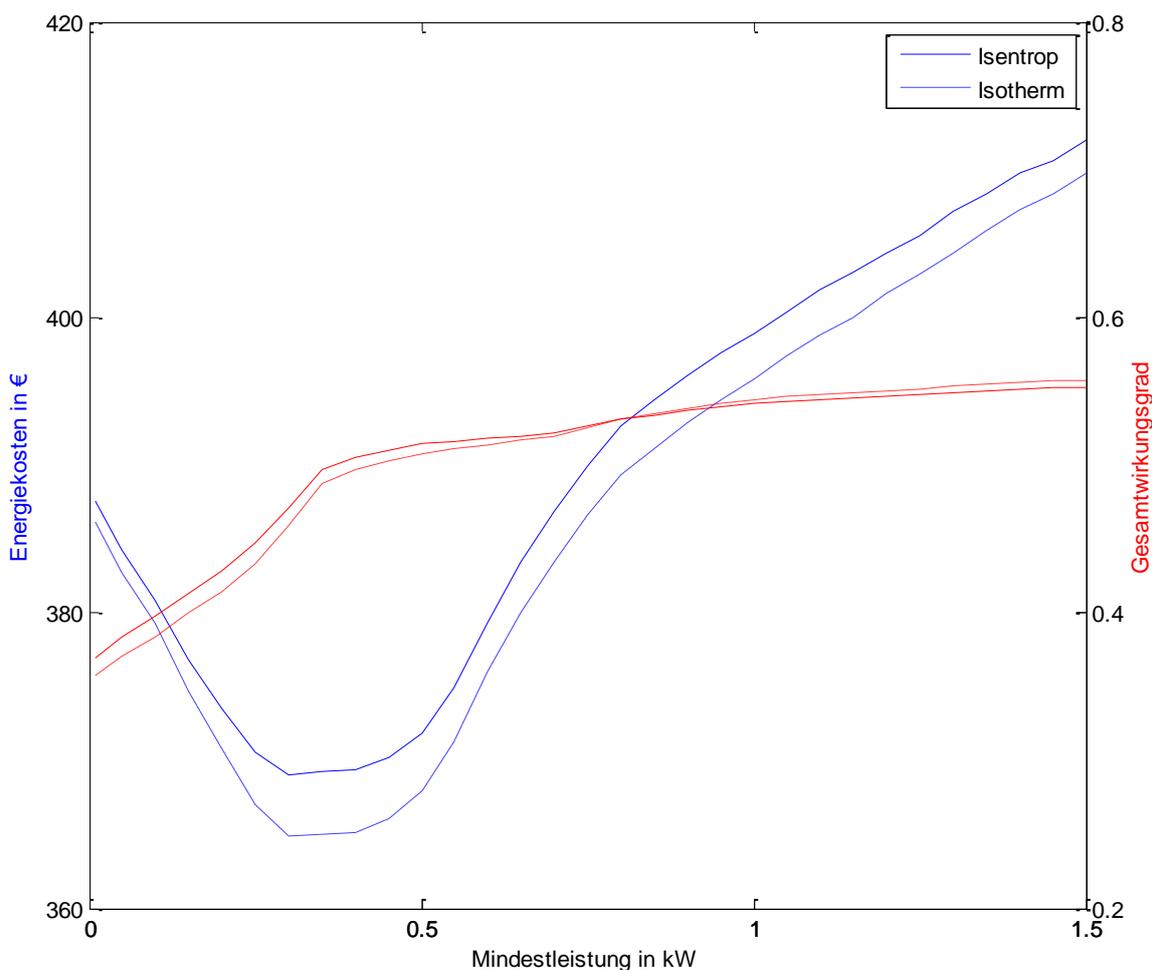


Abb. 53: Variation der Mindestleistung in Haushalt klein V3

4.2 Mehrparteienwohnhaus

Im Mehrparteienwohnhaus wird in diesem Bericht die Systemvariante mit bedarfsgerechter Speicherdimensionierung diskutiert. Die Erzeugungsdaten dieses Beispiels konnten aus der am Gebäudedach angebrachten Photovoltaikanlage entnommen werden. Sie ist jedoch kleiner dimensioniert als die für die Simulationen angenommenen $1 \text{ MWh}_{\text{PV-Erzeugung}}/1 \text{ MWh}_{\text{Verbrauch}}$ pro Jahr, weshalb die Erzeugung für die Simulation entsprechend linear skaliert wurde. Der Speicher wurde hierbei wieder so dimensioniert, dass die Vergleichswerte für Kapazität und Leistung aus der Vorauslegung erreicht werden.

Die Eckdaten des Anwendungsfalles im Mehrparteienwohnhaus mit bedarfsgerechter Dimensionierung sind in Tabelle 4-5 aufgelistet. Die Ergebnisse in

Tabelle 4-6 zeigen, dass sehr gute Werte für den Eigenverbrauchsanteil erreicht werden. Der Gesamtwirkungsgrad liegt jedoch nur bei rund 50 %, wodurch die Hälfte des für die Speicherung zur Verfügung stehenden elektrischen Stroms über die Systemverluste verloren geht.

Tabelle 4-5: Eckdaten – Mehrparteienwohnhaus mit bedarfsgerechter Dimensionierung des Speichers

Objektdaten	
Jahresverbrauch	23,7 MWh/a
Ursprung der Verbrauchsdaten	Messung am Standort, 15 min Intervall
PV-Daten	
Leistung	21,6 kWp
Fläche	150 m ²
Jahreserzeugung	23,5 MWh/a
Speicherdaten	
Energieinhalt	50,1 kWh (isotherm) 41,3 kWh (isentrop)
Leistung	10 kW
Speicherdruck max.	350 bar
Abmessungen l/b/h Volumen	8.500x3.500x2.100 mm 62,475 m ³
Leistungsdichte	0,1601 kW/m ³
Energiedichte	0,8019 kWh/m ³
Gewicht	72.100 kg
Summe Kosten Einzelkomponenten	646.000 €
Spezifische Kosten	14.650 €/kWh (isotherm) 64.600 €/kW
Ölvolumen	8.800 l
Gesamtvolumen	14.000 l

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Tabelle 4-6: Simulationsergebnisse – Mehrparteienwohnhaus mit bedarfsgerechter Dimensionierung des Speichers

Prozess		Isentrop	Isotherm
Nettokapazität		41,3 kWh	50,1 kWh
Elektromaschine		ASM 10 kW / 64 Nm	
Schluckvolumen Hydraulikmaschine		Konstant 10 cm ³	
Max. angebotene Leistung	Laden	19,4 kW	
Max. geforderte Leistung	Entladen	9,6 kW	
Ergebnisse für eine konstante Hydraulikmaschine			
Eigenverbrauchsanteil	ohne Speicher	31,6 %	
	mit Speicher	81,6 %	82,7 %
Autarkiegrad	ohne Speicher	31,2 %	
	mit Speicher	54,4 %	56,7 %
Stromkosten (ZKS)	ohne Speicher	2621 € (7180 €)	
	mit Speicher	1993 € (4764 €)	1890 € (4516 €)
Rückspeisung	ohne Speicher	16 067 kWh	
	mit Speicher	4310 kWh	4066 kWh
Gesamtwirkungsgrad	Laden-Entladen	46,7 %	50,4 %
Ergebnisse für eine variable Hydraulikmaschine			
Eigenverbrauchsanteil	ohne Speicher	31,6 %	
	mit Speicher	80,8 %	81,3 %
Autarkiegrad	ohne Speicher	31,2 %	
	mit Speicher	55,0 %	57,4 %
Stromkosten (ZKS)	ohne Speicher	2621 € (7180 €)	
	mit Speicher	1954 € (4695 €)	1844 € (4444 €)
Rückspeisung	ohne Speicher	16 067 kWh	
	mit Speicher	4508 kWh	4400 kWh
Gesamtwirkungsgrad	Laden-Entladen	48,8 %	53,3 %

4.3 Bürogebäude

Für das Bürogebäude wird in diesem Bericht ebenfalls die Variante mit bedarfsgerechter Speicherdimensionierung gezeigt. In dieser Konfiguration wird ein Gesamtwirkungsgrad von 60 % in der Simulation errechnet. Ein Grund dafür liegt am hohen Grundlastanteil der Verbraucher im Gebäude, wie auch in der Vordimensionierung bereits gezeigt wurde. Des Weiteren zeigte die Simulation, dass durch das geringe Verdrängungsvolumen der konstanten Hydraulikmaschine bei hohen Leistungen Betriebspunkte mit hohen Drehzahlen auftreten. Aus diesem Grund wurde für das hydraulisch variable System eine Hydraulikmaschine mit doppeltem Verdrängervolumen gewählt. Die elektrische Maschine wurde in weiterer Folge auf das Drehmoment der Hydraulikmaschine angepasst. Die Eckdaten des

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Bürogebäude mit bedarfsgerechter Dimensionierung des Speichersystems sind in Tabelle 4-7 aufgelistet und die Simulationsergebnisse können aus Tabelle 4-8 entnommen werden.

Tabelle 4-7: Eckdaten – Bürogebäude mit bedarfsgerechter Dimensionierung des Speichers

Objektdaten	
Jahresverbrauch	46,1 MWh/a
Ursprung der Verbrauchsdaten	Messung, 15 min Intervall
PV-Daten	
Leistung	40 kWp
Fläche	300 m ²
Jahreserzeugung	44,0 MWh/a
Speicherdaten	
Energieinhalt	59,7 kWh (isotherm) 50,9 kWh (isentrop)
Leistung	15,7 kW
Speicherdruck max.	350 bar
Abmessungen l/b/h Volumen	8.500x3.500x2.700 mm 80,325 m ³
Leistungsdichte	0,1955 kW/m ³
Energiedichte	0,7432 kWh/m ³
Gewicht	82.000 kg
Summe Kosten Einzelkomponenten	775.000 €
Spezifische Kosten	12.980 €/kWh (isotherm) 49.363 €/kW
Ölvolumen	9.500 l
Gesamtvolumen	17.000 l

Tabelle 4-8: Simulationsergebnisse – Bürogebäude mit bedarfsgerechter Dimensionierung des Speichers

Prozess		Isentrop	Isotherm
Nettokapazität		50,9 kWh	59,7 kWh
Elektromaschine		ASM 15,7 kW / 25 Nm bzw. 50 Nm	
Schluckvolumen Hydraulikmaschine		Konstant 4,93 cm ³ / Variabel 10 cm ³	
Max. angebotene Leistung	Laden	37,0 kW	
Max. geforderte Leistung	Entladen	14,4 kW	
Ergebnisse für eine konstante Hydraulikmaschine			
Eigenverbrauchsanteil	ohne Speicher	47,2 %	
	mit Speicher	76,8 %	77,2 %
Autarkiegrad	ohne Speicher	44,9 %	
	mit Speicher	59,2 %	60,9 %
Stromkosten (ZKS)	ohne Speicher	4157 € (11191 €)	
	mit Speicher	3361 € (8292 €)	3216 € (7957 €)

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Rückspeisung	ohne Speicher	23249 kWh	
	mit Speicher	10201 kWh	10021 kWh
Gesamtwirkungsgrad	Laden-Entladen	50,5 %	55,6 %
Ergebnisse für eine variable Hydraulikmaschine			
Eigenverbrauchsanteil	ohne Speicher	47,2 %	
	mit Speicher	76,1 %	76,6 %
Autarkiegrad	ohne Speicher	44,9 %	
	mit Speicher	60,4 %	61,7 %
Stromkosten (ZKS)	ohne Speicher	4157 € (11191 €)	
	mit Speicher	3240 € (8054 €)	3129 € (7792 €)
Rückspeisung	ohne Speicher	23249 kWh	
	mit Speicher	10528 kWh	10323 kWh
Gesamtwirkungsgrad	Laden-Entladen	56,1 %	59,8 %

4.4 Unterbrechungsfreie Stromversorgung (USV)

Einer der Vorteile der HDS-Technologie besteht in der sehr geringen Selbstentladung und somit geringen Speicherverlusten bei langen Standzeiten mit vollem Speicherinhalt. Aus diesem Grund wurde neben der Eigenverbrauchsoptimierung für Gebäude mit Photovoltaik-Stromerzeugung ein weiterer Einsatzfall betrachtet.

In den durchgeführten Simulationen wurden HDS-Systeme betrachtet, welche theoretisch eine elektrische Leistung von 75 kW sowie 200 kW bzw. 0,71 kWh Energieinhalt bei isothermer Prozessführung zur Verfügung stellen können. Als Systemgrundlage wurde dabei das HDS-System aus dem Anwendungsfall „Haushalt klein mit kleinem Speicher“ verwendet und das Antriebssystem auf die geforderten Leistungen entsprechend angepasst. In Tabelle 4-9 und Tabelle 4-10 sind die Eckdaten der USV-Anwendung für die zwei Leistungsklassen aufgeführt. Ist es möglich im USV-System den Hydraulikmotor des Druckgasspeichers direkt an die Welle des Generators anzubinden, kann der gesamte elektrische Pfad des HDS-Systems eingespart werden. Da in diesem Anwendungsfall der Elektromotor mit Frequenzumrichter die bestimmende Kostenkomponente darstellt, können dadurch die Gesamtkosten des HDS-System deutlich reduziert werden.

In diesem Einsatzfall erfolgt eine sehr schnelle Entladung des Speichers und somit kann keine isotherme Prozessführung mehr angenommen werden. Der thermodynamische Prozess im Gasspeicher wird sich der isentropen Expansion annähern. In

Abb. 54 ist der Verlauf von Druck und Temperatur im Gasspeicher über die Ausspeicherzeit für den isentropen Prozess dargestellt. Der dabei auftretende Temperaturabfall bei Expansion könnte zu Problemen an Systemkomponenten oder dem Hydrauliköl führen und muss bei einer technischen Entwicklung des HDS-Systems für USV-Anwendungen beachtet werden.

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Tabelle 4-9: Eckdaten der USV-Anwendung 75 kW

Speicherdaten	
Energieinhalt	0,71 kWh (isotherm) 0,65 kWh (isentrop)
Leistung	75 kW
Speicherdruck max.	330 bar
Abmessungen l/b/h Volumen	2.330x1.090x2.500 mm 6,35 m ³
Leistungsdichte	11,81 kW/m ³
Energiedichte	0,1118 kWh/m ³
Gewicht	1.612 kg
Summe Kosten Einzelkomponenten mit elektrischem Pfad	38.589 €
Spezifische Kosten	50.700 €/kWh (isotherm) 480 €/kW
Ölvolumen	100l
Gesamtvolumen	260l
Summe Kosten Einzelkomponenten ohne elektrischem Pfad	12.011 €

Tabelle 4-10: Eckdaten der USV-Anwendung 200 kW

Speicherdaten	
Energieinhalt	0,71 kWh (isotherm) 0,65 kWh (isentrop)
Leistung	200 kW
Speicherdruck max.	330 bar
Abmessungen l/b/h Volumen	2.405x1.250x2.500 mm 7,52 m ³
Leistungsdichte	26,61 kW/m ³
Energiedichte	0,0945 kWh/m ³
Gewicht	2.354 kg
Summe Kosten Einzelkomponenten mit elektrischem Pfad	78.633 €
Spezifische Kosten	111.268 €/kWh (isotherm) 395 €/kW
Ölvolumen	100l
Gesamtvolumen	260l
Summe Kosten Einzelkomponenten ohne elektrischem Pfad	16.949 €

In Abb. 55 ist der Drehzahlverlauf für die konstante Ausspeicherung von 75 kW bei isentroper Prozessführung aus dem zuerst vollen bis zum leeren Speicher dargestellt. Durch das sinkende Druckniveau im Gasspeicher erreicht die Drehzahl der Antriebseinheit rund 3300 min⁻¹. Entsprechend höhere Drehzahlen ergeben sich bei einer konstanten Ausspeicherung von 200 kW, siehe Abb. 56.

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

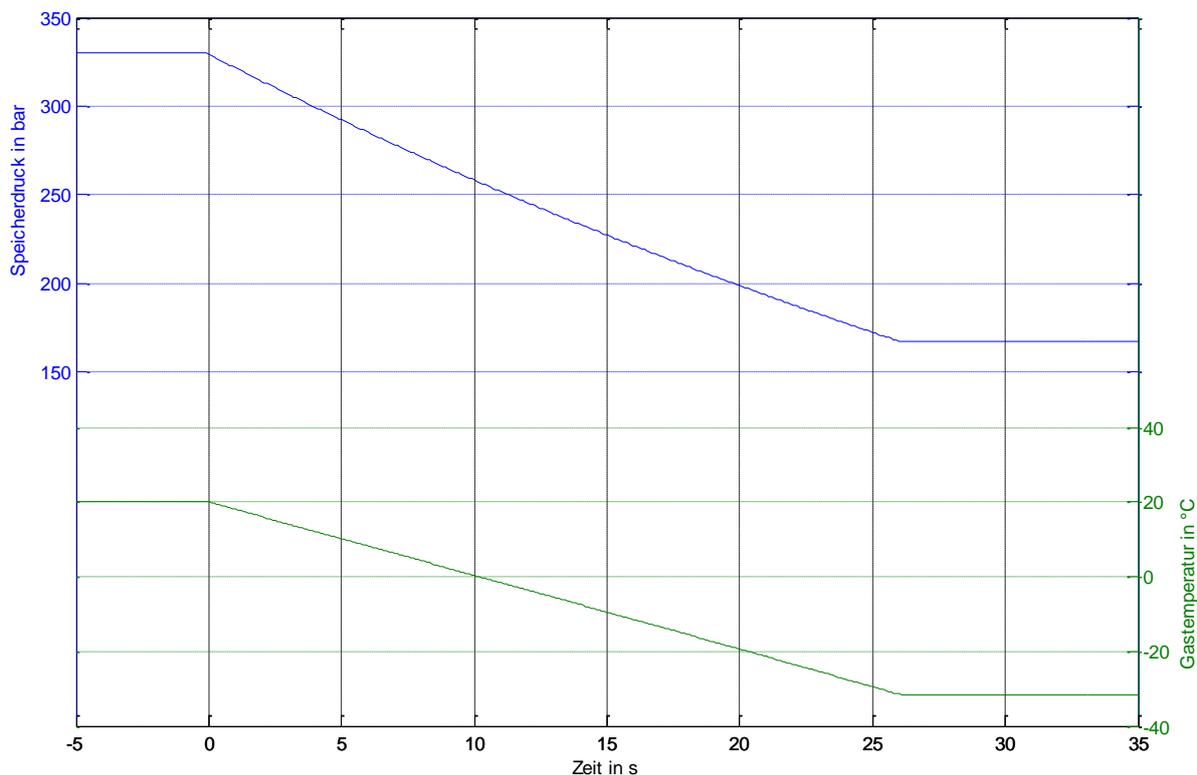


Abb. 54: Druck- und Temperaturverlauf bei einer Ausspeicherleistung von 75 kW für die isentrope Prozessführung

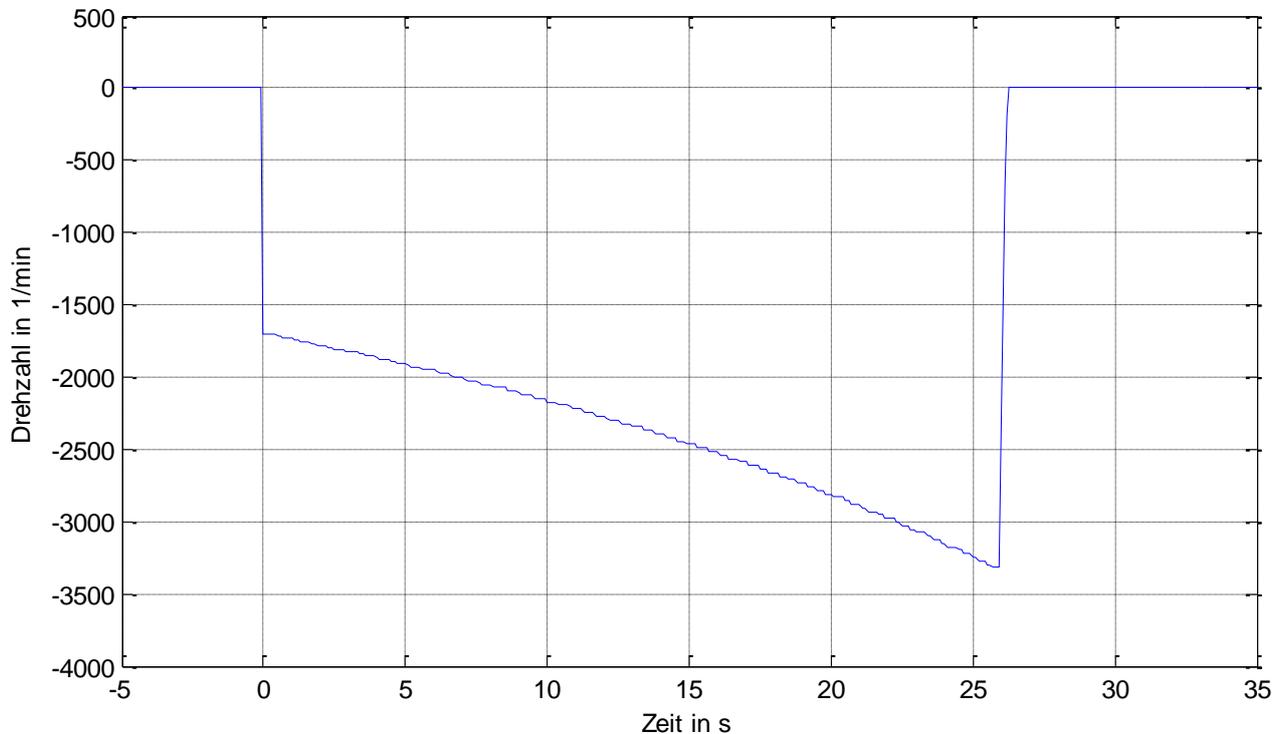


Abb. 55: Drehzahlverlauf bei einer Ausspeicherleistung von 75 kW für die isentrope Prozessführung

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

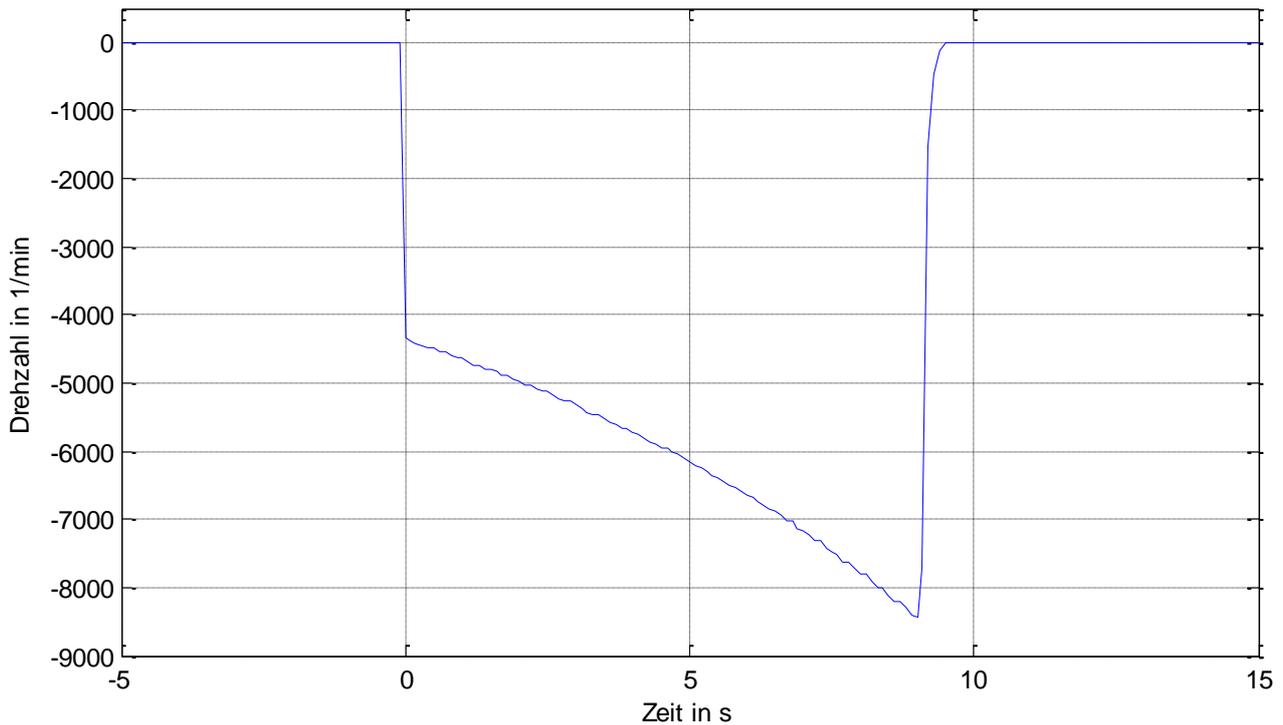


Abb. 56: Drehzahlverlauf bei einer Ausspeicherleistung von 200 kW für die isentrope Prozessführung

Aus Tabelle 4-11 können die Simulationsergebnisse eines Ausspeichervorganges für beide Leistungsauslegungen entnommen werden. Durch das konstante Abrufen der Maximalleistung des Systems wird ein hoher Wirkungsgrad beim Ausspeichern erreicht. Höhere Wirkungsgrade wären wiederum durch den Einsatz einer variablen Hydraulikmaschine zur Senkung der Drehzahlen möglich, was innerhalb dieser Untersuchungen nicht betrachtet wurde.

Tabelle 4-11: Simulationsergebnisse der beiden Leistungsklassen in der USV-Anwendung

		Isentrop	Isotherm
75 kW	Dauer für das Ausspeichern	26 s	28 s
	Gesamtwirkungsgrad	84,0 %	84,5 %
200 kW	Dauer für das Ausspeichern	9 s	10 s
	Gesamtwirkungsgrad	79,1 %	80,0 %

5 Evaluierung und Schlussfolgerungen

5.1 Systemwirkungsgrad

In der Simulation wurden Variantenstudien zum Einsatz des HDS-Systems in charakteristischen Anwendungsfällen untersucht. Die Obergrenze für den Gesamtwirkungsgrad des Speichersystems von rund 65 % ergibt sich dabei aus den maximalen Wirkungsgraden der Elemente der Energieumwandlungskette sowie der Tatsache, dass diese Kette zweimal durchlaufen werden muss.

$$\eta_{\text{Speichersystem}} = \eta_{\text{Einspeichern}} * \eta_{\text{Ausspeichern}} = 65,21\% \quad \text{Formel 19}$$

$$\eta_{\text{Ein/Ausspeichern}} = \eta_{\text{E_Maschine}} * \eta_{\text{H_Maschine}} * \eta_{\text{Gasspeicher}} = 80,75\% \quad \text{Formel 20}$$

$$\eta_{\text{E_Maschine}} = \eta_{\text{Elektromotor}} * \eta_{\text{Frequenzrichter}} = 85\% \quad \text{Formel 21}$$

$$\eta_{\text{H_Maschine}} = 95\% \quad \text{Formel 22}$$

$$\eta_{\text{Gasspeicher}} = \eta_{\text{Kolbenspeicher}} * \eta_{\text{Gasfeder}} = 100\% \quad \text{Formel 23}$$

Der Wirkungsgrad des Kolbenspeichers und der Gasfeder musste mit 100 % angenommen werden, da eine belastbare Aussage dazu im Rahmen dieser einjährigen Sondierung nicht machbar war. Zweifellos wird diese Komponente des Speichersystems jedoch noch weitere Verluste verursachen und der maximal mögliche Systemwirkungsgrad dadurch verringert.

Die Ergebnisse der Einzelsimulationen für die bedarfsgerechte Speicherdimensionierung zum Einsatz in Gebäuden sind in Tabelle 5-1 zusammengefasst.

Tabelle 5-1: Zusammenfassung der Simulationsergebnisse für die bedarfsgerechte Speicherdimensionierung

		Einsparungs- potential		Wirkungsgrad		Eigenverbrauchs- anteil		Autarkiegrad	
		Isentrop	Isotherm	Isentrop	Isotherm	Isentrop	Isotherm	Isentrop	Isotherm
Haushalt klein	Konstant- maschine	10,4%	10,9%	37,0%	35,8%	64,9%	68,7%	42,8%	43,7%
	variable Maschine	21,0%	23,8%	55,2%	56,2%	63,9%	67,0%	48,5%	50,6%
Wohnhaus	Konstant- maschine	24,0%	27,9%	46,7%	50,4%	81,6%	82,7%	54,4%	56,7%
	variable Maschine	25,4%	29,6%	48,8%	53,3%	80,8%	81,3%	55,0%	57,4%
Bürogebäude	Konstant- maschine	19,1%	22,6%	50,5%	55,6%	76,8%	77,2%	59,2%	60,9%
	variable Maschine	22,1%	24,7%	56,1%	59,8%	76,1%	76,6%	60,4%	61,7%

Es ist zu erkennen, dass mit dem Einsatz einer variablen Hydraulikmaschine in der aktuellen Zusammenstellung des HDS-Systems eine gute Annäherung an den maximal möglichen Wirkungsgrad machbar ist. Mit einem gut dimensionierten System lassen sich bei aktuellen Strompreisen in dieser Systembetrachtung bis zu 30 % der Stromkosten einsparen. Nimmt man das Zukunftsszenario als Referenzannahme für die Strompreisgestaltung, so lassen sich die Stromkosten um bis zu 38 % verringern. Der erzielbare Wirkungsgrad des Speichereinsatzes hängt stark von der Grundlast der Verbraucher im Gebäude ab. Bei höheren Grundlasten kann mit einer Effizienz von rund 60 % im Jahresmittel gerechnet werden.

5.2 Wirtschaftlichkeit

Die Kostenbetrachtung für den Anwendungsfall des HDS-Systems als Tagesspeicher zur Zwischenspeicherung von erneuerbarer Energie hat unterschiedliche Aspekte aufgezeigt. Die Recherche zu den Kosten der Einzelkomponenten hat ergeben, dass die Bauteile, welche maßgeblich die Speicherkapazität des Systems beeinflussen (Gasspeicher/-flaschen, Kolben-/ Blasenspeicher, Zubehör) den bestimmenden Kostenanteil bilden. Gründe dafür sind unter anderem, dass Kolbenspeicher gute Oberflächen und kleine Toleranzen an Zylinder-Innenwand und Kolben erfordern oder hochdruckführende Bauteile mit einem großen Sicherheitsfaktor ausgeführt werden müssen.

Die Kosten der Komponenten, welche die Speicherleistung bestimmen (Hydraulikmaschine, E-Maschine, Frequenzumrichter) machen bei den Photovoltaik-Speicheranwendungen einen deutlich geringeren Teil der Gesamtkosten aus. Bei vorgegebener Sollkapazität können durch Wahl des Volumenfaktors v_k Bauraum und Gesamtkosten des Systems beeinflusst werden.

$$v_k = \frac{V_{\text{Öl}}}{V_{\text{Gas}}} = \frac{V_{\text{Kolbenspeicher}}}{V_{\text{Gasspeicher}}} \quad \text{Formel 24}$$

Abb. 57 zeigt den Zusammenhang von Kosten, Nettovolumen und Volumenfaktor für die Variante 5 kWh Speicherkapazität und 5,5 kW Speicherleistung. Es ist ersichtlich, dass das Kostenminimum aufgrund des geringeren Preises für den Gasspeicher gegenüber dem Ölspeicher bei kleineren Volumenfaktor-Werten liegt. Die volumenoptimale Variante würde dagegen etwas höhere Volumenfaktoren ergeben. Bei einem Gesamtvolumen von rund 1.400 l entfallen dabei rund 900 l auf den Ölspeicher (Ölreservoir und Kolbenspeicher). Bei noch höheren Volumenfaktoren steigen die Kosten stark an, wobei der Kolbenspeicher dabei den maßgeblichen Kostenfaktor darstellt.

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

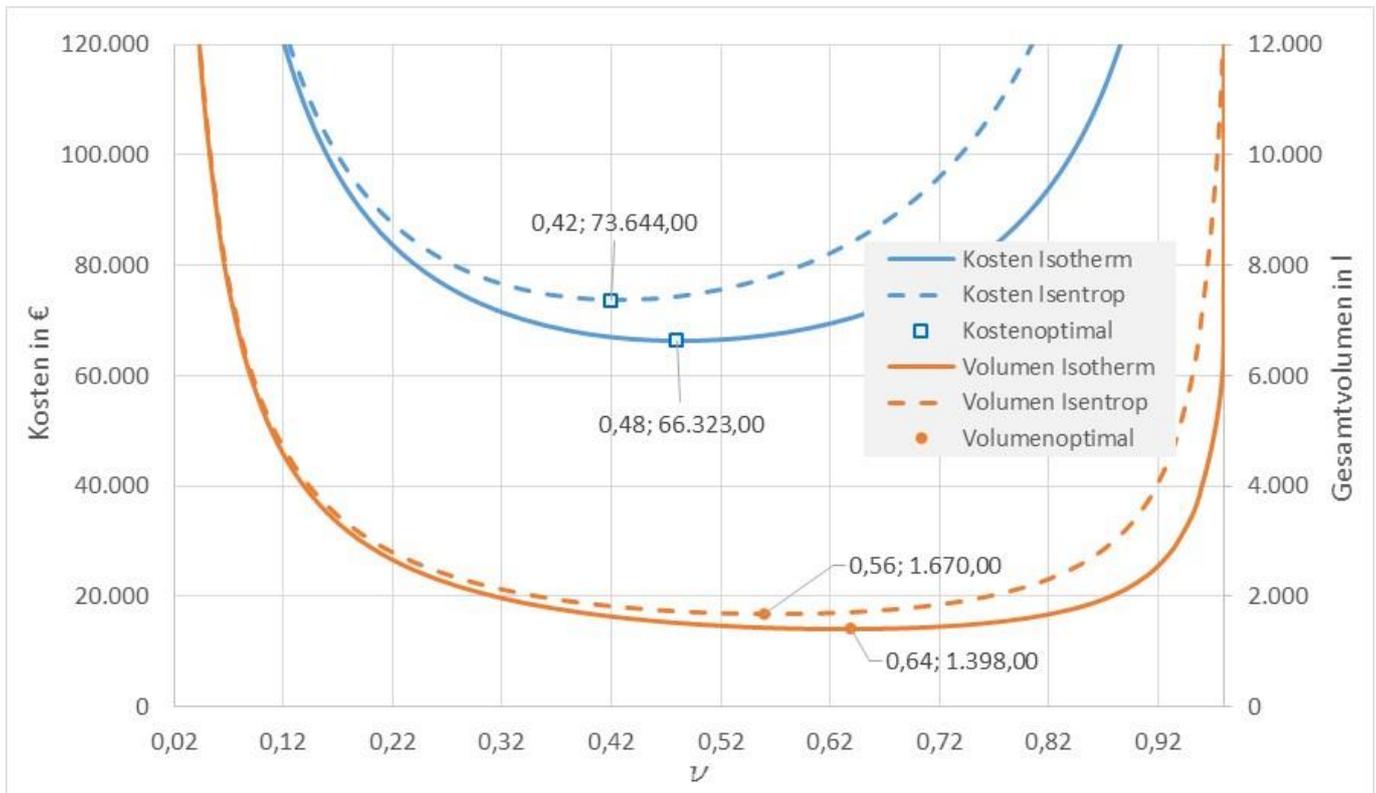


Abb. 57: Zusammenhang von Kosten, Nettovolumen und Volumenfaktor für die Speichervariante 5 kWh / 5,5 kW

Tabelle 5-2: Kostenfaktoren für die Berechnung des Zusammenhangs Kosten, Nettovolumen und Volumenfaktor

Gasspeicherregister komplett 350 bar	20 €/l	Preisangebot Hersteller
Kolbenspeicher 350 bar	47 €/l	Preisangebot Hersteller
Stahltank Öl	4 €/l	Katalogpreis
Ölwanne für Stahltank	5,7 €/l	Katalogpreis
Hydrauliköl	1,65 €/l	Katalogpreis
Verrohrung Öl	150 €	Schätzung
E-Maschine 5,5kW	1.310 €	Katalogpreis
Frequenzumrichter	1.670 €	Katalogpreis
Axialkolbenmaschine variabel	5.104 €	Katalogpreis
Fixkosten gesamt	8.234 €	
Gesamtkosten (kostenoptimiert, isotherm)	66.323 €	
Anteil Speicherleistung	12,4%	
Anteil Speicherkapazität	87,6%	

Die für diese Berechnung angenommenen einzelnen Kostenfaktoren sind in Tabelle 5-2 aufgelistet. Zu erkennen ist, dass die Gesamtsumme der Fixkosten, welche zum größten Teil den Komponenten für die Speicherleistung entsprechen, mit 8.234 € bzw. 12,4 % nur einen geringen Anteil an den Gesamtsystemkosten ausmachen. Der restliche Kostenanteil entfällt auf die Komponenten zur Bereitstellung der Speicherkapazität.

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Die Recherche zeigt auf, dass Hochdruck-Komponenten in Pneumatik und Hydraulik aufgrund der hohen Anforderungen an Material und Verarbeitung hohe Kosten, großes Volumen sowie Gewicht aufweisen. Eine Steigerung des Systemdrucks zur Erhöhung von Energieinhalt und Energiedichte bewirkt eine weitere starke Kostensteigerung der druckbeaufschlagten Systemkomponenten, weshalb dies nicht als sinnvoller Lösungsweg angesehen werden kann. Der Einsatz von Faserverbundwerkstoffen zeigt viel Potential für eine Drucksteigerung bei Senkung des Gewichts, jedoch ist die Verwendbarkeit dieses Materials aus Kostengründen auch weitgehend auszuschließen. Andere Wege zur Steigerung der Energiekapazität werden in den nachfolgenden Abschnitten diskutiert. Im Bereich der Gasspeicher nennt eine in der Recherche gefundene Veröffentlichung einen prognostizierten Einkaufspreis von 2 €/l für die Gasspeicher-Komponenten (Cyphelly, Rufer, Brückmann, Menhardt, & Reller, 2004). Dies würde den Preis für die Speicherkomponenten reduzieren, sowie das Kostenminimum weiter in Richtung kleiner Ölmengen und größerem Gesamtvolumen verschieben, siehe Abb. 58. Diese Prognoseaussage konnte jedoch nach eingehender Recherche am europäischen Markt nicht bestätigt werden.

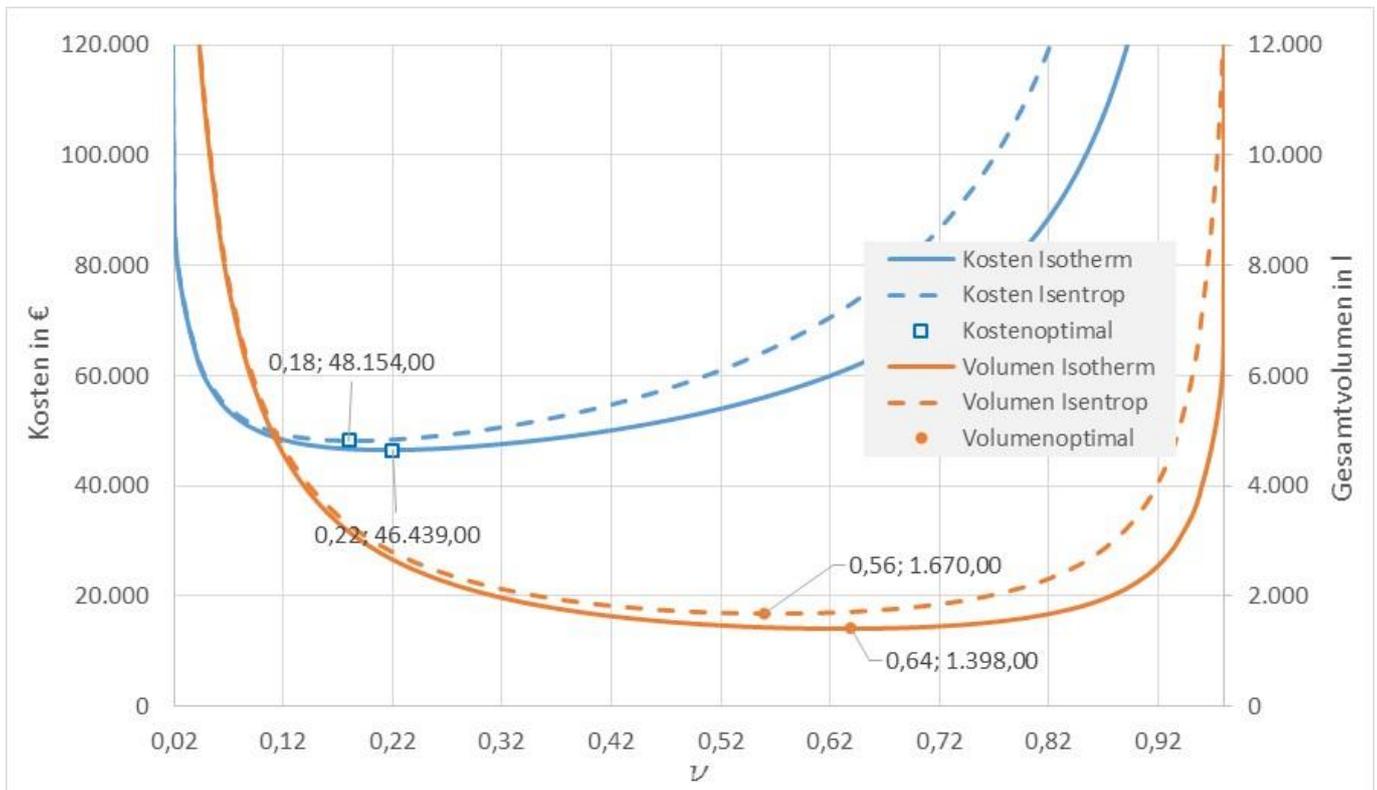


Abb. 58: Zusammenhang von Kosten, Nettovolumen und Volumenfaktor für die Speichervariante 5 kWh / 5,5 kW – Kosten Gasspeicherregister 2 €/l

Der in der Berechnung verwendete Wert von 20 €/l stammt aus den direkten Angaben der Verkaufsabteilung eines Herstellers für Speicherstationen in Druckgasanlagen. Die Anfrage wurde dabei als wissenschaftliche Einrichtung gestellt und nicht als Großkunde mit entsprechenden Stückzahlen. Richtwerte für Großkundenpreise werden nicht angegeben und meistens direkt bei Abschluss des Zuliefervertrags ausgehandelt. Es kann angenommen werden, dass deutlich günstigere Preise im Einkauf für eine Serienfertigung möglich sind. Des Weiteren können die Herstellungskosten für die Speicherstation bei reinem Zukauf der Gasflaschen sowie des Rohmaterials und des Zubehörs, sicherlich noch deutlich gesenkt werden.

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Wie gezeigt wurde, müssen die Systemkomponenten entsprechend groß dimensioniert werden, um eine ausreichende Speicherkapazität für die vorgesehenen Anwendungsfälle zu erreichen. Dies erhöht die Systemkosten im hier untersuchten HDS-System Design massiv und schließt einen wirtschaftlichen Einsatz dadurch aus. Auch wenn angenommen werden kann, dass in einer Serienfertigung des Speichersystems Kostenreduktionen im Bereich von 60 – 80 % zur aktuellen Kostenaufstellung im Konzeptentwurf möglich sein können, ist ein wirtschaftlicher Einsatz als Tagesspeicher noch außer Reichweite. Unterschiedliche Lösungsansätze für diese Problemstellung werden im Folgenden noch diskutiert.

Die Berechnung der Kosten je nutzbarer Kilowattstunde über eine angenommene Lebensdauer von 90 Jahren ist in Tabelle 5-3 für das Szenario „Haushalt klein“ angegeben. Die verwendeten Kostenannahmen für den Preis des HDS-Systems wurden aus der Kostenaufstellung für den Konzeptentwurf entnommen. Über die Recherche der Systemkomponenten konnten die notwendigen Serviceintervalle und -umfänge für das System, und somit die Servicekosten abgeschätzt werden. Die Installationskosten wurden mit 15 % der Systemkosten pauschal angenommen. Für den Einsatz eines Speichers im betrachteten Szenario kann im Durchschnitt von einem Vollzyklus pro Tag ausgegangen werden. Servicezeiten werden mit 5 Tagen pro Jahr abgeschätzt. Mit einem Energieinhalt von 4,91 kWh und einem Gesamtwirkungsgrad von 56,2 % kann über die Lebensdauer von 90 Jahren eine Energiemenge von rund 89.400 kWh aus dem Speicher nutzbar bezogen werden. Daraus ergeben sich spezifische Speicherkosten über die angenommene Lebensdauer von 1,031 €/kWh.

Tabelle 5-3: Lebensdauererkmale für den Entwurf des HDS-Systems im Szenario „Haushalt klein“

Lebensdauer	90 Jahre
Preis HDS-System	65.280 €
Servicekosten	17.060 €
Kosten Installation	9.800 €
Gesamtkosten	92.140 €
Kosten pro Speicherinhalt	18.760 €/kWh
Gesamtzyklen über Lebensdauer	32.400
Eingespeicherte Energiemenge über Lebensdauer	159.084 kWh
Wirkungsgrad	56,2 %
Ausgespeicherte Energiemenge über Lebensdauer	89.405 kWh
Kosten je kWh über Lebensdauer	1,031 €/kWh

Wird nun ein im Handel verfügbarer Li-Ion Heimspeicher dieser Betrachtung unterzogen, so ergeben sich Werte wie sie in Tabelle 5-4 aufgeführt sind. Als Batteriespeicher wird die *Tesla Power Wall 6.4* der Firma Tesla und als Batteriewechselrichter der *Sunny Boy Storage 2.5* der Firma SMA heran gezogen. Die Daten entstammen den Angaben von Hersteller und Vertrieb (SEC SolarEnergyConsult, 2016). Um die Lebensdauerrechnung vergleichbar zu machen, wird hier ebenfalls mit einer Lebensdauer von 90 Jahren gerechnet. In dieser Zeitspanne muss der Batteriespeicher inklusive Batteriewechselrichter dreimal getauscht werden. Die Servicekosten für Installation und Tausch werden pauschal mit 15 % der

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Systemkosten angenommen. Daraus ergeben sich spezifische Speicherkosten über die angenommene Lebensdauer von 0,127 €/kWh.

Tabelle 5-4: Lebensdauerkosten für einen Li-Ion Heimspeicher im Szenario „Haushalt klein“

Lebensdauer	90 Jahre
Preis Batteriespeicher + Wechselrichter	5.090 €
Servicekosten	17.561 €
Kosten Installation	764 €
Gesamtkosten	23.414 €
Kosten pro Speicherinhalt	3.658 €/kWh
Gesamtzyklen über Lebensdauer	32.400
Eingespeicherte Energiemenge über Lebensdauer	207.360 kWh
Wirkungsgrad	88,9 %
Ausgespeicherte Energiemenge über Lebensdauer	184.328 kWh
Kosten je kWh über Lebensdauer	0,127 €/kWh

Durch diese Gegenüberstellung wird klar, dass selbst bei der Betrachtung von sehr langen Lebensdauern, welche den bedeutendsten Vorteil der Druckgasspeicher-Technologie darstellt, eine Konkurrenzfähigkeit des HDS-Konzeptes nicht gegeben ist. Es müsste eine Kostenreduktion in der Serienherstellung von rund 90 % erreicht werden, um im Segment der Heimspeicher mit elektrochemischen Speichern Schritt halten zu können. Dies zeigt, dass mit dem aktuellen Konzept des HDS-Systems eine Markteinführung nicht denkbar erscheint. Aus diesem Grund wurde keine weiterführende Recherche zum Marktpotential der HDS-Speichertechnologie im Bereich der dezentralen Speicheranwendungen durchgeführt.

5.3 Kostenoptimierung von Speicherkomponenten

Ein Ansatz zur Senkung der Kosten für die Speicherkomponenten wäre, diese durch günstigere Bauteillösungen zu ersetzen, oder ein Systemdesign zu entwickeln, in dem auf einen Kolbenspeicher verzichtet werden kann.

Um den Kolbenspeicher zur Gänze zu ersetzen, werden Konstruktionen ohne Trennung von Gas und Flüssigkeit verfolgt, welche als Liquid-Piston-Systeme bezeichnet werden. Dabei haben die Hydraulikflüssigkeit und das Arbeitsgas direkten Kontakt zueinander. Wird das Hydrauliköl zur Aufladung in den Gasspeicher gefördert, steigt der Druck von Öl und Gas gleichermaßen an und der eingespeicherte Energieinhalt nimmt zu. Bei steigendem Druck erhöht sich jedoch die Absorptionsfähigkeit von Gasen in der Flüssigkeit (Findeisen, 2006). Das gelöste Gasvolumen liegt dann je nach Hydraulikflüssigkeit, Gas und Systemdruck bei deutlich über 10 %. Das Gas liegt in der Flüssigkeit als echte Lösung vor und wird bei Entladung des Speichers mit dem Öl durch die Hydraulikmaschine expandiert, wo es aufgrund der fallenden Absorptionsfähigkeit wieder gasförmig wird. Die Folge sind Probleme in den Maschinenteilen (Oxidation, Kavitation, Temperaturerhöhung, Leistungsverlust, Lärm, etc.) sowie Schaum im Hydrauliköl,

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

da die Luftblasen eine gewisse Zeitdauer benötigen, um aus dem Öl entweichen zu können. Ein Maß für die Geschwindigkeit der Luftabscheidung von Gasen in Flüssigkeiten ist das Luftabscheidevermögen. Vor allem jedoch bedeutet ein Transport von Arbeitsgas aus einem geschlossenen System einen Verlust von großen Mengen davon aus dem Speichervolumen, welches nach kurzer Betriebszeit des Speichers wieder aufgefüllt werden müsste. Gezeigt wurde dieses Problem an einem Versuchsaufbau zu einem Druckgasspeicher mit Liquid-Piston. Aufgrund der beschriebenen Probleme ist ein Betrieb ohne Trennelement zwischen Flüssigkeit und Gas nur bedingt sinnvoll oder erfordert ein Speicherdesign mit einem offenen Gassystem, wodurch der Gasverlust kein Problem darstellen würden.

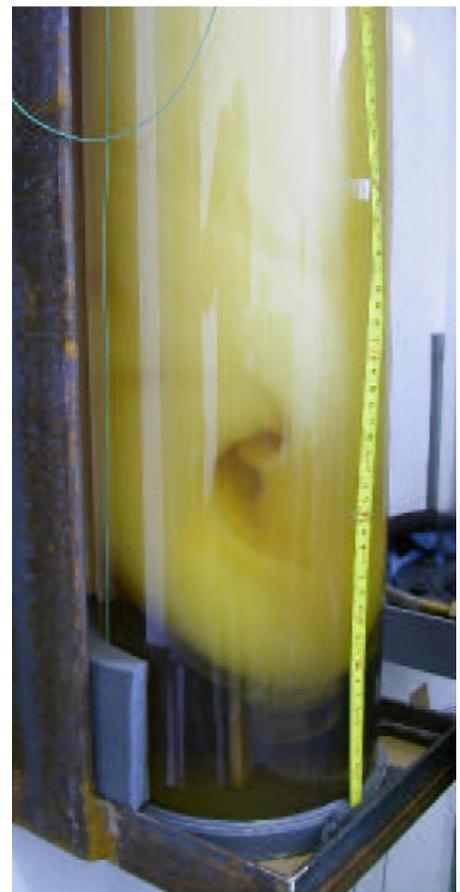


Abb. 59: Versuchsaufbau Druckgasspeicher mit Liquid-Piston (links) und Schaumbildung im Hydrauliköl nach der Expansion (rechts) (Olm, 2004)

Ein weiterer Ansatz die Kosten für den Kolbenspeicher zu senken ist, diesen mit alternativen Materialien im Eigenbau herzustellen. Druckbehälterstahl ist von den Materialkosten sowie dem Herstellungsaufwand in der Anwendung bei Kolbenspeichern nicht zwingend optimal verwendbar. Ein Einsatz von Faserverbundmaterialien wie Glasfaser- oder Kohlefaserverbund kann hier deutliche Vorteile bringen (Schürmann, 2007). Bei der Wicklung eines Faserverbundrohres übernimmt der Werkstoff die Oberflächengüte der Form auf die er gewickelt wurde. Eine hohe Oberflächengüte muss daher nur für die einmalige Herstellung im Formenbau gewährleistet werden. Gewickelte Faserverbundrohre für unterschiedliche Beanspruchungen sind Stand der Technik und können ohne großen Kostenaufwand entwickelt werden. Eine Herausforderung, die dabei gelöst werden muss, ist den Zylinder zu verschließen und dadurch einen Druckbehälter zu erzeugen. Lösungsansätze dazu wurden bereits veröffentlicht

(Täubner, 2005) (Schulz & Schürmann, 2006). Die Entwicklungskosten für einen solchen Kolbenspeicher sind deutlich höher als bei konventionellen Materialien, die Herstellungskosten für die Serienproduktion könnten jedoch deutlich günstiger sein.

5.4 Energiedichte und Bauraum

Wie zuvor aufgezeigt wurde, sind für das im HDS-System angewandte Design relativ große Druck-Volumen-Produkte nötig, um sinnvolle Speicherkapazitäten zu erreichen. Als Beispiel dazu ist die Speicherstation für den Anwendungsfall im Mehrparteienwohnhaus schematisch in Abb. 60 dargestellt. In der Skizze sind die zur Speicherung von Gas und Flüssigkeit nötigen Gasflaschen und Kolbenspeicher inklusive Rahmen dargestellt. Zusätzlich wird noch Platz für die Antriebseinheit und das Ölreservoir inkl. Auffangbecken benötigt. Systeme zur Übertragung der Prozesswärme nach außen oder in einen Wärmespeicher sind in dieser Betrachtung nicht berücksichtigt.

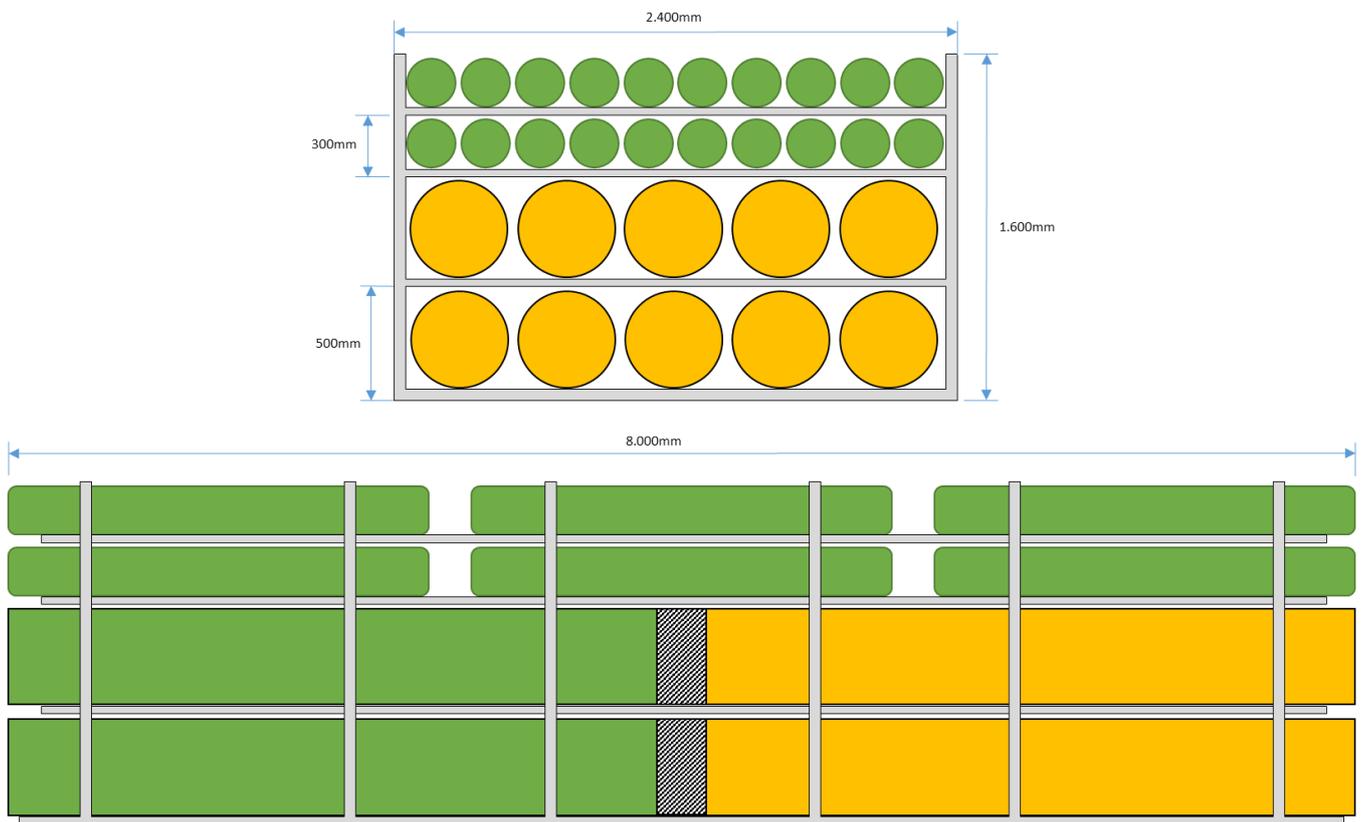


Abb. 60: Schematische Skizze der Speicherstation im Anwendungsfall Mehrparteienwohnhaus

5.4.1 Einsatz kondensierbarer Gase

Im Folgenden werden technologische Möglichkeiten diskutiert, um die Kapazität signifikant zu erhöhen und damit Wettbewerbsfähigkeit zu schaffen.

Eine deutliche Steigerung der Volumenänderungsarbeit ist möglich, wenn das Gas bei konstantem Maximaldruck gehalten werden kann. Dafür eignen sich Gase mit hohem kritischem Druck, wie z.B. Kohlendioxid, Ammoniak, Schwefeldioxid, Distickstoffoxid oder Wasserdampf. In einem Zylinder befindet

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

sich dann sowohl Flüssigkeit als auch Gas desselben Stoffes im Gleichgewicht. Wird das Volumen verringert, gehen Moleküle vom gasförmigen in den flüssigen Zustand über, was bewirkt, dass sich der Systemdruck über weite Bereiche nur wenig ändert. Ein solches System wurde bereits in einer Patentschrift veröffentlicht (Stuttgart, DE Patentnr. DE102013202294A1, 2014), siehe Abb. 61. In Abb. 62 ist der Druckverlauf eines konventionellen Druckspeichers und eines Speichers mit kondensierbarem Gas bei Volumenänderung dargestellt.

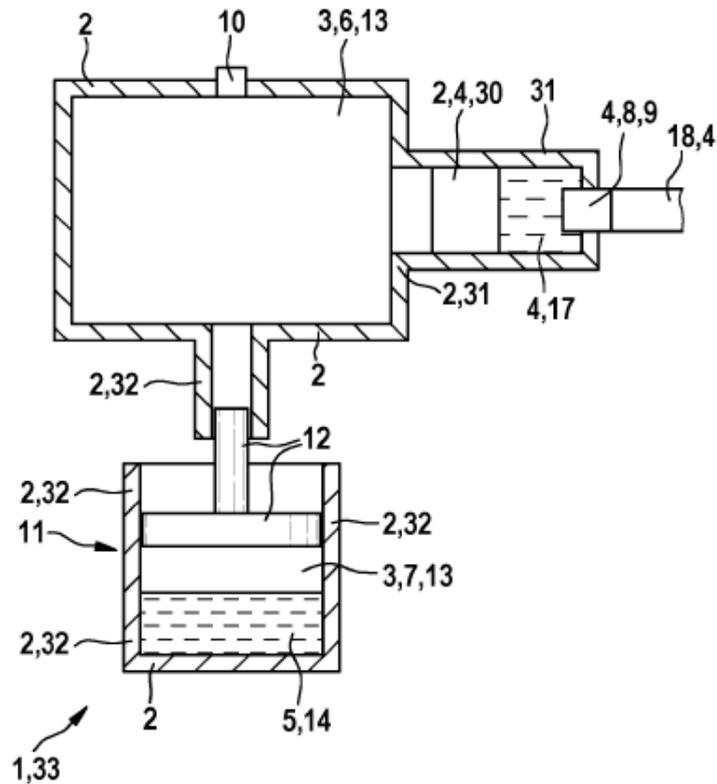


Abb. 61: Prinzipskizze eines Energiespeichers mit kondensierbarem Gas und Druckübersetzer (Stuttgart, DE Patentnr. DE102013202294A1, 2014)

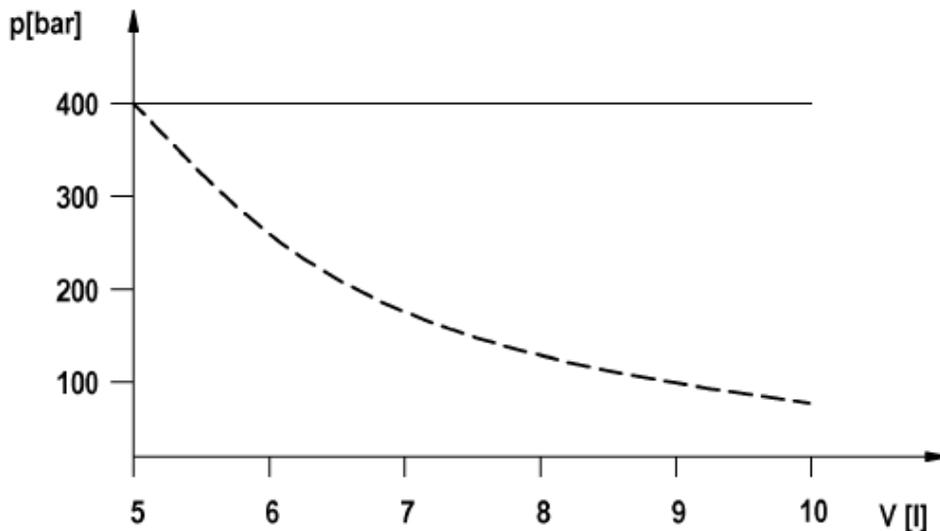


Abb. 62: Druckverlauf eines konventionellen Druckspeichers (strichliert) und eines Speichers mit kondensierbarem Gas (durchgezogen) bei Volumenänderung (Stuttgart, DE Patentnr. DE102013202294A1, 2014)

5.4.2 Offene Systeme

Das bisher betrachtete Gas-Speichersystem stellt ein geschlossenes thermodynamisches System dar, es fließen also keine Gas-Stoffströme in die Umgebung oder von dieser in das System. Die Gasmasse bleibt dabei, bei Vernachlässigung von Undichtheiten, konstant. Dadurch wird der betrachtete Speicher zu einem *Einhub-System*. Die gesamte Volumenänderungsarbeit wird in einem Hub des Kolbenspeichers verrichtet, wobei der Kolben durch das Öl vom einen zum anderen Totpunkt bewegt wird und somit das Gas komprimiert, siehe Abb. 63. Ob das Volumen auf viele kleinere Zylinder aufgeteilt wird, oder in einem Großen Platz findet, ist dabei irrelevant.

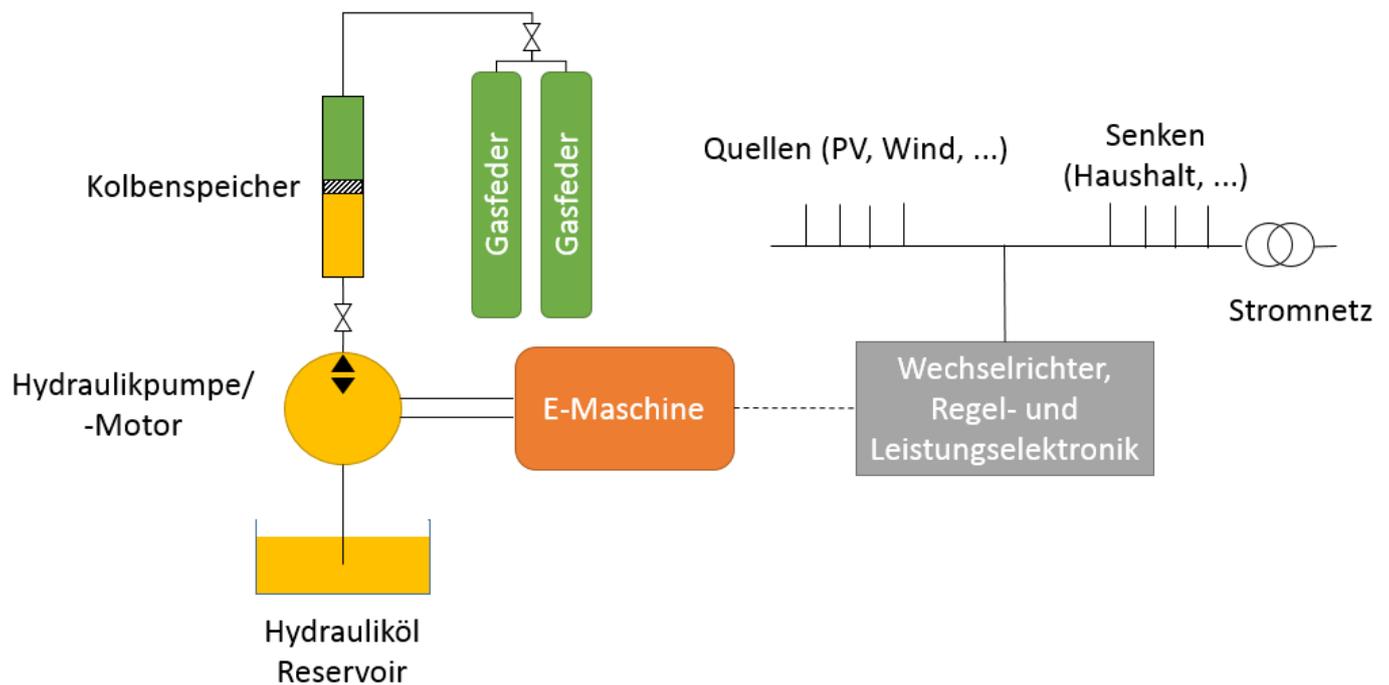


Abb. 63: Gasspeicher ausgeführt als geschlossenes System

Bei Verwendung eines offenen Gassystems kann hingegen Masse von Umgebungszustand in das System eingebracht werden. Für einen einzelnen Hub ergibt sich durch den geringen Anfangsdruck ein geringer Arbeitsaufwand. Wird der Hub jedoch mehrmals ausgeführt, so kann mit jedem Zyklus eine gewisse Druckerhöhung erreicht und in Summe wieder eine ausreichende Energiemenge eingespeichert werden. Dieser Prozess entspricht im Prinzip einem Kolbenkompressor und lässt sich zumindest theoretisch gleich reversieren wie das betrachtete Einhubsystem. Das Arbeitsprinzip ist in Abb. 64 illustriert. Durch die Anordnung von zwei Zylindern kann jeweils ein Zylinder immer die Gasverdichtung ausführen, während der andere gegen Umgebungsdruck expandiert. Es sind auch Ausführungen mit mehreren parallel oder seriell geschalteten Zylindern denkbar.

Solche Systeme werden seit einigen Jahren untersucht, beispielsweise von (Lemofouet & Rufer, 2006). Der prinzipielle Aufbau dieses Systems ist in Abb. 65 dargestellt. Als Arbeitsgas wird hierbei Umgebungsluft verwendet, die durch einen Schalldämpfer angesaugt bzw. ausgestoßen wird. Es ist ersichtlich, dass mehrere Ventile zur Steuerung des Prozesses notwendig sind. Auch die meisten anderen Systemkomponenten müssen aufwändig gestaltet werden. Aufgrund der großen Druckdifferenz von rund 350 bar und hohen geforderten Zyklusgeschwindigkeit zum Erreichen der geforderten Leistung bleibt

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

kaum Zeit für einen Temperaturengleich des Gases mit der Umgebung. Bei dem somit gegebenen annähernd adiabaten Prozess würden sich deutliche Temperaturerhöhungen im Gas ergeben, was bei anschließender Abkühlung Energieverluste verursacht. Deshalb müssen Wärmetauscher vorgesehen werden, die diesen Temperaturengleich während des Verdichtungs- oder Expansionsvorganges sicherstellen, um somit einen möglichst isothermen Prozess zu erreichen. Eine entsprechende Wärmetauscheranordnung ist in Abb. 65 (1L/R, 2L/R, 3L/R) ersichtlich. Die Wärme wird erst vom Gas an die Hydraulikflüssigkeit abgegeben (1L/R; 2L/R), von wo aus ein weiterer Luft/Öl-Wärmetauscher(3L/R) sie an die Umgebung abführt.

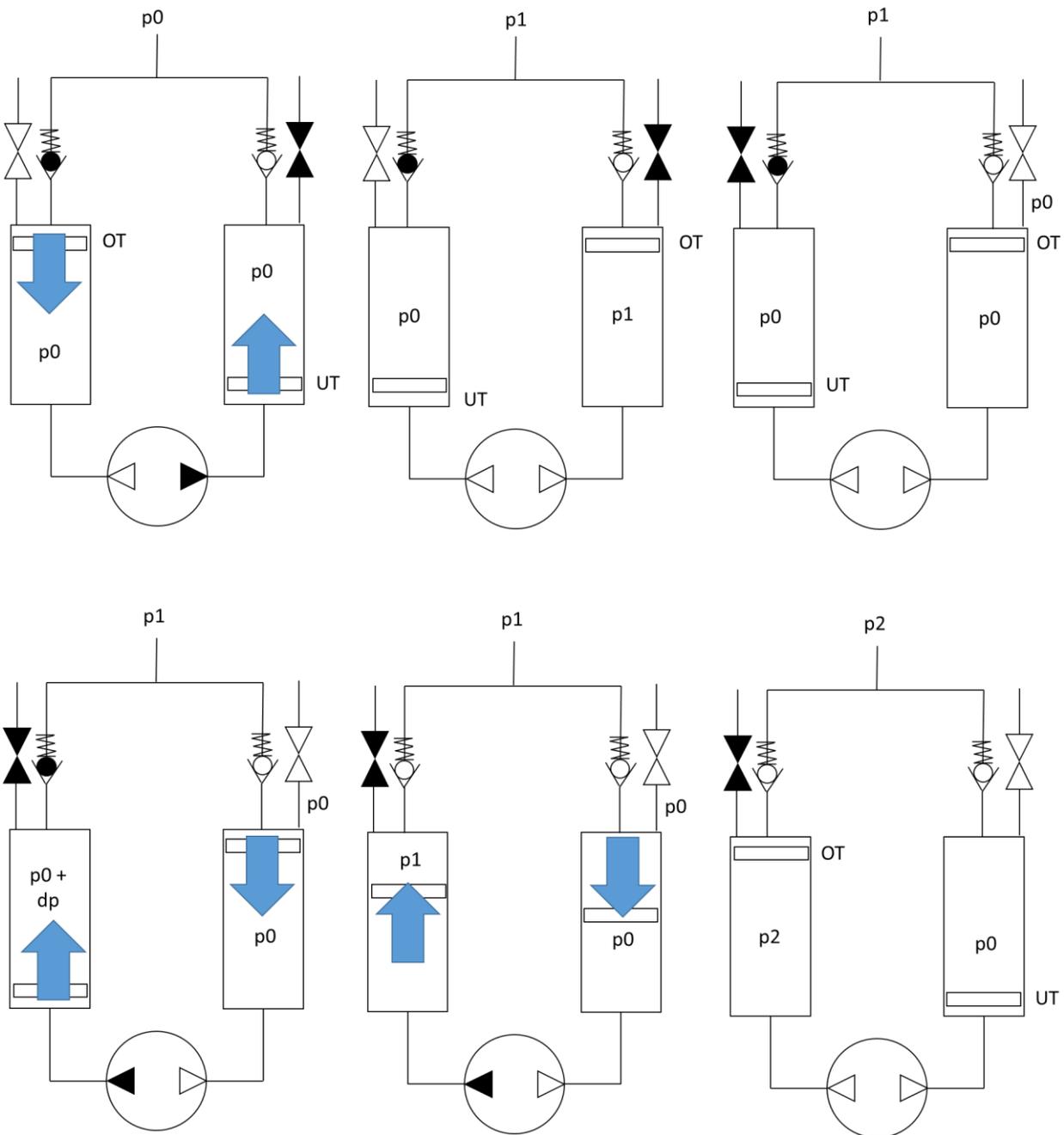


Abb. 64: Arbeitsprinzip Zweikolbensystem

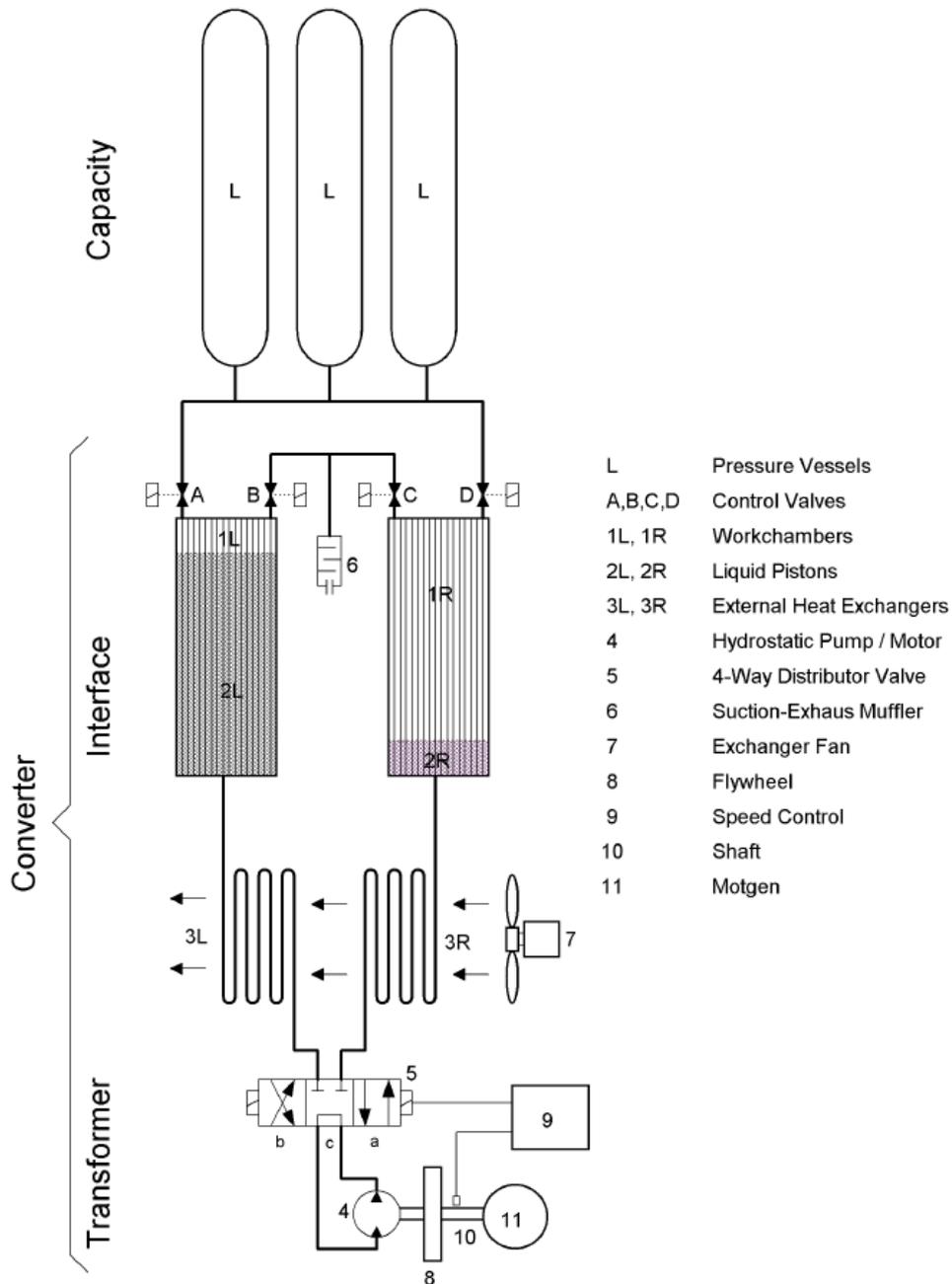


Abb. 65: Aufbau Mehrkolbensystems mit Wärmetauscher (Cyphelly, Rufer, Brückmann, Menhardt, & Reller, 2004)

5.5 Wärme Zu- und Abfuhr im isothermen Prozess

Soll für einen isothermen Prozess die Kompressionswärme aus dem Gas in die Hydraulikflüssigkeit übergeleitet werden, ist eine entsprechende Gestaltung der Gas/Öl-Wärmetauscher notwendig. Neben der gasdichten Trennung der Medien, müssen diese Eigenschaften wie geringe Reibungsverluste und große Oberflächen erfüllen.

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

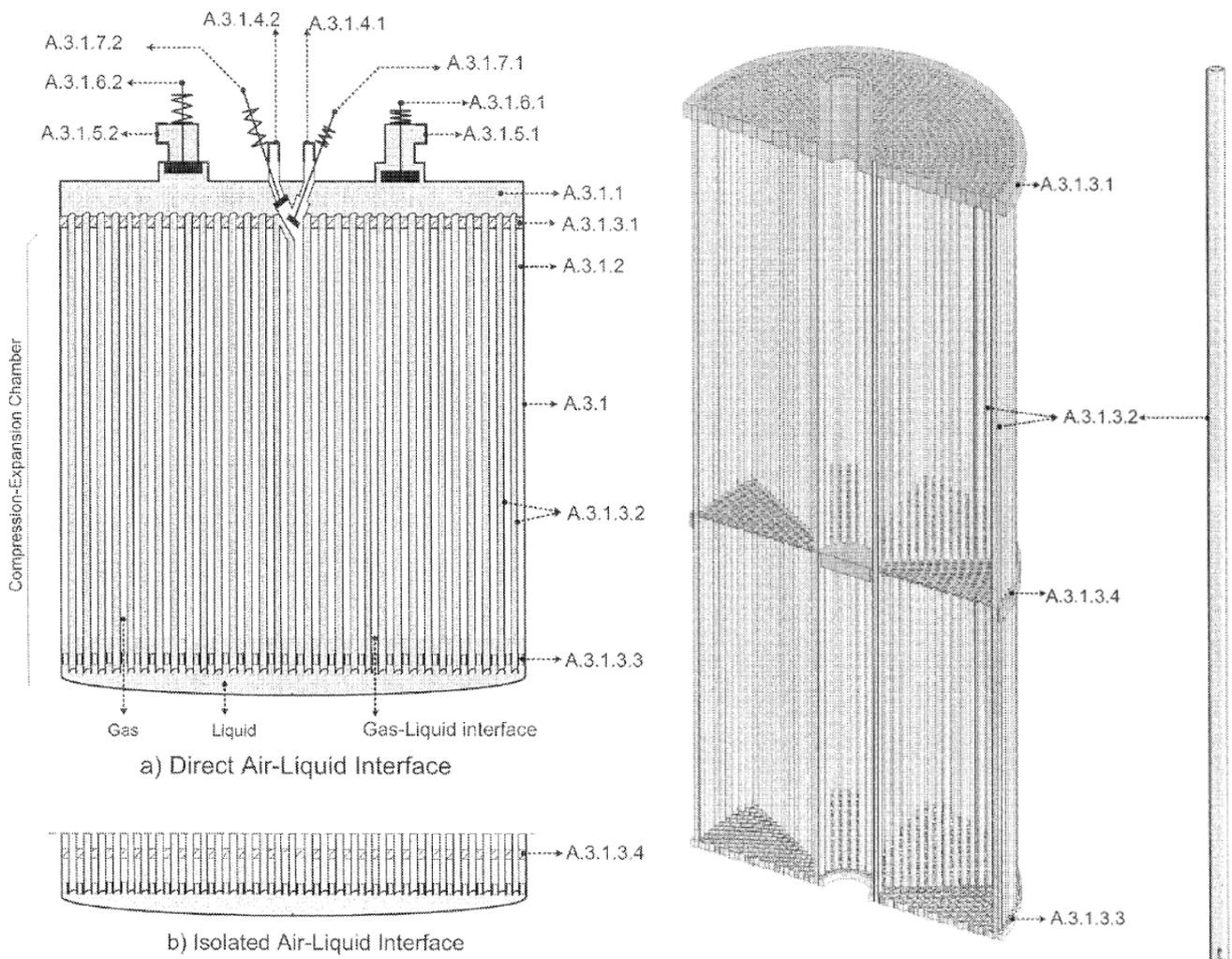


Abb. 66: Skizze Wärmetauscher Speichergas-Hydraulikflüssigkeit (Lausanne (CH) Patentnr. US 8,567,183 B2, 2013)

Von Lemofouet und Rufer (Lausanne (CH) Patentnr. US 8,567,183 B2, 2013) wurden mehrere Systeme entworfen, bei denen der Wärmetauscher in den Kolbenverdichter integriert ist. Zur Erhöhung der wirksamen Oberfläche wird die Hydraulikflüssigkeit durch viele Leitungen kleineren Querschnittes geführt, was die Reynolds-Zahl und damit die Wärmeübergangszahl, sowie die wirksame Oberfläche erhöht. Die Phasentrennung wird entweder als direkte Kontaktfläche zwischen Gas und Flüssigkeit, oder aber mittels Platte isoliert ausgeführt, siehe Abb. 66.

Als Gemeinsamkeit haben die meisten dieser Ansätze, dass der Kolbenspeicher an Komplexität zunimmt und die Trennung der Medien erschwert oder gar unmöglich wird. Auch die Herstellbarkeit ist ein Problem, da sich die komplizierten Geometrien nur schwer mit den Dichtheitsanforderungen vereinbaren lassen. Es wurden in der Recherche keine Veröffentlichungen zu einer Umsetzung gefunden, die die Anforderungen des Prozesses erfüllen und gleichzeitig einen hohen, quasi-isothermen Wirkungsgrad liefern kann. Abb. 67 zeigt die Eigenschaften des Wärmetauschers aufgrund unterschiedlicher Kolbenformen, aufgetragen über den Polytropenexponenten von 1,4 = isentrop bis 1 = isotherm.

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

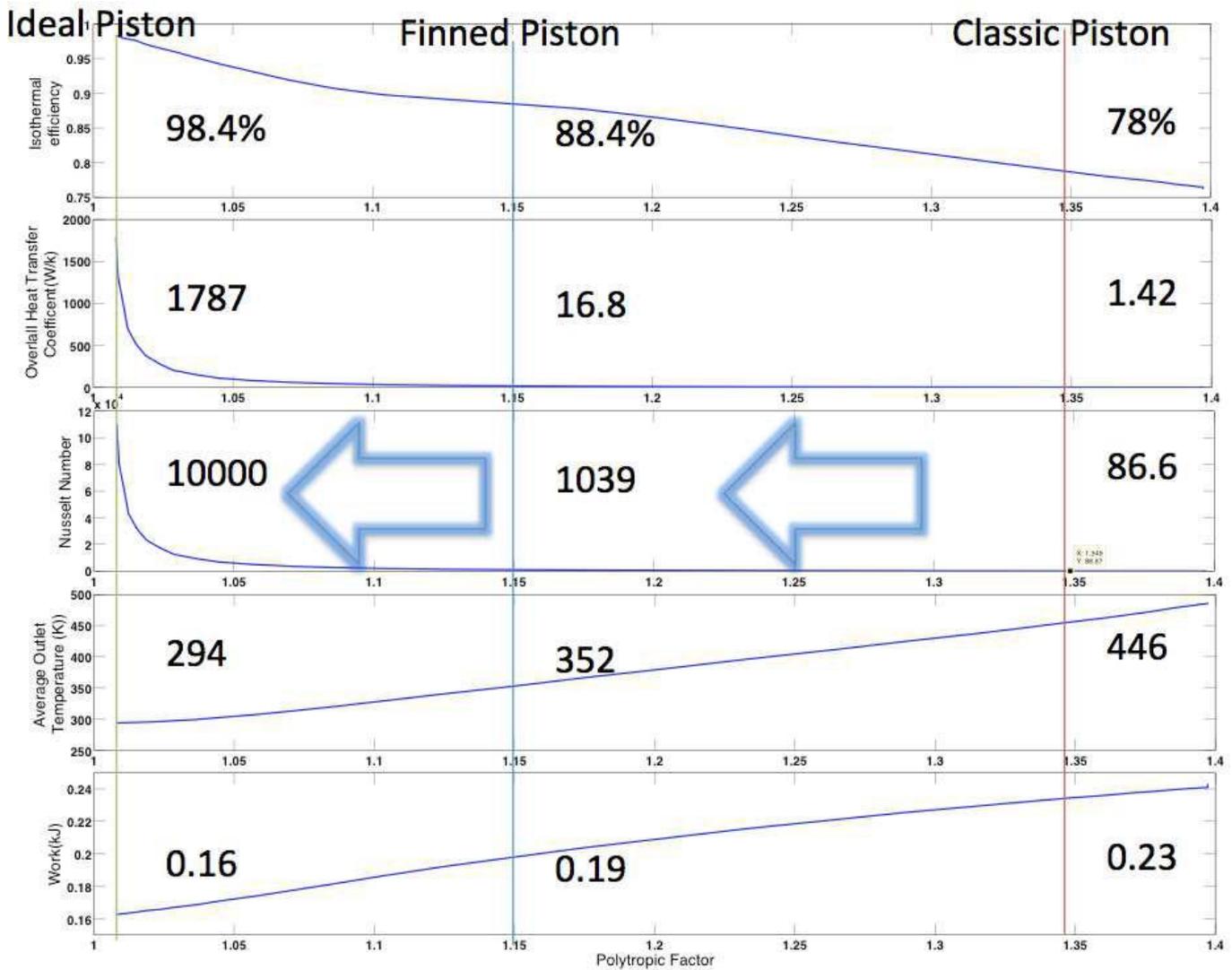


Abb. 67: Eigenschaften des Wärmetauschers aufgrund unterschiedlicher Kolbenformen aufgetragen über den Polytropenexponenten (Award Energy Research GmbH ; iC Ces GesmbH; EPFL, 2013)

5.6 Hybridisierung

Eine Möglichkeit zur Verbesserung des Gesamtwirkungsgrades über die Lastpunktverschiebung besteht neben der verstellbaren Hydraulikeinheit in der Hybridisierung des Antriebssystems. Ziel ist es, die elektrischen und hydraulischen Komponenten bei Drehzahlen nahe ihres Wirkungsgradmaximums zu betreiben. Da bei gegebenem Druck auch das Drehmoment feststeht, sofern keine Hydraulikmaschine mit veränderlichem Hubvolumen verwendet wird, wird die Ein- oder Ausspeicherleistung im wirkungsgradoptimalen Betriebspunkt nicht immer der vom Hausnetz geforderten Leistung entsprechen. Es kann jedoch ein zweites Speichersystem eingesetzt werden, das die Differenzenergie abnimmt oder zuspeist. Des Weiteren können Betriebspunkte bei kleiner Leistung und sehr schlechtem Wirkungsgrad direkt über das Sekundärsystem bearbeitet werden. Dazu sind konventionelle elektrochemische oder elektrische Akkumulatoren wie z.B. Bleispeicher oder Superkondensatoren sowie kleine Schwungradspeicher gut einsetzbar. Ein Nachteil dieser Strategie liegt in der verlängerten

Wirkungsgradkette, die den Nutzen der Hybridisierung wieder zunichtemachen kann, und der Erhöhung der Systemkosten, die eine Wirtschaftlichkeit des Gesamtsystems verhindern kann. Die Funktion eines Systems mit Superkondensatoren konnte von Lemofouet und Rufer (Lausanne (CH) Patentnr. US 8,567,183 B2, 2013) am Prüfstand validiert werden, jedoch sind derzeit keine Informationen zu erfolgreich betriebenen Full-Scale-Anlagen verfügbar.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Das in diesem Bericht vorgestellte Projekt *HD-Store* beschäftigte sich mit der technologischen und wirtschaftlichen Machbarkeit von dezentralen, mechanischen Stromspeichern auf Basis von Druckgas. Dabei wurden nicht nur die Einzelkomponenten und deren Zusammenstellung zu einem Speichersystem betrachtet, sondern auch die wirtschaftlichen Möglichkeiten des Systemansatzes als Bewertungskriterium definiert.

Als Ansatz dafür wurde eine Systemzusammenstellung aus Groß- und Kleinserienkomponenten zur Kombination von hydraulischem Verdichter und Gasfeder als Energiespeicher in adiabater sowie isothermer Betriebsweise gewählt. Dabei wurde zu Beginn des Projektes ein Simulationsmodell zum Einsatz von Stromspeichern in übergeordneten Netzen im Simulationstool Matlab-Simulink erarbeitet. Aus realen Verbrauchsdaten von Haushalten, Bürogebäuden und Gewerbebetrieben sowie gemessenen Erzeugungsdaten von unterschiedlichen Photovoltaik Anlagen wurden Lastkollektive zur Speicherbeaufschlagung ermittelt, welche die Einsatzrandbedingungen für das Speichersystem darstellen. Darauf aufbauend wurden im Anschluss geeignete Systemkomponenten definiert, welche als Variation von Gesamtsystemen diese Einsatzanforderungen erfüllen können. In einem Verfeinerungsschritt des Simulationsmodelles wurde die Abbildung der Energiewandlung im Speicher über Wirkungsgradketten und -kennfelder sowie die Modellierung der Gasfeder über ein thermodynamisches Modell durchgeführt. Durch eine Parameterstudie zur Verbesserung von Wirkungsgrad, Energiedichte und Systemkosten erfolgte eine Identifikation und Lösungsfindung für technologische und wirtschaftliche Problemstellungen in den Gesamtsystemzusammenstellungen.

Für die Einzelkomponenten der Systemvarianten wurden mögliche Technologvarianten gesammelt und in Bewertungsmatrizen gegenüber gestellt. Dadurch war es möglich, für spezifische Einsatzbedingungen die notwendigen Eigenschaften der Baugruppen gezielt auszuwählen. Der Antriebstrang des Speichers wurde aus einem elektrischen und einem hydraulischen Teilsystem aufgebaut. Für den elektrischen Bereich besteht vor allem bei der E-Maschine eine umfangreiche Auswahlmöglichkeit in Bauweise, Eigenschaften und Kosten. Umrichteroptimierte, synchrone Reluktanzmaschinen oder Kurzschlussläufer-Asynchronmaschinen sind für ein HDS-System sinnvoll einsetzbar, wobei im Konzeptentwurf aus Kostengründen eine Asynchronmaschine eingesetzt wurde. Frequenzumrichter sind ebenfalls in unterschiedlichen Bauweisen verfügbar, rückspeisefähige Frequenzumrichter werden aktuell jedoch erst ab 5,5 kW Leistung angeboten. Daraus folgt die Vorgabe der minimalen Antriebsleistung des Speichers.

Im Bereich der hydraulischen Maschine sind unterschiedliche Bauarten verfügbar, wobei ein für eine ausreichende Speicherdichte notwendiges Druckniveau durch Axialkolbenpumpen aus der Großserie erreicht werden kann. Als Gasfeder zur Speicherung der potentiellen Energie dienen Standard-

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Druckgasflaschen bis 350 bar Einsatzdruck. Eine bedeutende Komponente des Speichersystems stellt das Interface zwischen Hydraulik- und Gasbereich dar. Dazu können unterschiedliche Verfahren zur Verdichtung des Gases angewandt werden, wobei im vorliegenden System eine Kolbenspeicherlösung als zielführend erachtet wurde. Als Ergebnis aus der Betrachtung der Komponenten in Kombination mit den definierten Einsatzrandbedingungen wurden mehrere Gesamtsystemvarianten erarbeitet. Über die Speichereinsatzsimulation konnten deren technologische sowie wirtschaftliche Eigenschaften beschrieben und verglichen werden. Eine Parameterstudie der Systemkosten brachte Aufschlüsse über die optimale Systemauslegung sowie die bedeutendsten wirtschaftlichen Einflussgrößen in der Systemzusammenstellung.

Es konnte gezeigt werden, dass eine Zusammenstellung eines HDS-Systems aus Serienbauteilen grundsätzlich möglich ist. Einige der Komponenten sind technologisch ausgereift und in einem wirtschaftlich sinnvollen Preisbereich am Markt verfügbar. Jedoch wird ein weiterer Forschungs- und Entwicklungsbedarf in der Speicherstation des HDS-Systems gesehen. Die aktuell sehr hohen Kosten für Kolbenspeicher machen einen wirtschaftlichen Einsatz von im Handel verfügbaren Bauteilen nicht möglich. Auch das Kostenniveau der Standard-Druckgasflaschen befindet sich in unwirtschaftlichen Bereichen. In der Recherche konnten neue Ansätze zur kostengünstigen Serienfertigung dieser Komponenten aus Faserverbundwerkstoff gefunden werden. Entsprechende Produkte sind jedoch noch nicht im Handel verfügbar und müssen erst zur Serienreife gebracht werden.

Der grundsätzliche Nachteil der geringen Speicherdichte von Druckgasspeichern wird in stationären Anwendungen im Gegensatz zu mobilen Einsatzgebieten als weniger kritisch angesehen. HDS-Systeme mit adäquaten Speicherkapazitäten für den Einsatz als Tagesspeicher in Gebäuden haben trotz alledem einen nicht zu vernachlässigenden Platzbedarf. Es wurden daher auch unterschiedlichen Möglichkeiten zur Verbesserung der Speicherdichte diskutiert, jedoch befinden sich alle gefundenen Technologievarianten außerhalb der Serienreife. Der Einsatz dieser Technologieoptionen bringt daher weiteren F&E Bedarf mit sich. Um das in diesem Projekt zusammen gestellte HDS-System zur Umsetzung zu bringen, wird eine konkrete Nischenanwendung, nämlich die USV-Systeme, als ein mögliches Einsatzgebiet erachtet. Hydraulische Druckgasspeicher weisen spezifischen Eigenschaften auf, die in dieser Anwendung deutliche Vorteile gegenüber chemischen Speichern aufweisen können. Die in diesem Projekt ermittelten Grundlagen zu einem HDS-System bieten eine solide Basis für ein weiterführendes Forschungsprojekt zur Entwicklung eines entsprechenden Speichersystems zur Anwendung in USV-Systemen. Die Weiterentwicklung der Hochdruckkomponenten über Faserverbundwerkstoffe kann ebenfalls als Forschungsfeld empfohlen werden.

7 Literaturverzeichnis

- Bundesministerium für Wirtschaft und Arbeit. (2004). *Druckgeräteüberwachungsverordnung - DGÜW-V*. Österreich: Bundesgesetzblatt für die Republik Österreich.
- 4ward Energy Research GmbH ; iC Ces GesmbH; EPFL. (2013). *STOR-E: Advanced Electrical Storage Facilities to become Economically and Environmentally*. Österreich: Forschungsförderungsgesellschaft FFG.
- ABB. (2016). *IE4 SynRM motor-drive packages*. (ABB Asea Brown Boveri Ltd, Herausgeber) Abgerufen am 02 2016 von <http://new.abb.com/motors-generators/iec-low-voltage-motors/frequency-controlled-motors/synchronous-reluctance-motor-drive-packages/ie4-synrm-motor-drive-packages>
- ARGE solar4.alpin. (2002). *Alpiner Stützpunkt Schiestlhaus am Hochschwab*. Wien, Österreich: ARGE solar4.alpin.
- Barunovic, R. (2014). *Stuttgart, DE Patentnr. DE102013202294A1*.
- Bauer Kompressoren GmbH. (10 2015). *Hochdruck Speichersysteme*. Von <http://www.bauer-kompressoren.de/de/produkte/industrie/speichersysteme/> abgerufen
- Bayer, G., Sturm, T., & Steininger, M. (2014). *Energieflüsse in Bürogebäuden - (NEWID - IST)*. Wien, Österreich: ÖGUT.
- Bosch Rexroth AG. (2012). *Axialkolben-Konstantmotor A2FM Datenblatt*. Elchingen, Deutschland: Bosch Rexroth AG.
- Brosch, P. F., & Kluger, R. (05 2013). *Die Hochwirkungsgrad-Alternative zum Asynchronmotor*. (V. B. Media, Herausgeber) Abgerufen am 10 2015 von [elektrotechnik: http://www.elektrotechnik.vogel.de/die-hochwirkungsgrad-alternative-zum-asynchronmotor-a-403655/](http://www.elektrotechnik.vogel.de/die-hochwirkungsgrad-alternative-zum-asynchronmotor-a-403655/)
- Bundesanstalt Statistik Österreich. (2015). *WOHNEN 2015, Mikrozensus - Wohnungserhebung und EU-SILC*. Wien, Österreich: Bundesanstalt Statistik Österreich. Abgerufen am 12 2015 von https://www.statistik.at/web_de/statistiken/menschen_und_gesellschaft/wohnen/index.html
- CAEStorage GmbH. (09 2015). *CAEStorage - Compressed Air Energy Storage*. Von <http://www.caestorage.de/> abgerufen
- Cyphelly, I., Rufer, A., Brückmann, P., Menhardt, W., & Reller, A. (2004). *Usage of Compressed Air Storage Systems*. Les Brenets: Swiss Federal Office of Energy.
- Dötsch, C., Budt, M., Wolf, D., & Kanngießner, A. (11 2012). *Adiabates Niedertemperatur-Druckluftspeicherkraftwerk zur Unterstützung der Netzintegration von Windenergie. Abschlussbericht*. Oberhausen, Deutschland: Fraunhofer UMSICHT.

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

- E-Control. (2014). Statistikbroschüre 2014. Wien, Österreich: Energie-Control Austria.
- E-Control. (2015). Ökostrombericht 2015. Wien, Österreich: Energie-Control Austria.
- E-Control. (12 2015a). Strompreismonitor Dezember 2015. *Strompreise in Österreich*. Wien, Österreich: Energie-Control Austria. Von <https://www.e-control.at/konsumenten/strom/strompreis/strompreis-monitor/strompreis-monitor-archiv> abgerufen
- Edtmayer, H., Nacht, T., & Tragner, M. (11 2015). *Auf Druckluft basierende Stromspeicher und deren Einsatzmöglichkeiten*, 45-52. Pinkafeld , Österreich: Fachhochschulen Burgenland GmbH.
- Enairys Powertech S.A. (09 2015). *Enairys Powertech Clean energy storage solutions*. Von <http://www.enairys.com/en/> abgerufen
- FCCC. (12 2015). *Adoption of the paris agreement*. Paris, Frankreich: United Nations - Framework Convention on Climate Change.
- Fechner, H. (01 2014). Netzintegration – aktueller Stand der Smart Grids Diskussion aus dem PV Blickwinkel. *SONNENSYMPOSIUM – Fachsymposium für Photovoltaik und Solarthermie*. Graz, Österreich.
- Findeisen, D. (2006). *Ölhydraulik - Handbuch für hydrostatische Leistungsübertragung in der Fluidtechnik*. Berlin Heidelberg: Springer Vieweg.
- Gloor, R. (28. 01 2015). *Energie.ch*. Von <http://www.energie.ch/antriebsvergleich> abgerufen
- Grandall, D. R. (2010). *The Performance and Efficiency of Hydraulic Pumps and Motors*. Minnesota: University Of Minnesota.
- Haberkorn GmbH. (11 2015). *Haberkorn Online Shop*. Von <https://shop.haberkorn.com/hydrauliksystemekomponenten/aggregate/aggregatebauteile/49867-stahl-oelbehaelter-cf-cfp/4> abgerufen
- Hitzinger GmbH. (2015). *ONLINE USV ANLAGE*. Abgerufen am 10 2015 von Hitzinger USV-Anlagen: <http://www.hitzinger.at/de/produkte/online-usv-anlage>
- HYDAC Technology GmbH. (2015). *Hydro-Kolbenspeicher Standardausführung*. Sulzbach/Saar, Deutschland: HYDAC Technology GmbH.
- Kanngiesser, A., Wolf, D., Schinz, S., & Frey, H. (02 2011). Optimierte Netz- und Marktintegration von Windenergie und Photovoltaik durch Einsatz von Energiespeichern. *7. Internationale Energiewirtschaftstagung (IEWT) Wien*. Wien, Österreich: TU Wien, Institut für Energiesysteme und Elektrische Antriebe.
- Klima- und Energiefonds. (06 2016). *Abschlussbericht der Speicherinitiative Startphase*. Wien, Österreich: Klima- und Energiefonds. Von www.speicherinitiative.at abgerufen
- Lemofouet, S., & Rufer, A. (2005). Hybrid Energy Storage Systems based on Compressed Air and

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

- Supercapacitors with Maximum Efficiency Point Tracking. *European Power Electronics And Drives Association*. Dresden: EPE.
- Lemofouet, S., & Rufer, A. (08 2006). A Hybrid Energy Storage System Based on Compressed Air and Supercapacitors With Maximum Efficiency Point Tracking (MEPT). *IEEE TRANSACTIONS ON INDUSTRIAL ELECTRONICS*, 53, 1105-1115.
- Lemofouet, S., & Rufer, A. (29. 10 2013). *Lausanne (CH) Patentnr. US 8,567,183 B2*.
- Liebherr-Werk Nenzing GmbH. (2014). *Liebherr Pactronic Hybrid Power Booster*. Nenzing, Österreich: Liebherr-International Deutschland GmbH.
- Mercateo Austria GmbH. (11 2015a). *mercateo Die Beschaffungsplattform für Geschäftskunden*, 1. Von [https://www.mercateo.at/p/2314H-R902215441\(2d\)MR/A2FM5_60W_VBB030.html?viewOptions=secureMode.1&ViewName=majorcustomer.leid_61228374_at~secureMode&afterLogin=1](https://www.mercateo.at/p/2314H-R902215441(2d)MR/A2FM5_60W_VBB030.html?viewOptions=secureMode.1&ViewName=majorcustomer.leid_61228374_at~secureMode&afterLogin=1) abgerufen
- Mercateo Austria GmbH. (11 2015b). *mercateo Die Beschaffungsplattform für Geschäftskunden*, 2. Von https://www.mercateo.at/p/725-808060/Merc_HLP_46_20_Liter_Hydraulikoel.html?ViewName=majorcustomer.leid_61228374_at~secureMode&quantity=1 abgerufen
- Mohsen Saadat, F. A. (2014). *Modeling and control of an open accumulator Compressed Air Energy*. Minnesota, USA: Elsevier.
- Olm, U. (05 2004). Planung, Aufbau und Konstruktion einer Druckgasspeicheranlage mit anschließender Funktionsprüfung und Optimierung des Arbeitsregimes. *Diplomarbeit*. Roßlau, Deutschland: Hochschule Anhalt (FH) Hochschule für angewandte Wissenschaften.
- Parker Hannifin Corporation . (2013). *Hydraulic Pump Division Product Range - HY28-2673-01/HPD/US*. Marysville, USA: Parker Hannifin Corporation Hydraulics Pump Division.
- Parker Hannifin Corporation. (2013). *Parker RunWise Advanced Series Hybrid Drive*. Columbus, USA: Parker Hannifin Corporation.
- Pucker, J., & Jungmeier, G. (01 2014). Energiesysteme und Speichertechnologien. *SONNENSYMPOSIUM – Fachsymposium für Photovoltaik und Solarthermie*. Graz, Österreich.
- PV-Austria. (01 2016). *PV-Strom verkaufen: PVA-Plattform für Überschuss-Einspeiser*. (Bundesverband PHOTOVOLTAIC AUSTRIA) Von Photovoltaik - Strom verkaufen: <http://www.pvaustria.at/strom-verkaufen/> abgerufen
- Renz, K., Vogl, K.-H., & Brand, M. (09 2010). Hydraulischer Energiespeicher für hydrostatische Fahrtriebe. *ATZ offhighway*, 62-70.
- Roth Hydraulics GmbH. (2010). *BSD Kolbenspeicher-Anlagen*. Deutschland: Roth Hydraulics GmbH.

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Abgerufen am 09 2015 von <http://www.roth-hydraulics.de/de/1527.htm>

Roton PowerSystems GmbH. (2015). *Die ROTON PowerSystems Produktpalette*. Abgerufen am 10 2015 von Roton PowerSystems Produkte: <https://www.roton-powersystems.de/produkte>

Rummich, E. (2009). *Energiespeicher*. Renningen, Deutschland: Expert-Verlag.

Salzburg AG. (2013). *Sonnenkraft, Strom und Wärme*. Salzburg, Österreich.

Schlesinger, M., Lindenberger, D., & Lutz, C. (2014). *Entwicklung der Energiemärkte - Energiereferenzprognose*. Basel/Köln/Osnabrück: Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie. Von <https://www.bmwi.de/BMWi/Redaktion/PDF/Publikationen/entwicklung-der-energiemaerkte-energiereferenzprognose-endbericht,property=pdf,bereich=bmwi2012,sprache=de,rwb=true.pdf> abgerufen

Schulz, M., & Schürmann, H. (03 2006). Faserverbund-Druckbehälter mit thermoplastischer Matrix. *Automobiltechnische Zeitschrift*, 108(03). doi:10.1007/BF03221778

Schürmann, H. (2007). *Konstruieren mit Faser-Kunststoff-Verbunden* (2.Auflage Ausg.). Darmstadt, Deutschland: Springer Berlin Heidelberg New York.

SEC SolarEnergyConsult. (09 2016). *Speicher*. Abgerufen am 09 2016 von photovoltaik4all.de: <http://www.photovoltaik4all.de/speicher>

Siemens AG. (2015). *Niederspannungs-Asynchronmotoren nach neuem Wirkungsgradstandard und neuen Effizienzklassen*. (Siemens AG Österreich, Herausgeber) Abgerufen am 08 2015 von Neue Energieeffizienzklassen auf einen Blick: https://www.cee.siemens.com/web/at/de/industry/ia_dt/produkte-loesungen/antriebstechnik/ie2-norm/pages/default.aspx

Siemens AG. (2015a). *Effizienzklassen für IEC Netzmotoren*. (Siemens AG Österreich, Herausgeber) Abgerufen am 08 2015 von Siemens Industry Mall: <http://www.industry.siemens.com/drives/global/de/motor/niederspannungsmotoren/effizienzklassen/seiten/netzmotoren.aspx>

Siemens AG. (2015b). *Effizienzklassen von Umrichtern und Antriebssystemen*. (Siemens AG Österreich, Herausgeber) Abgerufen am 08 2015 von Siemens Industry Mall: <http://www.industry.siemens.com/topics/global/de/energieeffiziente-produktion/gesetze-und-normen/seiten/effizienzklassen-umrichtern-antriebssystemen.aspx>

Siemens AG. (2015c). *SINAMICS G120 Power Module PM 250*. (Siemens AG Österreich, Herausgeber) Abgerufen am 11 2015 von Siemens Industry Mall: <https://mall.industry.siemens.com/mall/de/at/Catalog/Product/6SL3225-0BE25-5AA1>

Siemens AG. (2015d). *SIMOTICS GP-VSD10 IEC Niederspannungsmotor, ASM-KL*. (Siemens AG

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Österreich, Herausgeber) Abgerufen am 11. 2015 von Siemens Industry Mall:
<https://mall.industry.siemens.com/mall/de/at/Catalog/Product/1LE1092-1CB02-1AF4>

Statistik Austria. (2013). *Jahresstromverbrauch 2012 aller Haushalte*. Wien: Bundesanstalt Statistik Österreich.

Statistik Austria. (2015). *WOHNEN 2015, Mikrozensus - Wohnungserhebung und EU-SILC*. Wien: Bundesanstalt Statistik Österreich. Abgerufen am 12. 2015 von
https://www.statistik.at/web_de/statistiken/menschen_und_gesellschaft/wohnen/index.html

Sternner, M., & Stadler, I. (2014). *Energiespeicher*. Berlin: Springer Vieweg. doi:10.1007/978-3-642-37380-0

Täubner, F. (2005). *Druckgasspeicher als Alternative zur Bleibatterie*. Leipzig: Rosetta Technik GmbH.

Totschnig, G., Kann, A., Truhetz, H., Pfleger, M., Ottendörfer, W., & Schauer, G. (10. 2013). AutRES100 – Hochauflösende Modellierung des Stromsystems bei hohem erneuerbaren Anteil – Richtung 100% Erneuerbare in Österreich. *Neue Energien 2020, Publizierbarer Endbericht*. Wien, Österreich: Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft mbH (FFG).

Weninger, J., Tjaden, T., & Quaschnig, V. (01. 2014). Sizing and grid integration of residential PV battery systems. *8th International Renewable Energy Storage Conference and Exhibition, IRES 2013(46)*, 78-87. (E. Procedia, Hrsg.) Berlin, Deutschland: Elsevier. Abgerufen am 09. 2015 von
<http://www.sciencedirect.com/science/journal/18766102/46/supp/C>

Winkelmeier, H., Krenn, A., & Zimmer, F. (2014). *Das realisierbare Windpotential Österreichs für 2020 und 2030*. Friedburg, Österreich: ENERGIEWERKSTATT, Verein & Technisches Büro zur Förderung erneuerbarer Energie.

Energieforschungsprogramm – 01. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

8 Kontaktdaten

DI Dr. Hermann Edtmayer

4ward Energy Research GmbH

Reininghausstrasse 13a/EG/17, 8020 Graz

+43 664 889 29 638

hermann.edtmayer@4wardenergy.at

<http://www.4wardenergy.at>