

Hocheffizientes Druckluftspeicherkraftwerk mit Nutzung von Abwärme aus externen Quellen ohne Verwendung von Sondermaschinen

Dissertation

Vollversion, freigegeben ab 1.10.2018

zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor der Naturwissenschaften
(Dr. rer. nat.)



LEUPHANA
UNIVERSITÄT LÜNEBURG

an der **Leuphana Universität Lüneburg**
Fakultät **Nachhaltigkeit**
Institut für nachhaltige Chemie und Umweltchemie

vorgelegt von

Dipl.-Ing. Theo Tietjen
geb. am 05.08.1974

3. August 2013



LEUPHANA
UNIVERSITÄT LÜNEBURG

Erstgutachter: **Prof. Dr.-Ing. Wolfgang K. L. Ruck**

Zweitgutachter: **Prof. Dr. Gerhard Petersen**

Ich erkläre ausdrücklich, dass es sich bei dieser von mir eingereichten schriftlichen Arbeit um eine von mir selbstständig und ohne fremde Hilfe verfasste Arbeit handelt.

Theo Tietjen

Danksagung

Mein herzlicher Dank gilt meinem Doktorvater Herrn Prof. Dr.-Ing. Wolfgang Ruck, der mir die Erstellung dieser Arbeit ermöglicht, mir sein Vertrauen geschenkt und in konstruktiven Diskussionen meine Promotionszeit bereichert hat.

Herrn Prof. Dr. Gerhard Petersen vom Helmholtz-Zentrum in Geesthacht danke ich für die Übernahme des Co-Referats.

Besonderer Dank gebührt Herrn Dr. Oliver Opel für die freundliche fachliche und organisatorische Unterstützung während meiner Promotion.

Den Mitarbeitern des Teams „Thermische Batterie“ unter der Leitung von Dr. Thomas Schmidt danke ich herzlich für die fachliche Unterstützung zum Thema Chemische Wärmespeicher.

In dankbarer Erinnerung werde ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Hans-Jörg Barth († 2011) behalten, der mich stets ermutigte, das Thema Druckluftspeicher weiterzuverfolgen.

Für seine fundierte fachliche Unterstützung in der frühen Phase der Entwicklung danke ich Herrn Dr.-Ing. Bernd Benker.

Nicht zuletzt danke ich ganz besonders meinen Eltern und meiner Lebenspartnerin Sibylle Apel, die mir in den vergangenen Jahren den nötigen Rückhalt gegeben und so das Gelingen dieser Arbeit unterstützt haben.

Inhaltsverzeichnis

1. Problemstellung und Methodik der Arbeit.....	6
1.1 Problemstellung	6
1.2 Methodik der Arbeit	6
2. Zusammenfassung	8
3. Stand der Technik.....	10
3.1 Energiespeicher für eine nachhaltige Energiewende.....	10
3.2 Stand der Technik bei Druckluftspeichern	11
3.2.1 CAES.....	11
3.2.2 ACAES.....	12
3.2.3 AACAES	13
3.2.4 Weitere CAES Konzepte	14
3.3 Stand der Technik bei anderen Speichertechnologien.....	15
4. Erarbeitung und Bewertung von innovativen Druckluftspeicherkonzepten	18
4.1 Druckspeicher	18
4.1.1 Gleitdruckspeicher und Gleichdruckspeicher.....	19
4.1.2 Aufheizung und Abkühlung eines Gleitdruckspeichers	20
4.1.3 Druckbehälterbau	26
4.1.4 Kavernen als Druckspeicher.....	27
4.1.5 Andere potenzielle Druckspeicher	29
4.2 Wärmeübertragung, Wärmespeicher und Wärmepumpen	30
4.2.1 Wärmeübertragung in Kraft- und Arbeitsmaschinen.....	30
4.2.2 Flüssigkeits-Wärmespeicher	32
4.2.3 Feststoff-Wärmespeicher	33
4.2.4 Latente Wärmespeicher	36
4.2.5 Chemische Wärmespeicher	37
4.2.6 Verdampfermaschinen als Wärmepumpen.....	40
4.2.7 Stirlingmotor als Wärmepumpe.....	42
4.3 Potenzielle Wärmequellen	43
4.3.1 Wärme aus externen Quellen	43
4.3.2 BHKWs als Abwärmequellen.....	43
4.3.3 Industrielle Abwärme	45
4.4 Kompressions- und Expansionsmaschinen	46
4.4.1 Adiabate Kompression und Expansion.....	52
4.4.2 Isobarer Wärmeaustausch	55
4.4.3 Isotherme Kompression und Expansion	56
4.4.4 Angenähert isotherme Kompression für den Druckluftspeicher	57
4.4.5 Analyse der Stufenvariation bei Kompression und Expansion	62
4.4.6 Einfluss von Verlusten auf die Prozessführung.....	66
4.5 Alternativen zum AACAES.....	76
5. Ergebnisse mit neuen CAES-Prozessen	78
5.1 Prozess mit Abbruch der Expansion.....	78
5.2 Prozess mit Aufheizen vor Expansion	79
5.3 Prozess mit Zwischenerhitzen	82
5.4 Vergleich der verschiedenen Prozessführungen	84
6. Diskussion und Beispielanwendung	86

6.1	Druckspeicher	86
6.2	Wärmeübertragung, Wärmespeicher und Wärmepumpen	87
6.3	Kompressions- und Expansionsmaschinen	88
6.4	Auslegung der Beispielanlage.....	88
7.	Fazit und Ausblick	91
8.	Bewertung der Prozessberechnungen	92
8.1	Innere Kompression in Druckspeichern	92
8.2	Carnot-Wirkungsgrad als Vergleich für reale Prozesse	92
8.3	Simulink-Modell des Wärmespeichers.....	92
8.4	Leistungszahl von Wärmepumpen	93
8.5	Verlustlose thermodynamische Betrachtungen	93
8.6	Verlustbehaftete thermodynamische Betrachtungen	93
8.7	Auslegung der Beispielanlage.....	93
9.	Quellenverzeichnis	94
10.	Abbildungsverzeichnis	103
11.	Symbolverzeichnis.....	105
12.	Anhang.....	107

1. Problemstellung und Methodik der Arbeit

Die der Arbeit zugrundeliegende Problemstellung erfordert eine darauf abgestimmte Vorgehensweise, die an dieser Stelle erläutert wird.

1.1 Problemstellung

Wie können kurzfristig die für eine erfolgreiche Energiewende erforderlichen Energiespeicher (restriktiv Druckluftspeicher) für elektrischen Strom im mittleren Leistungsbereich und mit hoher Speichereffizienz realisiert werden?

Diese Problemstellung soll in dieser Arbeit mit der Entwicklung eines neuen Druckluftspeicherkonzepts zur Speicherung und Abgabe elektrischer Energie beantwortet werden. Eine zu den vorhandenen Technologien konkurrenzfähige Speichereffizienz ist das Ziel. Dabei ist der Einsatz von Sondermaschinen zu vermeiden und der Fokus auf marktverfügbare Maschinen- und Anlagenkomponenten im mittleren Leistungsbereich von bis zu wenigen MW zu legen. Gleichzeitig kommt Abwärme aus externen Quellen eine besondere Rolle als mögliche, zusätzliche Energiequelle zu. Eine Darstellung von alternativen Betriebsweisen und in Frage kommenden Schnittstellen in vorhandenen Energieversorgungsstrukturen mit Abwärmequellen anhand eines konkreten Beispiels soll die Brücke zu zukünftigen Untersuchungen schlagen.

1.2 Methodik der Arbeit

Die folgende Aufstellung beschreibt die Vorgehensweise bei der Erstellung dieser Arbeit. Die Abfolge der Kapitel stimmt nicht immer mit der Chronologie der tatsächlich erfolgten Arbeitsschritte überein. Die Struktur der Kapitel wurde so gewählt, dass nicht auf nachfolgende Kapitel verwiesen werden muss und immer auf bereits dargestellte Sachverhalte und Ergebnisse aufgebaut wird.

Zum Stand der Technik (Kapitel 3) werden als Einleitung der Arbeit die Probleme der Energiewende (Kapitel 3.1) kurz erläutert. Damit wird der Bedarf für Energiespeicher allgemein verdeutlicht, aber auch die Relevanz der Druckluftspeichertechnik hervorgehoben, die dieser Technologie von Experten beigemessen wird. Aus diesen einleitenden Ausführungen erschließt sich unter anderem die Problemstellung dieser Arbeit. Nachfolgend werden bekannte Druckluftspeicherkonzepte (Kapitel 3.2) vorgestellt, die heute oder zukünftig von Wichtigkeit sein könnten, um einen Überblick über diese Technik zu gewährleisten. Abschließend wird eine kurze Zusammenfassung über den Stand anderer Energiespeichertechniken (Kapitel 3.3) wiedergegeben, um die wesentlichen Eckdaten später mit der Druckluftspeichertechnik vergleichen zu können.

Die Erarbeitung von innovativen Druckluftspeicherprozessen (Kapitel 4) stellt den Kern dieser wissenschaftlichen Arbeit dar. Der Ausgangspunkt der Überlegungen ist die Entscheidung, welcher Basisprozess die beste Grundlage für einen neuen Druckluftspeicherprozess bieten kann und welche Einzelkomponenten für diesen Prozess relevant sind. Es erfolgt ein Überblick über den Stand der Technik der ersten Komponente, dem Druckspeicher (Kapitel 4.2). Die verschiedenen Problematiken unterschiedlicher Druckspeicher werden erörtert und bewertet. Berechnungen zu den Speichertemperaturen in Gleitdruckspeichern beantworten Fragestellungen zu sinnvollen Speicherdrücken, Speichergrößen und Grundbefüllungen. Probate sowie experimentelle Druckspeicher verschiedener Kapazitäten werden angesprochen. Die Wärmespeicherung und Wärmeübertragung (Kapitel 4.3) sind die nächsten Prozess-Komponenten, deren Stand der Technik dargestellt und bewertet wird. Neben den klassischen Rekuperatoren sind auch Regeneratoren und Wärmepumpen in die Betrachtungen eingeschlossen. Für

Feststoffspeicher werden die Ergebnisse einer Simulink-Simulation hinzugezogen, um die Eignung dieser Speicher für den Einsatz in Druckluftspeichern zu diskutieren. Außerdem erfolgt eine Erörterung von Wärmepumpen und chemischen Wärmespeichern als potentielle Komponenten in Druckluftprozessen. Eine Darstellung der quantitativen und qualitativen potenziellen Abwärmequellen (Kapitel 4.4) in Deutschland heute und in naher Zukunft knüpft daran an. Als letzte Komponente des Druckluftspeichers werden die verfügbaren Maschinen für Kompression und Expansion (Kapitel 4.5) sowie deren Betriebsgrenzen recherchiert und bewertet. Die adiabate und isobare Zustandsänderung bilden die Grundlage der Prozesse in einem Druckluftspeicher. Als zusammengesetzter Prozess aus diesen beiden Zustandsänderungen wird der angenähert isotherme Prozess betrachtet. In vereinfachten, verlustlosen Berechnungen ist der Einfluss von verschiedenen hohen Prozessstufenanzahlen unter Berücksichtigung von Temperaturen, Drücken und Wärmemengen zu untersuchen. Daraus können erste Schlüsse hin zu einem neuen Druckluftspeicherprozess erfolgen. Nachfolgend werden diese Modelle realitätsnäher formuliert und verlustbehaftet unter Berücksichtigung der Maschinenstufen von Turbomaschinen für weitere Berechnungen vorbereitet. Am Beispiel des einstufigen AACAES-Prozesses (Advanced Adiabatic Compressed Air Energy Storage) werden erste Kalkulationen mit diesem Berechnungsmodell erstellt. Ein alternativer Prozess mit exemplarischen zwei Stufen kann nun ebenfalls berechnet und dargestellt werden. Die sich daraus ergebenden Fragestellungen führen zu verschiedenen Lösungswegen hin zu neuen Druckluftspeicherprozessen.

Die gewonnenen Erkenntnisse aus den bisherigen Recherchen und Kalkulationen ermöglichen die realitätsnahe, verlustbehaftete Berechnung alternativer Druckluftspeicher-Prozesse (Kapitel 5). Verschiedene Varianten mit einer oder zwei Prozessstufen und unterschiedlichen Wärmezuführungen werden berechnet, bewertet und schließlich verglichen (Kapitel 5.4).

In der anschließenden Diskussion (Kapitel 6) werden die Ergebnisse aus Recherche und Berechnungen exemplarisch und verallgemeinernd an den Einzelkomponenten einer Beispiel-Druckluftspeicheranlage mit 1 MWh Speicherkapazität erörtert.

Das Fazit mit Ausblick (Kapitel 7) beinhaltet aus der Arbeit abgeleitete allgemeine Schlüsse. Dabei werden die Vorteile konsequenter Exergie- und Restwärmenutzung aufgeführt und beurteilt. Weitere sich aus dieser Arbeit ergebende Prozessvarianten werden kurz angesprochen und mögliche Potenziale im größeren und kleineren Leistungsbereich angerissen.

Die Zusammenfassung (Kapitel 2) beantwortet die Problemstellung der Arbeit und gibt weitere Antworten auf die wesentlichen Fragestellungen und Ergebnisse dieser Arbeit bezüglich Abwärmepotenzialen, Energiewende und Speicherproblematiken wieder.

2. Zusammenfassung

In dieser Arbeit wurden mehrere Druckluftspeicher-Prozesse ermittelt, die durch Zuführung von Abwärme aus externen Quellen in der Lage sind, elektrischen Strom hocheffizient zu speichern und wieder bereitzustellen.

Dabei sind vornehmlich Daten von Maschinen und Anlagenkomponenten verwendet worden, die aktuell am Markt verfügbar sind, so dass eine kurzfristige Umsetzung im Anlagenbau möglich ist. Als Ergebnis der Arbeit wird gezeigt, dass auch ohne Sondermaschinen die Speicherung und Bereitstellung von elektrischem Strom mit Druckluftspeichern bei guten bis sehr guten Effizienzwerten möglich ist. Dazu können heute ungenutzte Abwärmemengen, vorzugsweise bei hoher Temperatur, aus vielerorts verfügbaren externen Quellen in diesen auf dem AACAES (Advanced Adiabatic Compressed Air Energy Storage) basierenden Prozessen genutzt werden. Bereits mit der Abgasabwärme aus BHKWs (Blockheizkraftwerken) und Biogasanlagen können mehrstufige Druckluftspeicher mit Standardmaschinen konkurrenzfähige Effizienzwerte im Vergleich zu einstufigen AACAES-Konzepten mit Sondermaschinen bieten.

Mit den ermittelten Prozessen ist außerdem bereits heute der Bau von Druckluftspeichern mit Kraftwerksfunktion möglich, deren Quotient von eingespeicherter zu ausgespeicherter elektrischer Energie bei theoretisch über 100 % liegt – in diesem Fall wird elektrische Energie aus zugeführter Abwärme dazugewonnen. Die Umwandlung dieser Abwärme aus externen Quellen in zusätzlichen elektrischen Strom ist in einigen Druckluftprozessen mit theoretischen Umsatzgraden von bis zu 86 % möglich. Weitere Prozesse nach diesem Muster, die zudem besser für eine Nutzung von Abwärme bei niedrigeren Temperaturen geeignet sind, können in Aussicht gestellt werden. Die hohen Effizienzwerte ermöglichen es diesen Druckluftspeichern, mit Batteriespeichern, Pumpspeichern oder anderen effizienten Energiespeichern zu konkurrieren.

Anlass für die Entwicklung der in dieser Arbeit vorgestellten Druckluftspeicherprozesse ergibt sich unmittelbar aus den aktuellen Fragestellungen zur Energiewende in Deutschland. Die Energiewende bringt Probleme bei der Bereitstellung von Erzeugerleistungen mit sich, die zukünftig eine Umstrukturierung des vorhandenen Kraftwerksparks, auch der nicht regenerativen Erzeuger, nach sich ziehen werden. Bedingt durch den zusätzlichen Ausbau von fluktuierenden erneuerbaren Energien aus Solarstrom und Windkraft wird aktuell der Einsatz von regelbaren, konventionellen Kraftwerken als kurzfristig umsetzbare Lösung propagiert, um in wind- und solarschwachen Zeiten für kurze Zeiträume Lastreserven bereitstellen zu können. Die dafür benötigten Kraftwerke sind nur zum Teil vorhanden, so dass der Zubau von weiteren so genannten Schattenkraftwerken notwendig ist, um zukünftig Blackouts zu verhindern. Gleichermaßen wird zudem der kostenintensive Netzausbau vorangetrieben, um lokale Überlasten zu verhindern. Deshalb müssen kurzfristig praktikable Speicherlösungen ohne Sondermaschinen und hohen Forschungsbedarf bereitgestellt werden.

Speichertechnologien für elektrische Energie könnten ebenfalls kurzzeitig positive und negative Lastreserven bereitstellen und damit den Umfang des geplanten Netzausbaus oder den Zubau von Schattenkraftwerken reduzieren. Marktreif sind zurzeit jedoch nur wenige dieser Technologien, insbesondere für mittlere bis hohe Leistungen. Bei den verfügbaren Speichertechnologien wie Windgas, Pumpspeicher oder Batterien gibt es vor allem Probleme bezüglich der Wirkungsgrade, dem Landschaftsbedarf beziehungsweise der Skalierbarkeit und der Kosten. So werden mit Windgas-Speichern maximale Effizienzen von 25 bis 30 % von elektrischer zu elektrischer Energie erreicht. Die möglichen Standorte für Pumpspeicherkraftwerke, die zwar bis zu 85 % Effizienz erreichen können, sind in Deutschland praktisch weitgehend ausgeschöpft. Batteriespeicher mit hoher Effizienz nahe 95 % sind teuer und benötigen seltene Erden.

Parallel zu der ungelösten Speicher-Problematik existiert ein weitere. So bleiben auch heute noch große Abwärmemengen in Deutschland ungenutzt. Durch den Zubau von Schattenkraftwerken als BHKWs erhöhen sich diese ungenutzten Abwärmemengen weiter. Soweit Abwärme heute genutzt wird, findet meistens eine Umwandlung auf niedrigere Temperaturniveaus statt, um Heizbedarf mit diesen Wärmemengen abzudecken.

In dieser Arbeit wird gezeigt, dass das vorhandene große Potenzial an Hochtemperaturabwärme geeignet ist, um in thermodynamischen Gasprozessen, insbesondere in Druckluftspeichern, die Effizienz erheblich zu steigern. Dadurch werden vorhandene Abwärmepotenziale genutzt und verringert. Gleichzeitig sind Druckluftspeicher in Ihrer Funktion als Energiespeicher in der Lage, die benötigten kurzzeitigen negativen und positiven Lastreserven zu liefern, die für eine nachhaltige Energiewende unabdingbar sind.

Da in den ermittelten, gut skalierbaren Druckluftspeicherprozessen auf diese Weise die Exergie bei hohen Temperaturen effizient in nutzbare Energie umgewandelt wird, stehen nach der Nutzung im Druckluftspeicher auch weiterhin Restwärmemengen bei niedrigen Temperaturen zur Verfügung, die eine Umwandlung in Strom, zum Beispiel in ORC-Anlagen, oder zu Heizzwecken ermöglichen.

Bisherige Druckluftspeicherkonzepte sind vor allem für den großtechnischen Einsatz bei Leistungen ab 100 MW entwickelt worden. Die in dieser Arbeit ermittelten regenerativen Druckluftspeicher-Prozesse sind ab Leistungen von rund 500 kW einsetzbar, und zwar mit heute am Markt verfügbaren Maschinen. Potenzielle Einsatzbereiche dieser Technologie sind kommunale Stromnetze, in denen diese Energiespeicher zur Stabilisierung der Stromversorgung bei Fluktuationen von Erzeugerkapazitäten der erneuerbaren Energien wie Wind- und Solarstrom beitragen. Aus Industrieanlagen, BHKWs oder Biogasanlagen kann der Druckluftspeicher Hochtemperaturwärme umsetzen, die je nach Temperatur für gute bis sehr gute Speichereffizienzwerte sorgen. Im Gegensatz zu anderen elektrischen Energiespeichern, wie zum Beispiel Batterien oder Flow-Batteries, sind Druckluftspeicher zudem zyklenfest und verwenden keine umweltgefährdenden Chemikalien.

In Kombination mit den für hohe Temperaturen geeigneten chemischen Wärmespeichern, die sich heute im Pilotstadium befinden, können die in dieser Arbeit entwickelten Druckluftspeicher-Prozesse in naher Zukunft weitere Problemstellungen bewältigen. So werden einerseits lange Haltezeiten ohne große Verluste bei den gespeicherten Kompressions- und Abwärmemengen möglich sein, andererseits wird auch die Nutzung von Abwärmemengen bei niedriger Temperatur erheblich verbessert.

3. Stand der Technik

In diesem einleitenden Kapitel werden Technologien und Informationen dargestellt, die den Stand der Energiewende und den Stand der Technik von Druckluftspeichern auch im Vergleich zu anderen Speichertechnologien wiedergeben. Rechercheergebnisse und Quellen, die insbesondere oder ausschließlich im weiteren Verlauf für aufgabenspezifische Lösungswege verwendet werden, sind in nachfolgenden Kapiteln gesondert aufgeführt.

3.1 Energiespeicher für eine nachhaltige Energiewende

Energiespeicher werden heute bereits als wichtiger volkswirtschaftlicher und kausaler Faktor für eine erfolgreiche Energiewende gesehen. Der Speicherbedarf in punkto Speicherkapazität und Lastprofil wurde von mehreren Studien untersucht und prognostiziert.

Im Eckpunktepapier der Bundesregierung zur Energiewende [EBE] sind der Ausstieg aus der Kernenergie bis 2022 und der Ausbau der erneuerbaren Energien festgeschrieben. Weitere wichtige Eckpunkte des Papiers befassen sich mit der ökonomisch effizienten und zuverlässigen Bereitstellung von Strom auch unter zunehmendem Anteil erneuerbarer Energien bei gleichzeitiger Abnahme von konventionellen Erzeugerkapazitäten. Dabei wird ausdrücklich darauf hingewiesen, dass Speicher für elektrische Energie einen „wesentlichen Baustein“ in der zukünftigen Energieversorgung darstellen werden. Deshalb sind und sollen Speicher auch zukünftig von Netzentgelten befreit sein.

Laut einer Stellungnahme des Sachverständigenrats für Umweltfragen [Faulstich] ist eine Stromversorgung mit 100 % erneuerbaren Energien bis 2050 nicht nur machbar und wünschenswert, sondern auch klimatisch nachhaltig, zuverlässig und auch ökonomisch lösbar.

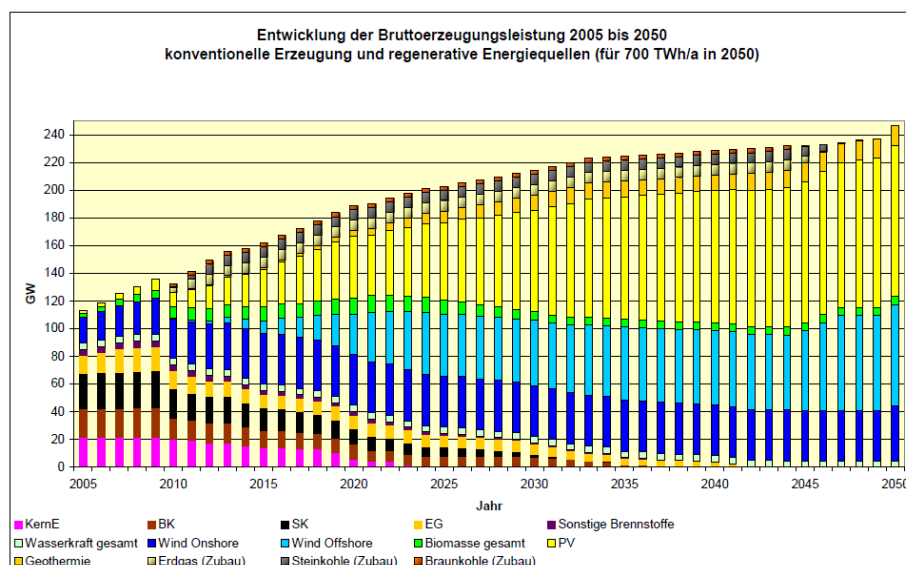


Abb. 3-1 Energieversorgung bis 2050 [Faulstich]

Der hohe Anteil an fluktuierenden erneuerbaren Energien aus Wind und Solarstrom forciert den Einsatz von Speichertechnologien. Gleichzeitig wird es vermehrt zum Zubau von regelbaren Gaskraftwerken kommen müssen, um bereits heute auftretende Lastlücken durch den Ausfall der regenerativen Energieerzeuger bei Windstille oder Bewölkung auszugleichen. [Faulstich 1]

Die DENA Netzstudie II [Kohler] befasst sich mit der Betrachtung verschiedener Szenarien mit unterschiedlichen Gewichtungen von Speicher- und Netzausbau und macht deutlich,

dass der Zubau von Energiespeicherkapazitäten den Ausbau der Netze zum Teil ersetzen kann.

Weiterführende Untersuchungen zum Speicherbedarf von fluktuierenden erneuerbaren Energien bei Einbeziehung der Wetterprognosen für die nächsten 40 Jahre [Popp] zeigen, dass pro Kopf in Deutschland eine Speicherkapazität von 100 bis 250 kWh für elektrischen Strom geschaffen werden muss, um die Erzeugerkapazitäten sinnvoll nutzen zu können.

Der VDI [Hübner] kommt in Anlehnung an oben aufgeführte Studien zu ähnlichen Ergebnissen und hebt die Druckluftspeichertechnik als eine gute Lösung zur Speicherung von elektrischer Energie über Stunden oder Tage hervor. Der Gesamtbedarf an Speicherkapazität in Deutschland heute wird mit 10 TWh jährlich angegeben.

Zudem gilt die Speicherung von elektrischer Energie in Druckluftspeichern als eine der günstigsten Varianten. [Chen]

Heute verfügbare Speichertechnologien, Druckluftspeicher eingeschlossen, werden als kausal notwendige Komponenten zukünftiger Energiestrukturen gesehen, um Strompeaks und Peaklasten zukünftig ohne Abhängigkeit von konventionellen Energieträgern ausgleichen zu können. Die daraus resultierende ökonomische und politische Unabhängigkeit von Gas-Importen gilt als zukunftsweisend. Obwohl die Studie [Linden] für den US-amerikanischen Energieversorgungsmarkt durchgeführt wurde, liegen Analogien in Europa, insbesondere in Deutschland mit seiner fortschreitenden Energiewende, nahe.

Damit ist der Bedarf von Energiespeichern in Deutschland vorhanden und wird im Zuge der Energiewende deutlich zunehmen. Die Druckluftspeichertechnik wird von Experten als zukunftsweisende Technologie gesehen. Gleichzeitig werden konventionelle, gut regelbare Kraftwerke zugebaut. Da konventionelle Kraftwerke ebenfalls maschinellen Verlusten unterliegen, ist in Zukunft mit einem höheren Abwärmepotenzial zu rechnen als heute.

3.2 Stand der Technik bei Druckluftspeichern

Als Grundlagenwissen werden in diesem Abschnitt die wesentlichen heute bekannten und zum Teil gut erprobten Druckluftspeichertechniken vorgestellt.

Bei den Druckluftspeichern, englisch compressed air energy storage (CAES), sind im Wesentlichen drei Bauarten bekannt, die sich in der Prozessführung unterscheiden. Dabei bleibt jedoch der grundlegende Ein- und Ausspeichervorgang aller Bauweisen gleich: Der Einspeichervorgang erfolgt durch Leistungsaufnahme der Kompressionsmaschinen. Der Ausspeichervorgang erfolgt durch Leistungsabgabe der Expansionsmaschinen. Als verwendetes Medium dient Luft.

3.2.1 CAES

Der klassische CAES stellt die älteste und einfachste Bauform dar und wird, allgemein bekannt, in der Industrie zur Speicherung von Druckluft für diverse Geräte und Steuerungen eingesetzt. Die Umgebungsluft wird in der Regel durch mehrere Kompressionsstufen mit relativ kleinem Verdichtungsverhältnis schrittweise mit Zwischenkühlung verdichtet. Die Kompressionswärme wird nicht gespeichert und geht verloren. Bei der Expansion besteht deshalb ein erhöhter Wärmebedarf, um ein Vereisen der Maschinen zu vermeiden. Bei niedrigen Arbeitsdrücken wird die erforderliche Wärme im Allgemeinen, zum Beispiel bei druckluftbetriebenen Werkzeugen, aus der Umgebung entnommen. Bei höheren Drücken reicht diese Methode nicht aus. Aus diesem Grund wird insbesondere im großtechnischen Leistungsbereich mit Feuerung von Gas, Öl oder anderen Brennstoffen Wärme zugeführt.

Im hohen Megawattbereich wird diese Technik bei den Kraftwerken Huntorf [Huntorf] und McIntosh [McIntosh] seit mehreren Jahrzehnten erfolgreich eingesetzt. Weitere Anlagen dieser Bauart sind geplant, wie zum Beispiel die Anlage Norton [Norton]. Die Leistungen dieser Anlagen liegen zwischen 110 und 1.800 MW, die Lieferzeiten zwischen zwei Stunden und 8 Tagen [Nölke].



Abb. 3-2 Huntorf (1978), McIntosh (1991), Norton (geplant) [Nölke]

Die Wirkungsgrade der Kraftwerke Huntorf und McIntosh unterscheiden sich prozessbedingt. Die erreichten Enddrücke, also die obere Grenze des Druckarbeitsbereichs dieser Druckluftspeicher, liegen zwischen 45 und 72 bar. Die komprimierte Luft wird in Kavernenspeichern mit einem Volumen von mehreren 100.000 m³ gespeichert. [Nölke]

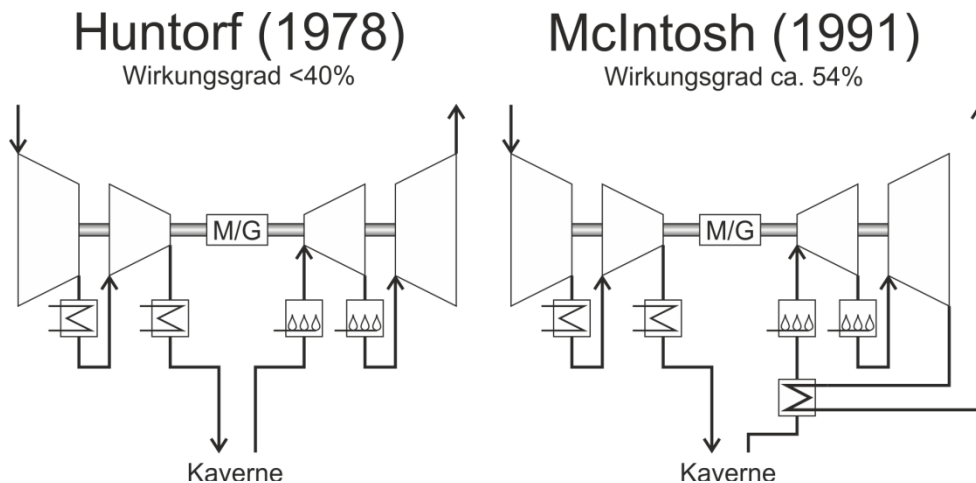


Abb. 3-3 Prozesse von Huntorf und McIntosh

Im Unterschied zum Prozess bei Huntorf wird bei McIntosh die nach der zweiten Stufe aus der zweistufigen Gasturbine austretende Luft zur Vorwärmung der Kavernenluft verwendet. Der Wirkungsgrad wird hier als Quotient der abgegebenen Turbinenleistung zur Summe aus aufgenommener Verdichterleistung zuzüglich der zugeführten Verbrennungswärme berechnet.

3.2.2 ACAES

Als adiabater CAES, englisch adiabatic CAES (ACAES), bezeichnet man Druckluftspeicher, bei denen die Kompressionswärme nicht verloren geht, sondern die warme, komprimierte Luft gespeichert wird. Diese Technologie wird auch als ungekühlter adiabater Druckluftspeicher, englisch uncooled ACAES kurz UACAES, bezeichnet.

Der Einsatz von ACAES-Speichern zum Zweck der Netzintegration fluktuierender Windenergie wurde unter anderem bereits an einer kleinen Pilotanlage [Mohamed 1] erforscht. Die größten Probleme dieser Technologie liegen in den hohen Temperaturen, die bereits bei moderaten Speicherdrücken auftreten. Der Drucktank muss hohen Temperaturen und Drücken gleichzeitig standhalten, was hohe Anforderungen bezüglich der Materialwahl

mit sich bringt. Außerdem wird die gesamte Tankoberfläche gegen Temperaturverluste isoliert, was bei großen Anlagen zu erheblichem Isolationsaufwand führt. [Mohamed]



Abb. 3-4 ACAES Versuchsanlage an der TU-Clausthal, li. o. Kompressor, li. u. Hakenzahn-Turbine, re. Isolierter Drucktank

Prinzipiell ist eine solche Anlage jedoch durchaus geeignet, um fluktuierende Energieerzeuger in ein bedarfsorientiertes Stromnetz einzubinden. Wirkungsgrade sind nicht bekannt. [Mohamed 2]

Die praktische Machbarkeit von Druckluftstromspeichern zum Ausgleich von Fluktuationen von Windkraftwerken anhand von realen Winddaten bestätigen auch andere Arbeiten. [Kikuchi]

Zu ähnlichen Ergebnissen kommt auch eine andere Untersuchung, nach der mit Druckluftspeichern in geregelten Tag-Nacht-Zyklen ein erheblicher Leistungsausgleich in Stromnetzen möglich ist. [Kagawa]

3.2.3 AACAES

Als fortschrittlicher adiabater CAES, englisch advanced adiabatic CAES (AACAES), werden Druckluftspeicher bezeichnet, bei denen die Kompressionswärme in einem Wärmespeicher und die kalte Druckluft in einem separaten Drucktank bevorratet werden.

In Fachkreisen bekannt ist das AACAES-Projekt ADELE in Staßfurt, ein Großprojekt für eine Demonstrations- und Forschungsanlage, an dem mehrere Firmen unter der Federführung von RWE Power mitwirken. General Electric entwickelt für die Kompression und Expansion neuartige, geeignete Maschinen, wobei eine große Herausforderung bei der Entwicklung von Kompressionsmaschinen für Enddrücke von über 65 bar und Endtemperaturen von bis zu 600 °C liegt. Die Firma Züblin hat dazu einen passenden Wärmespeicher entwickelt. [ADELE]

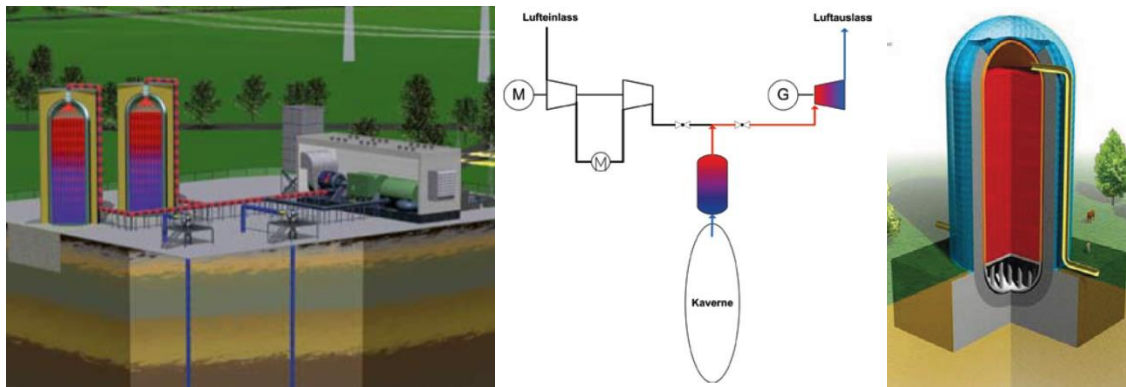


Abb. 3-5 ADELE Aufbau, Prozess und Wärmespeicher [ADL]

Als Gesamtwirkungsgrad des ADELE Druckluftspeichers streben die Entwickler einen Wert von 70 % an. Insbesondere vor dem Hintergrund, dass die Wärme der Niederdruckkompression verlorengeht, wird die Anlage in Staßfurt zeigen müssen, ob dieser Wirkungsgrad real erreichbar sein wird. [ADELE]

Damit wird deutlich, dass der Fortschritt in einem AACAES insbesondere in der Entwicklung neuer Maschinen und Anlagenteile besteht. Die Idee hinter dem AACAES wurde bereits 1974 als Patent [P12] eingereicht, als sich das Kraftwerk Huntorf im Baustadium befand.

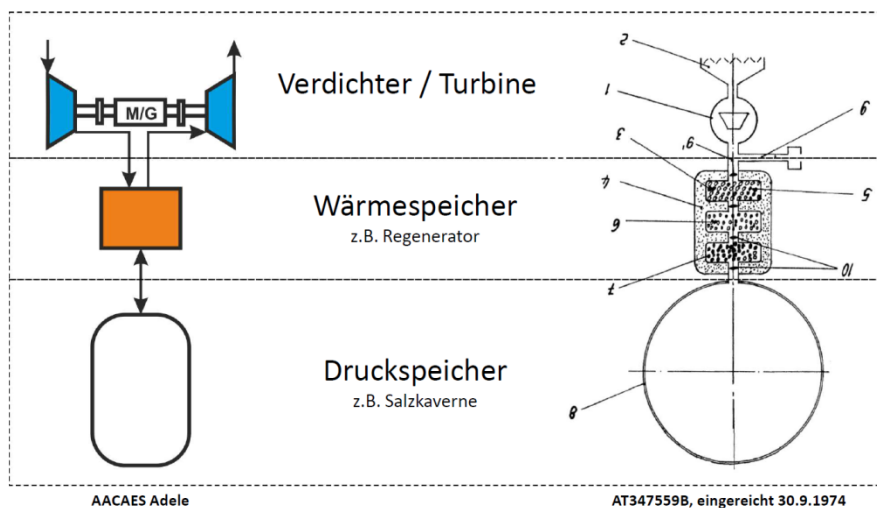


Abb. 3-6 AACAES Patent von 1974, rechts Grafik aus [P12]

Zum Einspeichern wird die Umgebungsluft angesaugt und verdichtet. Die heiße komprimierte Luft durchströmt anschließend einen Wärmetauscher oder Feststoffwärmespeicher, in dem sich die Luft abkühlt und ein Wärmespeichermedium aufheizt. Die kalte Druckluft wird in einem Drucktank gespeichert. Zum Auspeichern durchströmt die kalte Druckluft erneut den Wärmetauscher oder Feststoffwärmespeicher und erhitzt sich. Anschließend verrichtet die heiße Druckluft Arbeit in einer Expansionsmaschine. Auf diese Weise wird die anfallende Kompressionswärme des Einspeichervorgangs beim Auspeichervorgang wiederverwendet und ein Vereisen der Maschinen bei der Expansion verhindert.

3.2.4 Weitere CAES Konzepte

Einen anderen Weg geht die Firma SustainX [SustainX] mit einer eigens entwickelten Maschine für die isotherme Kompression, die unter dem Begriff ICAES als Handelsmarke geschützt ist. Durch Wassereinspritzung während der Kompression und der Expansion werden hohe Temperaturen beziehungsweise ein Vereisen der Maschinen vermieden. Die Firma hält zahlreiche Patente, die diese Technologie ergänzen.

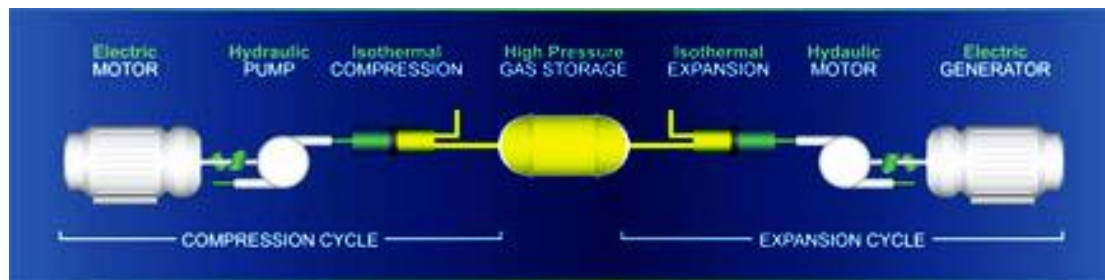


Abb. 3-7 isotherme Kompressionsanordnung [SustainX]

Die Kompression und Expansion erfolgt indirekt mittels einer Hydraulik, die wiederum die Maschinenkomponenten für die isothermen Prozesse antreibt. Der Wirkungsgrad zwischen Ein- und Ausspeichervorgang wird mit rund 70 bis maximal 88 % angegeben. Der hohe Wert wird nur bei Zuführung von Wärme aus externen Quellen erreicht. [SustainX]

In hydraulisch komprimierenden Druckgasspeichern treten bei sinkendem Druck explosionsartige Instabilitäten auf. Der „blow out“ Effekt, bekannt aus der Sektflasche, wird durch plötzliches Ausgasen verursacht. Dieser nichtlineare Effekt muss für zukünftige Anwendungen untersucht und beherrschbar gemacht werden. [Sano]

Eine andere Richtung schlagen Forscher unter der Federführung von E.ON mit dem isobaren, adiabaten CAES, englisch isobaric adiabatic compressed air energy storage, kurz ISACOAST-CC [Brinkmeier], ein. Durch eine Kombination von Gaskraftwerk und CAES werden Gasverbrauch und Speicherfunktion aufeinander abgestimmt. Die Technologie befindet sich im Entwicklungsstadium und soll Speicherwirkungsgrade um 80 % erzielen.

Der Iowa Stored Energy Park [Iowa] sollte ebenfalls ein isobarer Druckluftspeicher werden, inzwischen wurde das Projekt jedoch stillgelegt. Als Gründe werden vor allem Probleme mit dem unterirdischen Aquifer genannt, der für die Nutzung als Druckluftspeicher ungeeignet sei.

Unter der Bezeichnung low temperature ACAES, kurz LTA-CAES, hat eine Arbeitsgruppe des Fraunhofer UMSICHT Instituts Ende 2011 den Vorschlag eines Niedertemperatur-Druckluftspeichers veröffentlicht. Die Prozessführung für Ein- und Ausspeichervorgang ist mehrstufig und nutzt die Kompressionswärme für die Expansion. Theoretische Wirkungsgrade werden mit 58 bis 67 % angegeben. [LTA]

Ein gegensätzlicher Lösungsansatz zum ACAES, in dem man die Kompressionswärme speichert, wird mit CAES-Kühlsystemen verfolgt. Die bei der nicht aufgeheizten Expansion entstehende Kälte wird zu Kühlzwecken herangezogen. Solche Konzepte sollen hoch effizient und bei niedrigen Betriebskosten möglich sein. [Wang]

Darüber hinaus gibt es auch hybride Konzepte für Druckgasspeicher. So lassen sich mit einem dem CAES Konzept vergleichbaren Druckspeicherverfahren mit dem Medium Wasserstoff sehr viel höhere Speicherkapazitäten erzielen, sofern man den Heizwert in die Kalkulation mit einbezieht [Maton]. Analog denkbar sind solche hybriden Konzepte auch mit Erdgaskavernenspeicher, in denen heute die Druckenergie nicht genutzt wird.

3.3 Stand der Technik bei anderen Speichertechnologien

Neben den Druckluftspeichern gibt es zahlreiche weitere Speichertechnologien, von denen in diesem Abschnitt einige kurz erwähnt werden. Besonderes Augenmerk liegt auf den Wirkungsgraden dieser Technologien, um später Vergleiche aufstellen zu können.

Es ist anzumerken, dass durch den Einsatz der hier genannten Speichertechnologien bei Speicherzyklen oder in Leistungsbereichen, die nicht den üblichen Einsatzgrößen entsprechen, erhebliche Zusatzverluste auftreten können. So werden beispielsweise Schwungmassenspeicher durch Reibungsverluste sehr viel ineffizienter, wenn sie lange auf Drehzahl gehalten werden müssen, ohne dass Energie abgefragt wird.

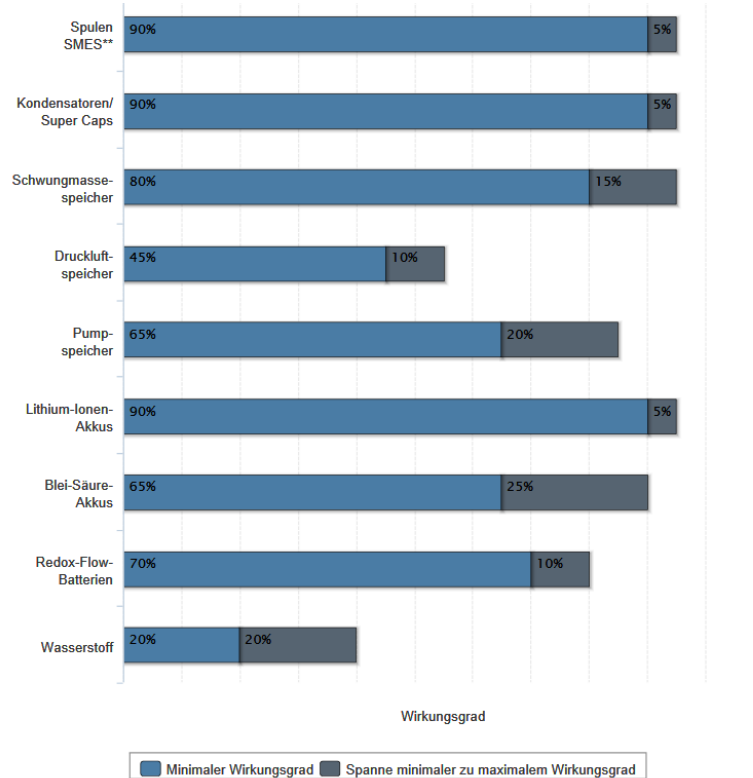


Abb. 3-8 Wirkungsgrade (aufgen. el. Energie zu abgeg. el. Energie) verschiedener Speichertechnologien, Quelle Daten [Mahnke], Quelle Bild [Statista]

Die Wirkungsgrade heutiger Speichertechnologien reichen von 20 bis 95 %. Eine neue Technologie sollte entsprechend den hohen Wirkungsgradbereich der jeweils konkurrierenden Technologien anstreben, um zukünftig Bedeutung zu erlangen.

Wie bereits erwähnt sind für Vergleiche die Speicherdauer und der Leistungsbereich von Bedeutung, in dem diese Technologien eingesetzt werden können. Während Batterien, Pumpspeicher, Wasserstoffspeicher, Druckluftspeicher und Redox-Flow-Batterien auch für längere Speicherzeiten geeignet sind, dienen Spulenspeicher, Kondensatoren und Schwungmassenspeicher als Kurzzeitspeicher. Die Leistung aller Technologien ist zumindest theoretisch skalierbar, aber ökonomisch eingegrenzt. Bei den Pumpspeichern werden heute nahezu alle potentiellen Standorte bereits genutzt oder befinden sich im Planungsstadium. [Mahnke 1][Kohler]

Neben den Wirkungsgraden, Leistungsbereichen und der Speicherdauer spielen gerade bezüglich der Skalierbarkeit die Kosten der Speicher eine erhebliche Rolle für die Etablierung der Technologie für verschiedene Einsatzgebiete. So sind beispielsweise Batterien generell um ein vielfaches teurer als potenziell größere Speicher wie Pumpspeicher oder Druckluftspeicher. [Mahnke 2]

Neben diesen Eigenschaften kommt vor allem bei den Batterien eine Eigenschaft hinzu, die sich nachteilig auswirkt. Die Zyklenfestigkeit ist begrenzt, was dazu führt, dass mit der Anzahl der Speicherzyklen die Kapazität abnimmt. Rein maschinelle Speicher wie Pumpspeicher oder Druckluftspeicher weisen diese einschränkende Eigenschaft nicht auf. [Mahnke]

Vergleicht man die Wirkungsgrade der verschiedenen Druckluftspeichertechniken aus Kapitel 3.2 mit den besten Werten anderer Energiespeicher, dann kann zusammenfassend festgestellt werden, dass insbesondere Druckluftspeicher mit Wiederverwertung der Kompressionswärme konkurrenzfähig sind.

4. Erarbeitung und Bewertung von innovativen Druckluftspeicherkonzepten

Wie im vorangegangenen Kapitel ermittelt wurde, sind Druckluftenergiespeicher vor allem dann effizient, wenn sie die Kompressionswärme wiederverwerten. Für zukünftige, effiziente Druckluftspeicherprozesse erscheint deshalb die Wiederverwertung von Kompressionswärme eine Grundvoraussetzung zu sein.

Die vom Aufbau her einfachste Kompressionswärme nutzende Form des CAES ist der ACAES, der wie bereits gezeigt, auch hohe Wirkungsgrade zum Beispiel in seiner Ausführung als AACAES erreichen kann. Der ICAES und ISACOAST-CC, bei denen ebenfalls die Kompressionswärme wiederverwertet wird, sind spezialisierte und komplexe Technologien, die auf den ACAES-Prozess beziehungsweise AACAES-Prozess aufbauen. Zur Vermeidung von spezialisierten Sondermaschinen und hohen Materialanforderungen an den Drucktank durch Temperatur und Druckbelastungen sollen die Überlegungen für ein alternatives Druckluftspeicherverfahren deshalb beim Basisprozess der AACAES-Technologie anknüpfen.

Für die Analyse und Weiterentwicklung des AACAES ist es in einem ersten Schritt notwendig, die diesem Verfahren zugrundeliegende Prozessführung zu verstehen. Dazu gehört es an erster Stelle, ein Verständnis für die Funktionsweise der thermodynamisch relevanten Einzelkomponenten zu erarbeiten, was in den folgenden Unterkapiteln erfolgt.

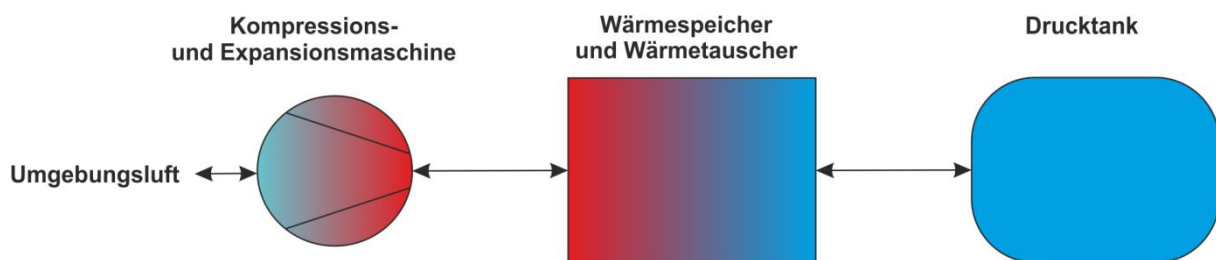


Abb. 4-1 Komponenten eines AACAES

Die zu untersuchenden Komponenten sind Kompressions- und Expansionsmaschinen sowie Wärmespeicher, die durch einen Wärmeaustauschvorgang die Kompressionswärme auskoppeln können, und Drucktanks zur Speicherung der Druckluft.

Zudem zeigt die Entwicklung des klassischen CAES und des moderneren ICAES, dass extern zugeführte Wärme den Wirkungsgrad eines Druckluftspeichers erhöhen kann. Wie bereits in Kapitel 3.1 gezeigt, wird der Ausbau von konventionellen, regelbaren Kraftwerken zwangsläufig das Abwärmepotenzial in Deutschland erhöhen. Deshalb sollen mögliche Wärmequellen, insbesondere heute nicht genutzte Abwärmequellen, recherchiert werden.

Neben der Prozessführung sollen nach Möglichkeit Maschinen zum Einsatz kommen, die heute verfügbar sind. Betriebsgrenzen in Frage kommender Maschinen sind zu recherchieren und in den Betrachtungen zu berücksichtigen.

4.1 Druckspeicher

Der Druckspeicher dient der Speicherung der komprimierten Luft. Beim Prinzip des AACAES mit separatem Wärmespeicher und den bekannten klassischen CAES wird die Kompressionswärme der verdichteten Luft vor dem Eintritt in den Druckspeicher entzogen.

Wie am Beispiel des ACAES gezeigt besteht prinzipiell jedoch bei einem adiabaten Druckluftspeicher die Option, die noch heiße komprimierte Luft im Druckspeicher zu verwahren. Dabei ist zu bedenken, dass bei größeren Verdichtungsverhältnissen hohe

Die Voraussetzungen, um einen Gleichdruckspeicher in einer Anlage zu verwirklichen, dürfen als sehr speziell angesehen werden. Der Aufwand muss mit dem späteren Nutzen aufgewogen werden und scheint vor allem für größere Druckluftspeicher mit Kavernenspeicher in Frage zu kommen. Deshalb sollen die nachfolgenden Betrachtungen auf Druckspeicher fokussiert werden, in denen der Druck mit dem Füllgrad ansteigt – also auf die Gleitdruckspeicher.

4.1.2 Aufheizung und Abkühlung eines Gleitdruckspeichers

Vorrangig sollte ein Erhitzungseffekt beziehungsweise Abkühlungseffekt beachtet werden, der auch dann auftritt, wenn die Kompressionswärme vor dem Druckspeicher aus der komprimierten Luft ausgekoppelt wurde. Diese Problematik tritt nur bei Gleitdruckspeichern auf. In Gleichdruckspeichern treten die nachfolgend beschriebenen Temperatureffekte entsprechend nicht auf.

Der zusätzliche Erhitzungseffekt entsteht bei der Zufuhr des kalten Gases in den Drucktank durch die dabei durchgeführte Kompression des Speicherinhalts und lässt sich mit einem vereinfachenden Modell abschätzen und beschreiben. Eine dem Druckspeicher zugeführte inkrementelle Luftmasse verdichtet dabei als Verdrängervolumen die bereits im Druckspeicher vorhandene Luftmasse, wodurch diese sich erhitzt. Anschließend kommt es durch Vermischung und Wärmeübertragung zu einem Temperaturengleich zwischen der neu hinzugenommenen und der vorhandenen Luftmasse.

Ausgangspunkt für die Berechnung ist ein Startzustand, bei dem Speichervolumen, Startdruck und Starttemperaturen bekannt sind. Außerdem wird festgelegt, wie groß die schrittweise zugeführte Luftmasse sein soll und bei welcher Temperatur diese in den Druckspeicher eintritt.

Aus dem Speicherdruck p , der spezifischen Gaskonstante für Luft R_{Luft} sowie der zugeführten Luftmasse m_{zu} lässt sich aus der Beziehung des idealen Gasgesetzes [Baehr 1] das Volumen für die Verdrängung V_{zu} berechnen.

$$V_{\text{zu}} = \frac{m_{\text{zu}} \cdot R_{\text{Luft}} \cdot T_{\text{zu}}}{p} \quad \left[\frac{\text{kg} \cdot \frac{\text{kg} \cdot \text{m}^2}{\text{s}^2 \cdot \text{kg} \cdot \text{K}} \cdot \text{K}}{\frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}^2}} = \text{m}^3 \right] \quad (4-1)$$

Die Verdichtungsendtemperatur T_{nach} der im Speichervolumen V_{Sp} vorhandenen Luftmasse berechnet sich aus den Zusammenhängen für die adiabate Verdichtung mit einem vereinfachend konstant angenommenen Isentropenexponenten von 1,4 [Baehr 2].

$$T_{\text{nach}} = \frac{T_{\text{vor}}}{\left(\frac{V_{\text{Sp}} - V_{\text{zu}}}{V_{\text{Sp}}} \right)^{K-1}} \quad \left[\frac{\text{K}}{\left(\frac{\text{m}^3 - \text{m}^3}{\text{m}^3} \right)^{0,4}} = \text{K} \right] \quad (4-2)$$

Unter der idealisierten Annahme einer vollständigen Vermischung der Luftmassen m_{Sp} und m_{zu} im Speicher sowie über Druck und Temperatur konstanter Wärmekapazität der Luft wird in einem letzten Schritt eine über die Massen gewichtete Durchschnittstemperatur der Luftmasse im Druckspeicher berechnet.

$$T_{\text{Speicher}} = \frac{T_{\text{zu}} \cdot m_{\text{zu}} + T_{\text{Sp}} \cdot m_{\text{Sp}}}{m_{\text{zu}} + m_{\text{Sp}}} \quad \left[\frac{\text{K} \cdot \text{kg} + \text{K} \cdot \text{kg}}{\text{kg} + \text{kg}} = \text{K} \right]$$

(4-3)

Diese durchschnittliche Temperatur der Luftmassen im Speicher T_{Sp} dient als Grundlage für die Berechnung des nun im Speicher vorhandenen Drucks p_{Sp} nach dem idealen Gasgesetz.

$$p_{\text{Sp}} = \frac{(m_{\text{Sp}} + m_{\text{zu}}) \cdot R_{\text{Luft}} \cdot T_{\text{Sp}}}{V_{\text{Sp}}} \quad \left[\frac{\text{kg} \cdot \frac{\text{kg} \cdot \text{m}^2}{\text{s}^2 \cdot \text{kg} \cdot \text{K}} \cdot \text{K}}{\text{m}^3} = \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}^2} = \text{Pa} \right]$$

(4-4)

Die Berechnung für die nächsten schrittweise zugeführten inkrementellen Gasmassen erfolgt analog dieser Vorgehensweise. Andere Wärmeübergänge, wie zum Beispiel ausgleichende Temperaturübergänge zwischen Umgebung und Speicherinhalt während der Speicherbefüllung, bleiben bei dieser Betrachtung unberücksichtigt, weil viele Einflussfaktoren wie Speichertankdimensionierung, Wandstärken und Material unbekannt sind. Die Masse des Speicherbehälters bleibt deshalb in dieser Betrachtung ebenfalls unberücksichtigt.

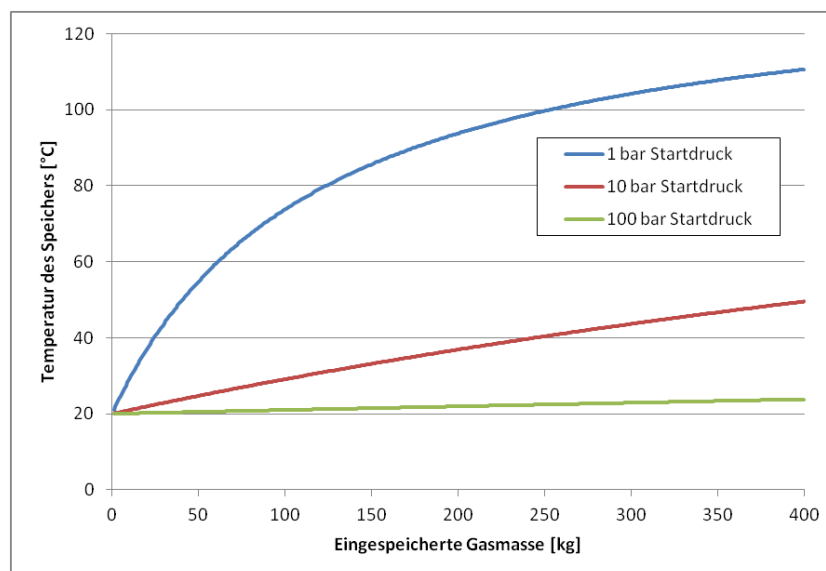


Abb. 4-4 Befüllung des Druckspeichers; 1, 10 und 100 bar Startdruck; 100 m³ Speichervolumen

Für eine konstante Speichergröße, hier 100 m³, kann nun die Temperatur des Gases im Speicher bei zunehmender Befüllung abgebildet werden. Bei unterschiedlichen Grundbefüllungen von 1, 10 und 100 bar ergeben sich jeweils sehr unterschiedliche Temperaturanstiege bei gleicher Beladung des Speichers. Aus diesen exemplarischen Berechnungen und den degressiv mit der Befüllung steigenden Temperaturen kann der Trend abgelesen werden, dass ein höherer Startdruck eine geringere Temperaturerhöhung des Speichers bei gleicher Befüllung zur Folge hat.

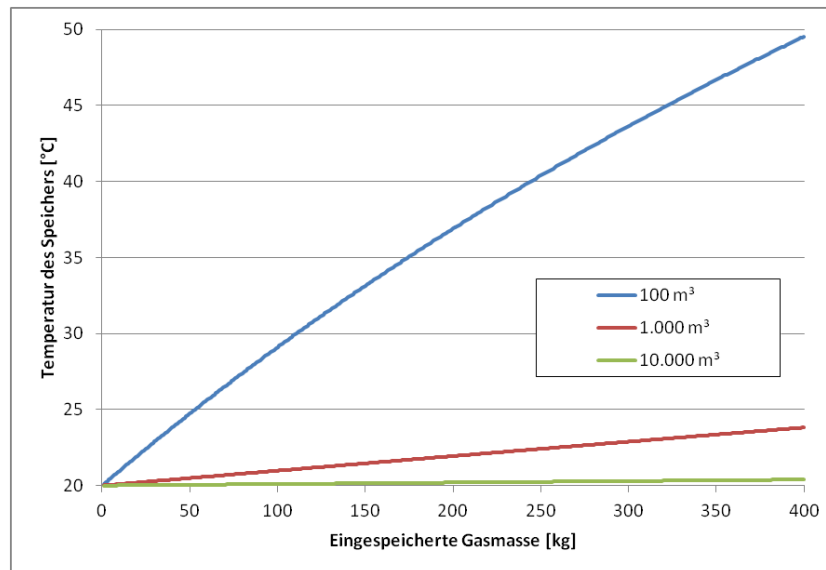


Abb. 4-5 Befüllung des Druckspeichers; 100, 1.000 und 10.000 m³ Speichergröße; 10 bar Startdruck

Eine Vergrößerung des Speichervolumens vermindert ebenfalls den Effekt des Temperaturanstiegs durch Befüllung bei gleichem Startdruck.

Ebenfalls denkbar ist eine Kühlung bei unterschiedlichen Temperaturniveaus der in den Drucktank geleiteten Druckluft nach der Kompression, um die Temperatur im Drucktank zu beeinflussen. Die mögliche Kühltemperatur ist in der Praxis im Wesentlichen von der Umgebungstemperatur abhängig. Damit wird dieser Faktor auch vom Anlagenstandort beeinflusst. Wird der Druckluftspeicher in abgelegenen Wüstenregionen eingesetzt, kann die Umgebungstemperatur, und damit die mögliche Kühlung nach der Kompression, erheblich über 20 °C liegen. Zunächst ausgehend von der Annahme eines konstant temperierten Tanks soll der Einfluss der Kühltemperatur dargestellt und untersucht werden.

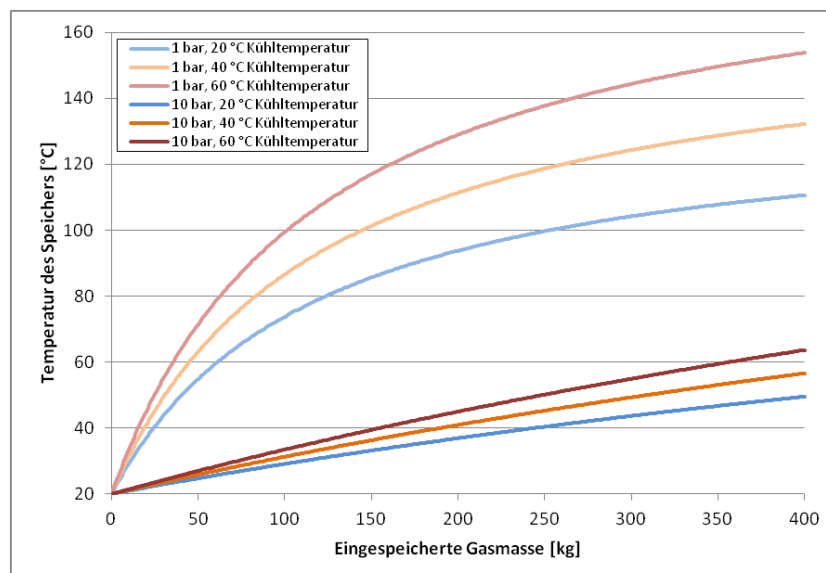


Abb. 4-6 Befüllung des Druckspeichers; 1 und 10 bar Startdruck; 20, 40 und 60 °C Kühltemperatur; 100 m³ Speichergröße

Die exemplarischen Berechnungen für 1 und 10 bar Startdruck und drei Kühltemperaturen zeigen, dass sich eine schlechtere Kühlung vor allem bei geringer Grundbefüllung stark auf die erreichte Endtemperatur des Druckspeichers auswirkt.

Werden die Tanks oberirdisch angelegt, zum Beispiel als modulare Container-Druckbehälter, dann wirken sich außerdem Temperaturschwankungen der Umgebung durch Tag- und Nachtwechsel, Wetterverhältnisse und Jahreszeiten sowohl auf die im Druckspeicher vorhandene Luftmasse als auch auf die Kühltemperatur aus.

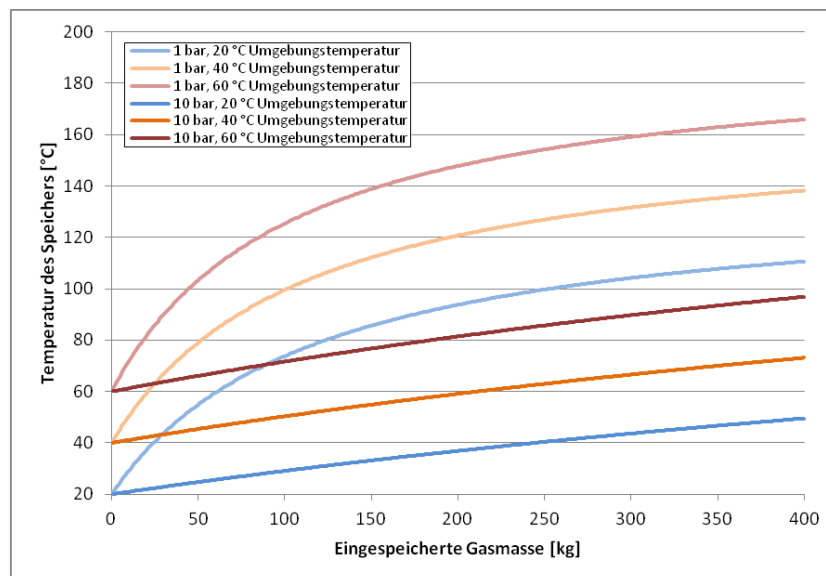


Abb. 4-7 Befüllung des Druckspeichers; 1 und 10 bar Startdruck; 20, 40 und 60 °C Umgebungstemperatur; 100 m³ SpeichergroÙe

Die Effekte schwankender Umgebungstemperaturen wirken sich erwartungsgemäß geringer bei höherer Grundbefüllung aus, wenn man voraussetzt, dass die gesamte Luftmasse im Speicher die Umgebungstemperatur annimmt. Die Steigerung der Endtemperatur bei geringer Befüllung durch den zusätzlichen Einfluss der Umgebungstemperatur ist gegenüber dem reinen Einfluss der Kühltemperatur relativ gering.

Bei längeren Haltezeiten muss davon ausgegangen werden, dass die Temperatur im Druckspeicher sich dem Umgebungsniveau angleicht und die gezeigten Erwärmungseffekte bei der Befüllung zu lange zurückliegen. Um die Abkühlung beim Entleeren des Druckspeichers abzuschätzen, kann ein vergleichbar einfaches Berechnungsmodell wie für die Befüllung verwendet werden.

Das entnommene inkrementelle Gasvolumen V_{ab} kann analog zu (4-1) berechnet werden. Die nach der Entnahme im Speicher vorliegende Temperatur T_{nach} ergibt sich analog zu (4-2) aus den Volumina vor und nach der Entnahme nach den Gesetzmäßigkeiten der adiabaten Expansion.

$$T_{nach} = \frac{T_{vor}}{\left(\frac{V_{Sp} + V_{zu}}{V_{Sp}}\right)^{K-1}} \quad \left[\frac{K}{\left(\frac{m^3 - m^3}{m^3}\right)^{0,4}} = K \right]$$

(4-5)

Anschließend kann der verbleibende Restdruck nach der Entnahme neu berechnet werden. Die Temperatur T_{nach} nach der Entnahme entspricht der Temperatur der Luftmasse m_{Sp} im Speicher T_{Sp}

$$p_{Sp} = \frac{m_{Sp} \cdot R_{Luft} \cdot T_{Sp}}{V_{Sp}} \quad \left[\frac{\text{kg} \cdot \frac{\text{kg} \cdot \text{m}^2}{\text{s}^2 \cdot \text{kg} \cdot \text{K}} \cdot \text{K}}{\text{m}^3} = \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}^2} = \text{Pa} \right]$$

(4-6)

Die Berechnung für die nächsten schrittweise zugeführten inkrementellen Gasmassen erfolgt analog dieser Vorgehensweise. Andere Wärmeübergänge, wie zum Beispiel ausgleichende Temperaturübergänge zwischen Umgebung und Tank während der Speicherentleerung, bleiben auch bei dieser Betrachtung unberücksichtigt. Da viele Einflussfaktoren wie Speichertankdimensionierung, Wandstärken und Material unbekannt sind, werden nur die Gasmassen der Luft im Speicher betrachtet. Die Masse des Speicherbehälters bleibt in dieser Betrachtung ebenfalls unberücksichtigt.

Als erstes wird die Entwicklung der Speichertemperatur bei einer Starttemperatur des Entleerungsvorgangs von 20 °C für drei Drücke berechnet.

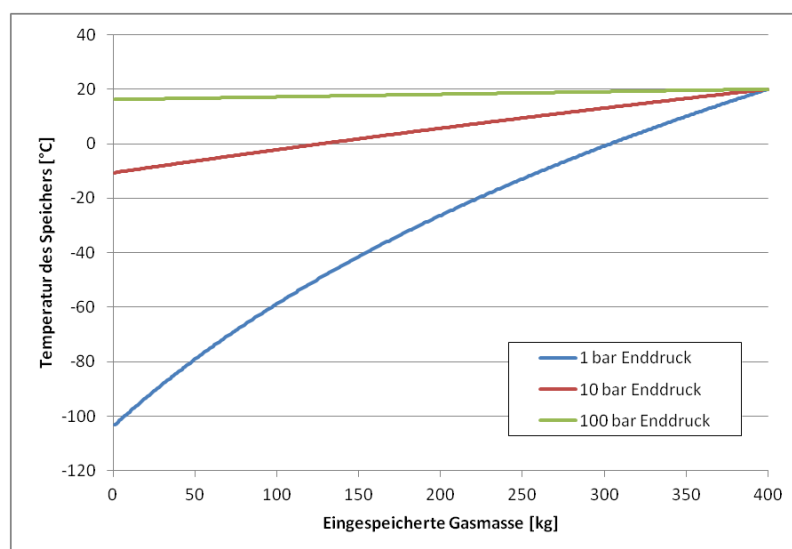


Abb. 4-8 Entleerung des Druckspeichers bis 1, 10 und 100 bar Enddruck, 100 m³ Speichervolumen

Die Entleerung erfolgt im Diagramm von rechts nach links bis zu den bereits im vorangegangenen Beispiel gewählten Grundbeladungszuständen von 1, 10 und 100 bar. Auch hier gilt, dass eine hohe Grundbeladung einer großen Temperaturveränderung entgegenwirkt. Es können dabei Lufttemperaturen von deutlich unter 0 °C auftreten.

Auch hier soll der Vollständigkeit halber der Einfluss der Speichergesamtgröße anhand von drei Beispielgrößen auf die Temperaturentwicklung im Speicher untersucht werden.

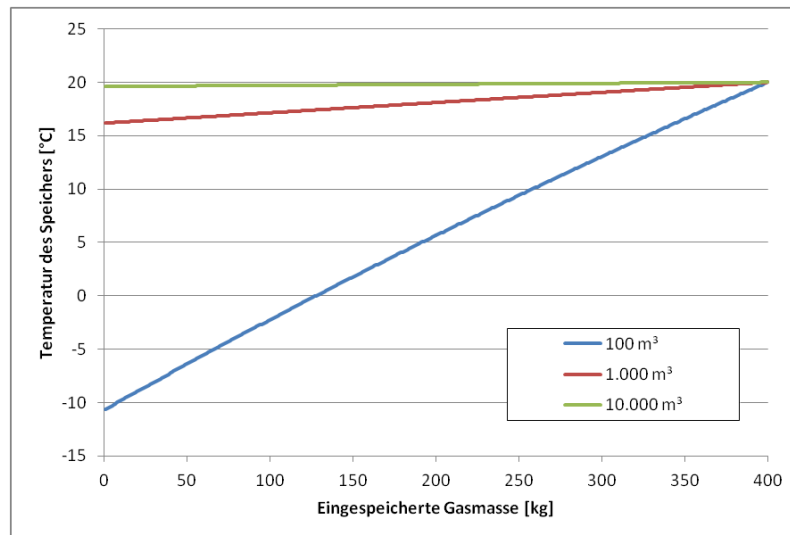


Abb. 4-9 Entleerung des Druckspeichers bis 10 bar Enddruck, 100, 1.000 und 10.000 m³ Speichervolumen

Ein großes Gesamtvolumen des Speichers wirkt sich stabilisierend auf Temperaturschwankungen bei der Entleerung aus.

Die betrachteten Temperaturänderungen in Gleitdruckspeichern haben nicht nur auf energetische Betrachtungen Einfluss. Temperaturveränderungen können unter bestimmten Bedingungen auch zum Auskondensieren von Wasser aus der Luft führen – oder es kommt sogar bei Temperaturen unter 0 °C zur Eisbildung. Wie allgemein bekannt ist besitzt Umgebungsluft immer einen mehr oder weniger hohen Wasserdampfanteil.

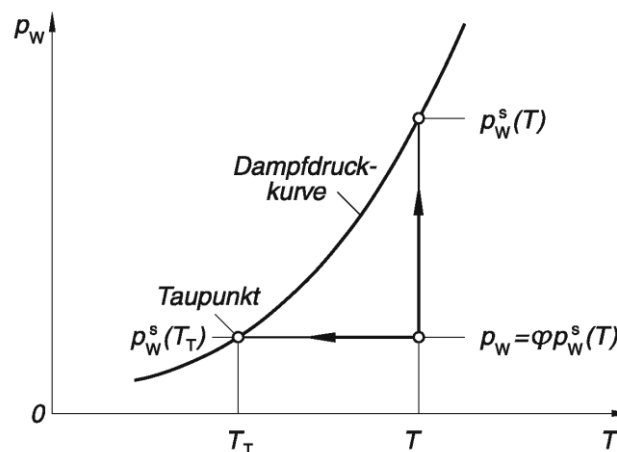


Abb. 4-10 Dampfdruckkurve [Baehr 3]

Von einem beliebigen Zustandspunkt der feuchten Luft aus mit einem Partialdruck p_w und einer Temperatur T führt eine Abkühlung der Luft zu Zuständen links vom Taupunkt auf der Dampfdruckkurve, wobei es zu einem Auskondensieren von Wasser aus der Luft kommt [Baehr 3].

Diese Betrachtungen und Trends anhand der exemplarischen Berechnungen lassen sich zusammenfassend auswerten. Geht man davon aus, dass die Druckspeicher nicht isoliert sind, dann nähert sich bei längeren Haltezeiten die Speichertemperatur der Umgebungstemperatur an. Dadurch geht die beim Befüllungsvorgang entstandene Wärmemenge verloren. Die fehlende Wärme und Temperatur führt beim Entleerungsvorgang des Speichers zu einer Abkühlung der gespeicherten Druckluft auf ein Niveau unterhalb der

Umgebungstemperatur. Diese Abkühlung kann außerdem zum Auskondensieren von Wasserdampf oder zur Eisbildung führen.

Eine möglichst große Grundbefüllung und ein großer Druckspeicher senken die Temperaturschwankungen und damit die Verluste, wobei als Nebeneffekt das Auskondensieren von Wasser und die Gefahr des Einfrierens von Anlagenkomponenten reduziert werden. Gleichzeitig erhöhen aber ein stabilerer Drucktank für höhere Drücke und ein größeres Druckspeichervolumen die Investitionskosten des Druckluftspeichers. Dem entgegen können bei zu kleinem Tank oder zu niedriger Grundbefüllung die Temperaturen im Speicher soweit ansteigen beziehungsweise abfallen, dass durch hohe Materialbelastungen gegebenenfalls hochwertige Werkstoffe für den Speicher, aber auch für Druckluftleitungen und Ventile verwendet werden müssen, was die Investitionskosten ebenfalls anheben kann. Hier ist in Abhängigkeit von den Randparametern wie Platzangebot und benötigter Speicherkapazität das Optimum zu finden.

4.1.3 Druckbehälterbau

Im Behälterbau wird heute ein breites Spektrum an Druckbehältern als fertiges Anlagenmodul oder in Einzelanfertigung angeboten.

Behälter oder Rohranlagen, deren Druck 0,1 bar über dem Umgebungsdruck liegt, fallen unter die Druckbehälterverordnung nach der Arbeitsgemeinschaft Druckbehälter. [Roloff 1]

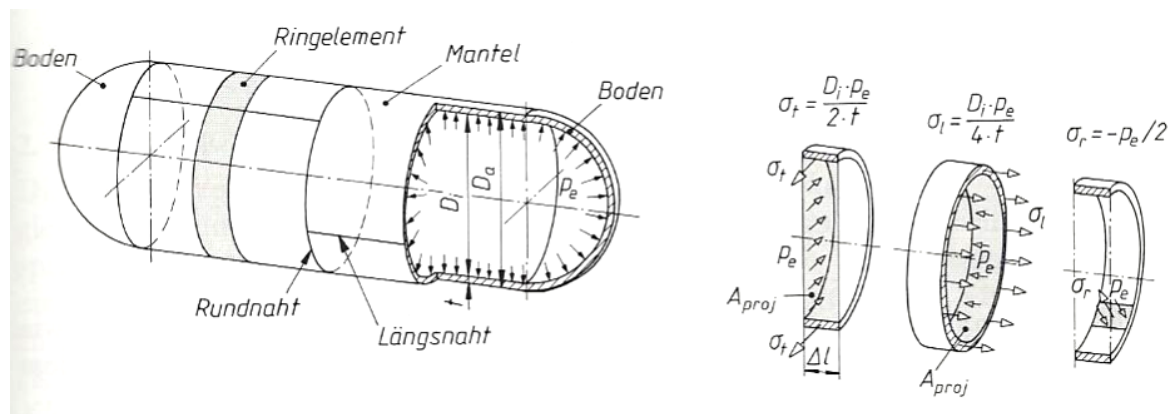


Abb. 4-11 Belastungen an einem geschweißten Drucktank als Tangential-, Längs- und Radialspannung [Roloff 1]

Für Druckgasbehälter existieren Technische Regeln gemäß TRD, TRG und TRGL. Einfache Druckbehälter können auch nach DIN EN 286 ausgelegt werden. [Roloff 1]

In Druckbehältern mit zylindrischen Querschnitten liegen gleichmäßig verteilte Belastungen vor. Als Abschluss ist eine Halbkugelform am günstigsten, insbesondere für Kraftverläufe und Werkstoffausnutzung. Bei gleichen Belastungsvoraussetzungen wird für die Halbkugelabschlüsse lediglich die halbe Wandstärke des Zylindermantels benötigt. Normen und Auslegungsvorschriften für verschiedene Belastungen und Werkstoffkennwerte mit entsprechenden Sicherheitszuschlägen sind dem Fachmann bekannt. Sonderanbauteile wie Stutzen oder Deckel sind ebenfalls reglementiert. [Roloff] [DubbelA 1]

Die Kosten für den gebauten Druckspeicher liegen erheblich höher, wenn neben hohen Drücken, also Belastungszuständen, auch hohe Temperaturen vorliegen. Kostenintensivere Werkstoffe und Legierungen, die Temperaturen von über 200 °C standhalten müssen, bezeichnet man als warmfest [Bargel 1]. Bei niedrigen Temperaturen lässt zudem die Zähigkeit von Werkstoffen nach [Bargel 2]. Ein wesentlicher Einflussfaktor auf die Zeitdehngrenze, Kerbschlagzähigkeit und die Zeitstandfestigkeit ist neben der

Materialstärke, dem Belastungszustand und den Materialeigenschaften die Temperatur [Bargel 3].

Gebaute Druckspeicher sind eine erprobte Technologie zum Speichern von unter Druck stehenden Gasen. Wie bereits erwähnt sind oberirdische Druckbehälter den Temperaturschwankungen der Umgebung ausgesetzt. Zur Vermeidung von Temperaturschwankungen bietet sich ein Einbringen der Druckspeicher in den Untergrund an. Neben den Temperaturschwankungen wird so auch eine Landschaftsveränderung vermieden, die bei einer Anlagengenehmigung je nach Standort eine große Rolle spielen kann.

Der allgemein bekannte ideale oberirdische Drucktank besitzt eine Kugelform. Die Kugeloberfläche als Wärmeübertragungsfläche ist gegenüber der eingeschlossenen Gasmasse im Innenvolumen optimal klein. Und die Kugelform erlaubt, wie bereits angeführt, minimale Wandstärken.

In der Praxis sind große, kugelförmige Speicher sperrig und können nur mit großem Aushubarbeit in der Erde vergraben werden. Deshalb ist eine Kombination aus langen, zylindrischen Körpern und halbkugelförmigen oder gewölbten Abschlussböden zu bevorzugen. Solche rohrartigen Strukturen lassen sich in geringer Tiefe verlegen und ermöglichen eine anschließende Bewirtschaftung der belegten Fläche zum Beispiel als Weideland oder als andere Nutzfläche.

Als zylindrische Komponente kommen bei Druckluftspeichern zum Beispiel Pipelines in Frage. Im Angebot der Salzgitter Flachstahl GmbH [Salzgitter] finden sich beispielsweise bis rund 200 bar beaufschlagbare Rohre unterschiedlicher Durchmesser als Serienware, die für die Öl- und Gasindustrie angeboten und vorgehalten werden. Der Vorteil dieser Pipelines ist, dass diese bereits für den Einsatz im Boden konzipiert und ausreichend erprobt sind.

Bei gebauten Gleitdruckspeichern müssen in Anlehnung an die Betrachtungen aus Kapitel 4.2.2 zudem Vorrichtungen für die Abfuhr von Kondenswasser vorgesehen werden. Außerdem sollten ausreichende Grundbefüllungen beziehungsweise Speichergesamtvolumina eingeplant werden, damit die Druckbehälter weder zu hohen noch zu niedrigen Temperaturen ausgesetzt werden. Auf diese Weise lassen sich teure Legierungen vermeiden und die Speicherkosten senken.

4.1.4 Kavernen als Druckspeicher

Salzsteinkavernen werden seit rund 60 Jahren für die Speicherung von flüssigen oder gasförmigen Medien genutzt. 2008 gab es in Deutschland rund 250 Speicherkavernen. Die erste Nutzung einer Salzkaverne für die Druckluftspeicherung erfolgte 1978 mit der Inbetriebnahme des Druckluftspeichers Huntorf in Deutschland. [Sommer 1]

Prinzipiell ist die Erstellung von Kavernen ein langfristiger und aufwändiger Vorgang [Griesbach]. So dauerte beispielsweise die Ausspülung, das Solen, einer 800.000 m³ großen Salzkaverne durch die Firma KBB Underground Technologies [Acht] rund 3 Jahre.

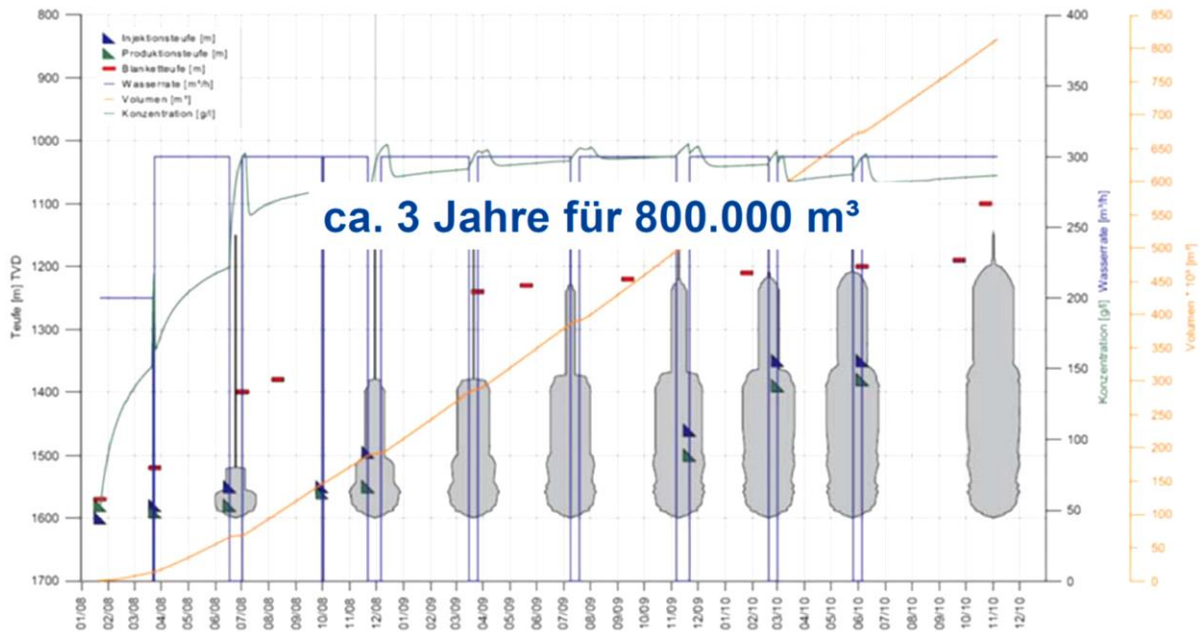


Abb. 4-12 Solen einer Kaverne in Salzgestein [Acht]

Die Darstellung zeigt den Fortschritt des Solens einer Salzkaverne. Mit Wasser wird das Salz gelöst und ausgespült. Durch den Solevorgang wird eine rotationssymmetrische Kaverne geschaffen. Die orangefarbene Linie zeigt das nahezu lineare Anwachsen des Innenvolumens über die Solezeit. Die linke Achse zeigt die Tiefe, auch Teufe genannt. Inklusive Planungszeit kann das Solen einer Kaverne bis zu 10 Jahre dauern [Acht].

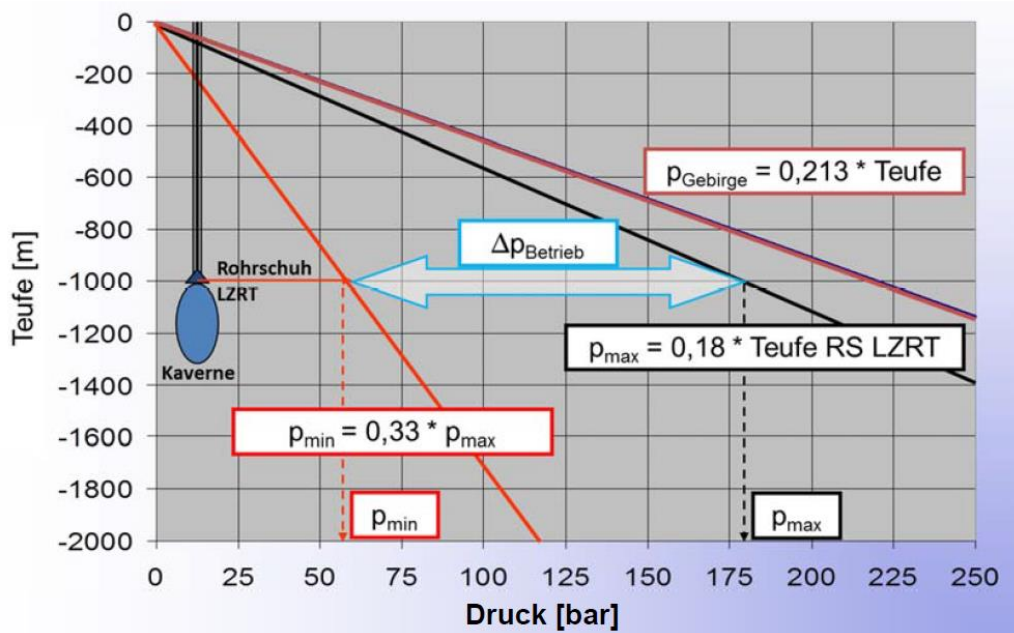


Abb. 4-13 Druckarbeitsbereich einer Kaverne [Acht]

Der maximale zulässige Druck p_{max} in einer Kaverne richtet sich nach dem Gegendruck des umliegenden Gebirges $p_{Gebirge}$. Gleichzeitig dient ein minimal zulässiger Druck p_{min} in der Kaverne der Stabilisierung der Kavernenwände. Als Berechnungsgrundlage dient die Tiefe des Rohrschuhs der Kaverne. Auf diese Weise lassen sich der maximale und minimale Arbeitsdruck berechnen. [Acht]

Die Kosten pro m^3 für die Herstellung einer Kaverne sinken vor allem mit steigender Größe. So werden bei einer Kavernengröße von 1,5 Mio. m^3 Kosten von rund 30 €/ m^3 möglich,

während bei kleineren Kavernen mit 1 Mio. m³ Volumen die Kosten bereits bei rund 50 €/m³ liegen. Sehr kleine Kavernen, zum Beispiel mit 250.000 m³ Volumen, liegen bei rund 70 bis 100 €/m³. Zudem lassen sich die Kosten für eine Kaverne nicht verallgemeinern, sondern hängen von diversen Standortfaktoren und geplanten Betriebsparametern ab. [Acht]

Kavernen sind Druckspeicher, die einen erheblichen Investitionseinsatz erfordern. Der Nutzen, die Kaverne als Druckspeicher zu verwenden, muss entsprechend hoch sein, um die Investitionen in sinnvollen Amortisationszeiten aufzuwiegen.

Eine Alternative zu Kavernen stellen poröse Untergründe dar, in denen ebenfalls Druckmedien gespeichert werden können. Durch eine stabile Unterfüllung aus CO₂ lässt sich laut aktuellen Untersuchungen die Speicherkapazität pro Volumen in solchen Untergrundspeichern erheblich steigern. [Oldenburg]

4.1.5 Andere potenzielle Druckspeicher

Anfragen beim Oberbergamt Clausthal-Zellerfeld [OBA] und beim Institut für Erdöl- und Erdgastechnik an der TU Clausthal [ITE] haben weitere Informationen zu potenziellen Druckspeichern ergeben:

Danach ist es je nach geologischer Beschaffenheit des umliegenden Gesteins prinzipiell möglich, auch in stillgelegten Bergwerken Druckluft zu speichern. Neben der Mächtigkeit des Gesteins oberhalb infrage kommender Schächte oder Stollen spielt vor allem die Dichtheit des Gesteins eine wesentliche Rolle. Bei Salzkavernen kann von einer Dichtheit des Gesteins ausgegangen werden, während bei zahlreichen anderen Gesteinsschichten diese Eigenschaft nicht gegeben ist. Mit entsprechenden Maßnahmen wäre es zumindest theoretisch denkbar, auch diese Bergwerke luftdicht abzuschließen. Der finanzielle und technische Aufwand dafür ist unbekannt. Des Weiteren unbekannt ist der unter Umständen destabilisierende Einfluss von Wechselbelastungen einer Druckluft-Gleitdruckspeicherung in stillgelegten Bergwerken.

Ebenfalls als Druckspeicher denkbar sind bisher ungenutzte Bunkeranlagen, insbesondere Tiefbunker oder unterirdische Anlagen. Bunker verfügen häufig über zum Teil meterdicke Stahlbetonwände, die das Potenzial zum Ertragen hoher Drücke bieten könnten. Quellen, inwieweit solche Bunkeranlagen als Druckspeicher geeignet oder nutzbar sind, sind nicht bekannt.

Eine Druckspeicher-Technologie, in diesem Fall als Gleichdruckspeicher für Druckluft, untersucht Prof. Seamus Garvey an der Nottingham University [Garvey] in einem von E.ON [EON] geförderten Forschungsprojekt. Die Druckluft wird in großen, elastischen Ballons mehrere hundert Meter unter der Meeresoberfläche gespeichert. Der Speicherdruck in bar entspricht in etwa einem Zehntel der Wassertiefe in Metern, so dass beispielsweise in 400 m Wassertiefe bereits rund 40 bar Speicherdruck realisierbar sind. Erste erfolgreiche praktische Versuche fanden im März 2012 statt.

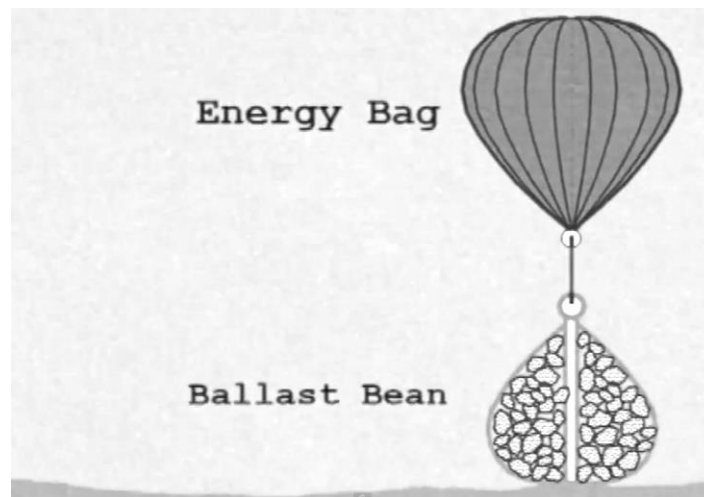


Abb. 4-14 Unterwasserdruckspeicher mit Ballon [Garvey]

Die Achillesverse dieser Technologie sind die hohen Kosten für das Halten der Druckballons am Meeresgrund. Prof. Garvey hofft diese Kosten von den üblichen 20.000 £/t mit einer eigenen Technik auf etwas mehr als 500 £/t senken zu können.

Eine ähnliche Technologie wird im Lake Ontario erprobt, erste Ergebnisse einer Studie liegen dazu vor. Trotz der geringen Wassertiefe von bis zu maximal 244 Metern ist die Technik vielversprechend. [Cheung]

4.2 Wärmeübertragung, Wärmespeicher und Wärmepumpen

Wie bereits anhand der Wirkungsgrade verschiedener CAES-Konzepte gezeigt wurde, ist die Speicherung der Kompressionswärme in Druckluftspeichern für den erzielbaren Wirkungsgrad von großer Bedeutung. Es werden deshalb zunächst verschiedene Wege der Wärmeübertragung und Techniken zur Speicherung von Wärme aufgezeigt, außerdem Wärmepumpen für den möglichen Einsatz in Druckluftspeichern erörtert.

4.2.1 Wärmeübertragung in Kraft- und Arbeitsmaschinen

Voraussetzung für eine effiziente Kraft- oder Arbeitsmaschine zum Umsetzen von Wärme in nutzbare mechanische oder elektrische Energie beziehungsweise umgekehrt, wie sie auch in adiabaten Druckluftspeichern eingesetzt werden, ist eine gute Wärmeübertragung. Denn von den in der Maschine erreichten Temperaturen hängt maßgeblich der Umsatzgrad, also der Wirkungsgrad, ab.

Für den Wirkungsgrad thermodynamischer Prozesse, die dem Bereitstellen von technisch nutzbarer Energie dienen, stellt der Carnot-Wirkungsgrad die theoretische Obergrenze dar. Praktisch ausgeführte Maschinen können diesen Wirkungsgrad nicht erreichen, weil im Carnot-Prozess von reversiblen, verlustlosen Zustandsänderungen ausgegangen wird. Der Carnot-Wirkungsgrad hängt ausschließlich von der zur Verfügung stehenden Kühltemperatur T_0 und der maximal auftretenden Prozesstemperatur T ab. [Baehr 4]

$$\eta_{\text{Carnot}} = 1 - \frac{T_0}{T}$$

(4-7)

Der Carnot-Wirkungsgrad lässt sich als Funktion über die Prozesstemperatur für eine vorgegebene Kühltemperatur, zum Beispiel 20, 40 und 60 °C, darstellen.

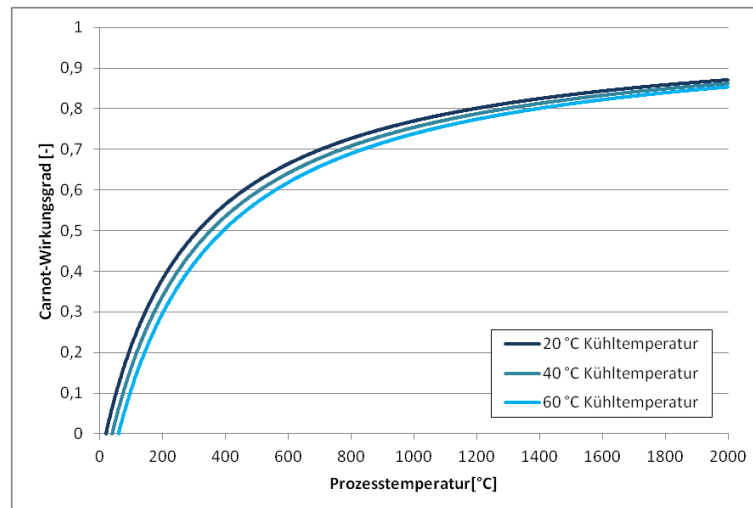


Abb. 4-15 Carnot-Wirkungsgrad über Prozesstemperatur

Der Verlauf des Carnot-Wirkungsgrades ist für Prozesstemperaturen bis 2.000 °C dargestellt, die in etwa den Verbrennungstemperaturen in einem Ottomotor [Merker 1] entsprechen. Real erreichen Ottomotoren heute Wirkungsgrade zwischen 30 und 40 % im Teillastbereich [Merker 2], was unterhalb der Hälfte des Carnot-Wirkungsgrades liegt.

Ein Anteil der Verluste in real ausgeführten Maschinen resultiert aus dem Umstand, dass Temperaturen nicht vollständig von dem Kühl- oder Heizmedium in den Prozess eingetragen werden können, weil Übertragungszeiten- und flächen begrenzt sind.

In den meisten Fällen findet eine indirekte Wärmeübertragung statt, bei der die beiden Medien, die Wärmeenergie austauschen sollen, durch eine wärmedurchlässige Wand konstruktiv getrennt sind [VDI-WA 1]. Solche Wärmeübergänge finden in handelsüblichen Wärmeübertragern, auch Rekuperatoren oder Wärmetauscher genannt, statt. Verwendet werden können Gleich-, Kreuz-, und Gegenstromwärmeübertrager, wobei mit dem Gegenstromverfahren die besten Wirkungsgrade mit rund 80 bis 90 % erreicht werden [Kurzweil 1]. Wärmetauscher sind verfügbar für Temperaturbereiche von -100 bis 1.400 °C und für Druckbereiche bis 500 bar [DubbelB 1].

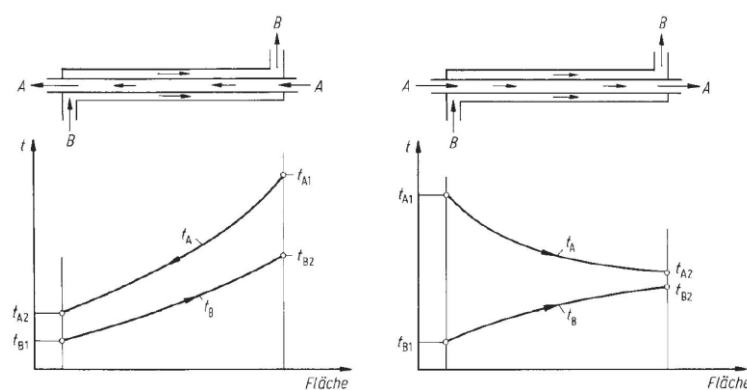


Abb. 4-16 Gegenstrom- und Gleichstrom-Wärmetauscher, Temperaturverläufe [Baehr 5]

Bei direkter Wärmeübertragung stehen die Medien bei dem Wärmeaustausch in unmittelbarem Kontakt. Typische Anwendungen sind Heiz- oder Kühlprozesse von Feststoffprodukten oder die Berieselung von Gasen zur Kühlung oder Aufheizung mit einer Flüssigkeit [VDI-WA 1].

Die halbindirekte Wärmeübertragung erfolgt, indem die beteiligten Medien in zeitlichem Versatz unmittelbaren Kontakt zu einem dritten Medium, meistens einer Feststoffmatrix,

haben. Anwendung findet diese sehr effiziente Art der Wärmeübertragung beispielsweise in Regeneratoren oder Schüttwärmespeichern [VDI-WA 1].

4.2.2 Flüssigkeits-Wärmespeicher

Flüssigkeits-Wärmespeicher gehören zu den sensiblen Wärmespeichern, bei denen der Energiegehalt einzig von der Temperatur abhängt. Im Allgemeinen wird mittels indirekter Wärmeübertragung [VDI-WA 1] dem wärmeführenden Fluid die Wärme entzogen und durch eine Trennwand dem Speichermedium zugeführt. Aber auch direkte Wärmeübertragung, zum Beispiel in Form einer Flüssigkeits-Rieselanlage bei Gegenstrom eines Gases, ist denkbar.

Als Wärmeträgermedium kommt für Betriebstemperaturen bis ca. 100 °C vor allem Wasser zum Einsatz, da Wasser eine sehr hohe Wärmekapazität besitzt [Herwig 1].

Bei Einsatztemperaturen bis knapp unter 400 °C bieten sich sogenannte Thermoöle an, die zum Beispiel in Thermosolaranlagen erfolgreich eingesetzt werden [Böttcher 1]. Diese synthetischen Öle besitzen eine geringere Wärmekapazität und Dichte als Wasser, weshalb größere Mengen für eine vergleichbare Wärmekapazität benötigt werden. Der Einsatz von Thermoölen ist mit hohen Investitionskosten verbunden [Böttcher 1].

Ein weiteres erprobtes Medium zur Wärmespeicherung bei Temperaturen bis deutlich über 400 °C stellen Salze, insbesondere Nitratsalze, dar. Der Nachteil dieser Salze ist, dass sie unterhalb von 250 °C kristallisieren können und dann ihre Pumpfähigkeit verlieren. Anlagenteile, durch die diese Salze fließen, müssen deshalb beheizbar sein. [Böttcher 2]

Eine besondere Bauform der flüssigen Energiespeicher ist der sogenannte Schichtspeicher. Dabei wird die wärmetragende Flüssigkeit im Speichertank möglichst wenig durchmischt. Schichten warmer Flüssigkeit liegen auf diese Weise stabil auf Schichten kälterer Flüssigkeit. Ausgekoppelt wird die Wärme jeweils in der Schicht, deren Temperatur der benötigten Temperatur am nächsten liegt. Die Einspeisung von Wärme erfolgt analog in einer Schicht mit einer Temperatur, die der Temperatur der zugeführten Wärme am nächsten liegt. Für Schichtspeicher werden deshalb idealerweise mehrere Wärmeübertrager oder Zu- und Abflüsse in verschiedenen Schichthöhen benötigt. [Lüdemann 1]

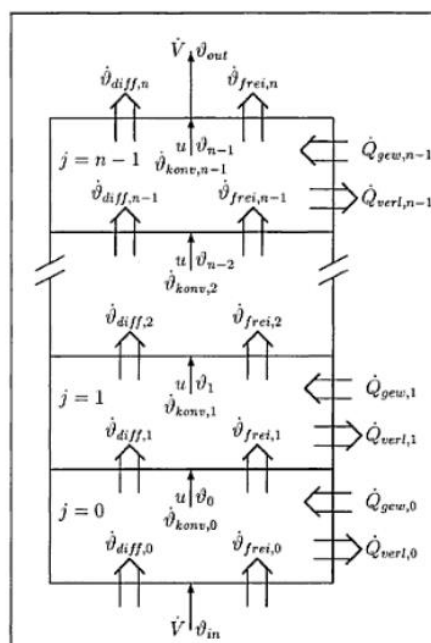


Abb. 4-17 Schichtspeichermodell [Lüdemann 1]

Flüssigkeitsspeicher als sensible Wärmespeicher erhalten als Schichtspeicher mit Temperaturschichtung die gespeicherte Energie effektiver als ein Mischspeicher. Über freie Konvektion und vor allem Wärmeleitung kommt es bei längeren Speicherzeiten trotz Schichtung zum Temperatenausgleich zwischen den Schichten. [Lüdemann 1]

Wenn die Arbeitstemperatur einen nahezu konstanten Wert besitzt, ist ein probates Vorgehen, das wärmetragende Medium im kalten und im warmen Zustand räumlich voneinander getrennt in separaten Tanks zu lagern. Man spricht auch vom 2-Tank-Speicher. Der Bauaufwand hierfür ist hoch, die Energieerhaltung aber am effektivsten. [Steinmann 1] [Rebhan 1]

Gut handhabbare Flüssigkeitswärmespeicher sind damit vor allem bei niedrigen Temperaturen bis rund 400 °C sinnvoll. Durch die in den meisten Fällen indirekte Wärmeübertragung können die Verluste unter Umständen relativ hoch werden. Wärmetauscherwandstärken und damit auch die der Übertragungsaufwand und die Verluste erhöhen sich außerdem, wenn das zu kühlende Medium und das Kühlmedium bei unterschiedlichen Drücken vorliegt. Davon darf bei Druckluftspeichern ausgegangen werden.

4.2.3 Feststoff-Wärmespeicher

Die Feststoff-Wärmespeicher gehören ebenfalls zu der Gruppe der sensiblen Wärmespeicher. Im Allgemeinen wird mittels halbindirekter Wärmeübertragung [VDI-WA 1] dem wärmeleitenden Fluid die Wärme entzogen und zu einem späteren Zeitpunkt direkt dem Speichermedium zugeführt.

Als Speichermedium bekannt sind Gesteine, Sand, Kies, Beton, Ziegel, Keramiken und Gusseisen. Aber auch andere Feststoffe mit hoher Wärmekapazität, Dichte und Wärmeleitfähigkeit sind prinzipiell geeignet, solange sie sich nicht unter Temperatureinwirkung chemisch oder physisch verändern. [Rummich 3]

Der einfachste Aufbau eines Feststoffspeichers ist eine lose Schüttung eines Feststoffs, durch die zum Wärmeaustausch ein Gas strömt oder eine Flüssigkeit fließt. Solche Speicher lassen sich nahezu in beliebiger Größe bauen. [Herwig 1]

Für diverse Wärmespeicheranwendungen, insbesondere für die Luftvorwärmung in Brennöfen oder artverwandten Verfahren, sind auf dem Markt Speicherkeramiken in unterschiedlichsten Formen verfügbar. Das Material kann je nach Einsatzzweck gewählt werden und ist gegen chemische und thermische Zersetzung resistent. Typische Ausführungen sind sechseckige, dreieckige, runde oder quadratische Kanäle in einer Block-Matrix. Aluminiumkeramiken gelten in der Regel bis etwa 1.300 °C als hitzebeständig, bei einer Dichte von rund 2.400 kg/m³ und einer Wärmekapazität von rund 1.000 J/kgK. [Alibaba].

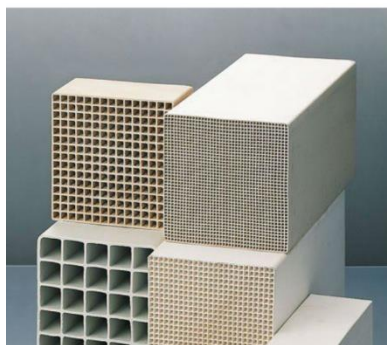


Abb. 4-18 Speicherkeramik mit quadratischen Kanälen [Alibaba]

Bei Einrechnung des jeweiligen Lückengrades erreichen die Keramik-Matrizen je nach Ausführung Dichten von wenigen 100 kg bis hin zu rund 1.000 kg/m³ bei sehr großen Oberflächen. [Alibaba]

Die Vorteile der Wabenkeramik liegen in sehr guter Wärmerückgewinnung, geringem Druckverlust und einer geringen Ablagerungstendenz von Partikeln durch gerade Strömungsführung. [Ibiden]

Die Verwendung dieser Speicherkeramiken für Druckluftanwendungen ist naheliegend, da das Material hitzebeständig und günstig in der Anschaffung ist. Zusätzlich erfüllt solch ein Wärmespeicher noch die Funktion der Wärmeübertragung, so dass keine zusätzlichen Komponenten dafür benötigt werden.

Einen speziellen Wärmespeicher für den adiabaten Druckluftspeicher ADELE hat die Firma Züblin [Züblin] entwickelt und patentiert [ZÜP].

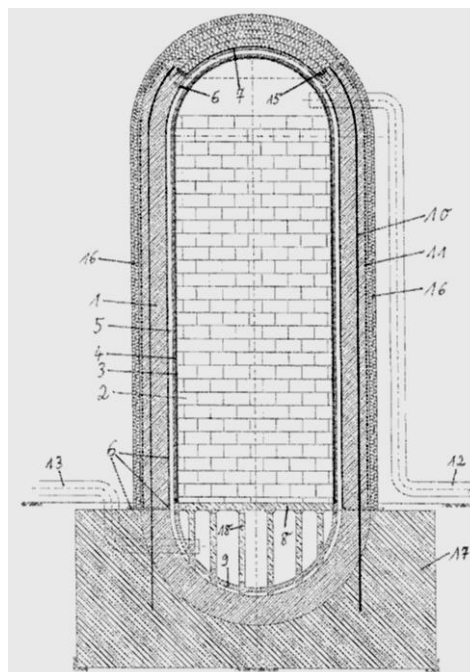


Abb. 4-19 Wärmespeicherpatent der Firma Züblin [ZÜP]

Das Patent der Firma Züblin betrifft Ansprüche für Druckbereiche über 65 bar. Der Mantel des Wärmespeichers besteht aus vorgespanntem Stahlbeton mit Kohlefaserspanngliedern. Hitzebeständige Schichten trennen das keramische Speichermaterial von einer Isolierschicht, die den Beton vor Temperaturen von rund 650 °C schützen sollen. [P14]

Die senkrechte Anordnung des Wärmespeichers ist in adiabaten Druckluftspeichern vor allem bei langen Haltezeiten sinnvoll. Es kommt zu einer Temperaturschichtung der im Speicher vorhandenen Restluft, wobei sich warme Luft oben und kalte Luft unten sammelt. Solange keine Drücke von über 65 bar erreicht werden, wird das Patent der Firma Züblin nicht berührt.

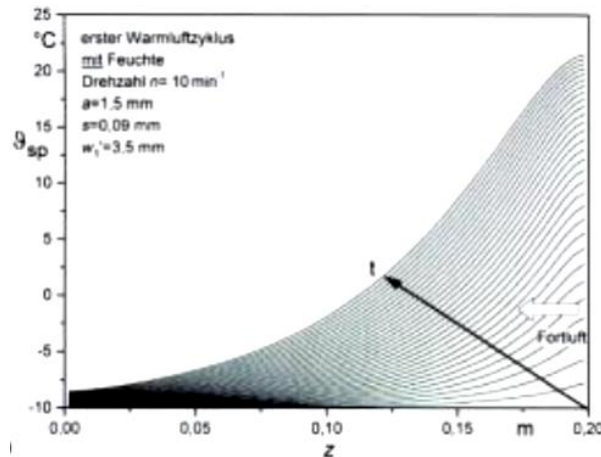


Abb. 4-20 Beladung einer Regeneratormatrix [VWA Nb10]

Die Abbildung zeigt die erste Beladung eines Feststoffwärmespeichers, wobei feuchte, warme Luft von rechts in die Matrix strömt und über die Zeit die Matrix in Strömungsrichtung erhitzt. [VDI-WA 2]

Besonders effizient sind Feststoffwärmespeicher, wenn sie als Regenerator halbindirekt betrieben in kurzen Zyklen be- und entladen werden, wie es beispielsweise in Rotationsregeneratoren der Fall ist. [VDI-WA 3]

Um eine Vorstellung von den Wärmeübertragungen in einem Feststoffspeicher bei längeren Zyklendauern zu erhalten, wurde im Zuge dieser Arbeit unter anderem eine Simulink-Simulation eines Feststoffwärmespeichers erstellt.

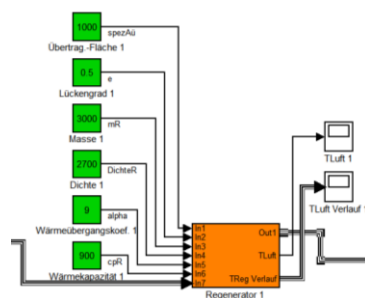


Abb. 4-21 Simulink-Modell des Wärmespeichers

Die Spezifikationen des Feststoffspeichers (grün) können je nach verwendeter Speichermatrix angepasst werden. Andere Prozess-Werte wie der Luftmassenstrom werden durch den Buseingang 7 in das Modul übertragen. Ausgegeben werden die Lufttemperaturen an verschiedenen Orten im Wärmespeicher. Der Wärmeübergangskoeffizient wird in diesem Modell vereinfachend als konstant und die Luft als trocken angenommen. Die Wärmekapazitäten variieren nicht über die Temperatur. Der Massenstrom der Luft beträgt 1,5 kg/s. Die Luft strömt mit einer Temperatur von 140 °C in den Wärmespeicher.

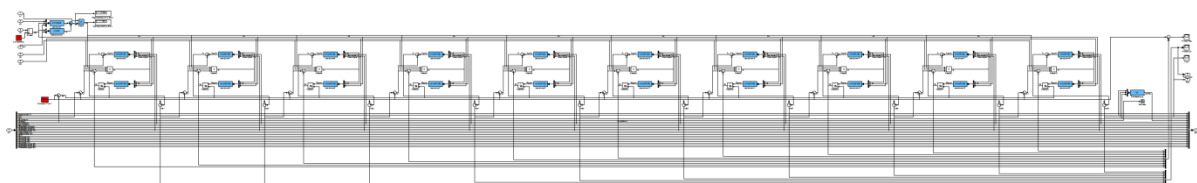


Abb. 4-22 Aufbau des Wärmespeicher-Moduls mit 10 Einzelmassen

Das Wärmespeichermodell besteht aus zehn gleich großen, nacheinander durchströmten Einzelmassen, die als Einheit jeweils Wärme mit der Luft austauschen. Die zehn Lufttemperaturen hinter diesen Einzelmassen werden als „T Luft Verlauf“ ausgegeben.

Innerhalb des Moduls befinden sich Lösungen für die Differenzialgleichungen für den Wärmeübergang zwischen Luft und Wärmespeichermaterial. Eine Herleitung der Gleichungen erfolgt hier nicht. Im Anhang befindet sich unter Abb. 12-1 eine Grafik, anhand der sich der Aufbau des Modells nachvollziehen lässt.

Die Ausgabe der Lufttemperaturen vermittelt einen ersten Eindruck über das Verhalten eines sensiblen Feststoff-Wärmespeichers mit 3.000 kg Masse in einem Druckluftspeicher mit einem Luftmassenstromdurchsatz von 1,5 kg pro Sekunde über einen Zeitraum von einer Stunde, also 3.600 s.

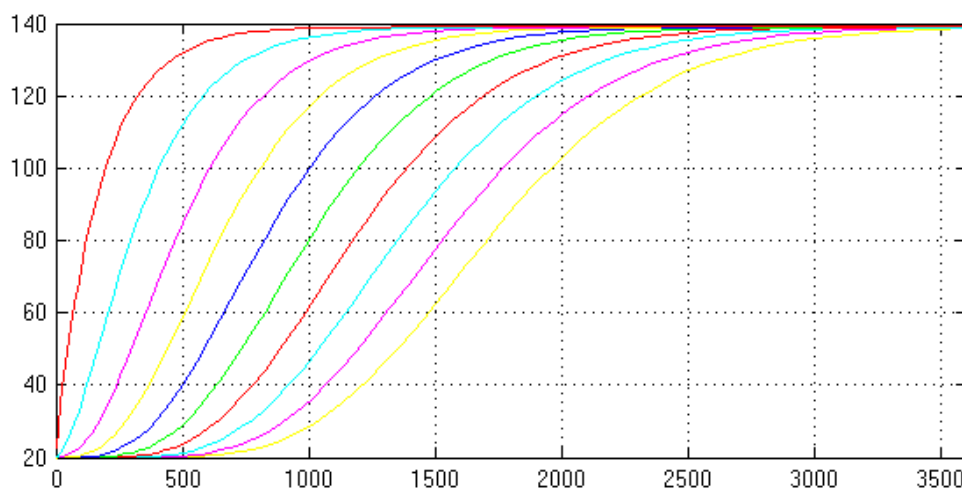


Abb. 4-23 y-Achse Temperatur in °C, x-Achse Zeit in Sekunden, die Kurven entsprechen von links nach rechts den Luft-Temperaturen an der Zuflussseite (links) und am Austritt (rechts)

Nach rund 10 Minuten, also 600 s, ist die Wärmekapazität dieses Wärmespeichers als Kühlung insofern erschöpft, dass sich bereits erste deutliche Temperaturerhöhungen in der Luft am Ausgang des Wärmespeichers (gelbe Kurve ganz rechts) bemerkbar machen. Nach etwa einer Stunde nimmt der Speicher kaum noch Wärme auf, was daran zu erkennen ist, dass die Luft am Ausgang des Wärmespeichers nahezu die Temperatur der zufließenden Luft von 140 °C besitzt.

Damit ist exemplarisch gezeigt, dass ein Feststoff-Wärmespeicher auch bei längerer Zyklendauer Wärme innerhalb zu ermittelnder Zeiträume zuverlässig aufnimmt und gleichzeitig die Funktion einer Kühlung der Luft übernehmen kann.

4.2.4 Latente Wärmespeicher

Als latente Wärmespeicher bezeichnet man solche, bei denen der reversible Phasenübergang vom festen zum flüssigen Zustand einer Substanz für eine Erhöhung der Speicherkapazität sorgt. Der Phasenübergang findet dabei bei einer nahezu konstanten Temperatur statt, wobei die Erstarrungs- beziehungsweise Schmelzenthalpie abgegeben beziehungsweise aufgenommen wird. Typische Substanzen für diese Anwendung sind Paraffine, Salzhydrate oder auch Wassereis. Über die Wahl des Materials lassen sich die Temperaturen auf den Anwendungsfall anpassen. Da die Phasenwechselmaterialien in der Regel schlechte Wärmeleitwerte besitzen, sind große Übertragungsflächen notwendig. Die Speicherdichte ist in der Regel höher als bei sensiblen Wärmespeichern. [Herwig]

Erste Entwicklungen zur Speicherung von Wärme oder Kälte in latenten Wärmespeichern liegen bereits rund vierzig Jahre zurück. Über Wärmetauscher wird die Wärme in einen Speicher eingebracht beziehungsweise diesem entzogen. Der Speicher selbst besteht aus einer Matrix, hier Kugeln, mit einem Phasenwechselmaterial. [P13]

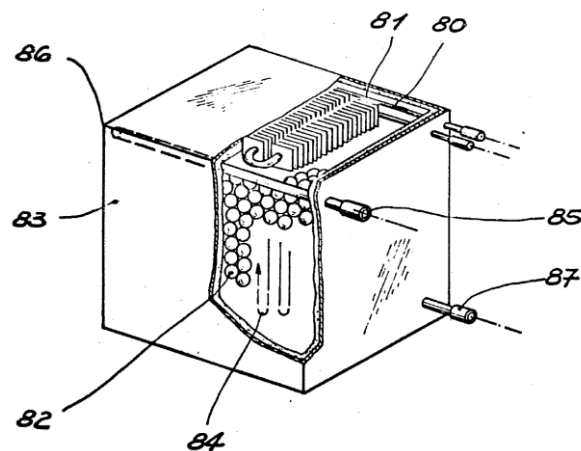


Abb. 4-24 Latenter Wärmespeicher, 1970 [P13]

Der Optimierung der Dynamik von solchen Latentwärmespeichern wird zurzeit unter anderem am Fraunhofer-Institut für Fertigungstechnik und Angewandte Materialforschung (IFAM) nachgegangen. Für eine bessere Wärmeübertragung wurden mit einem Phasenwechselmaterial gefüllte Metallhohlkugeln entwickelt. [IFAM]



Abb. 4-25 Metallhohlkugeln mit Phasenwechselmaterialien [IFAM]

Diese Kugeln lassen sich zudem in Metallschäume mit Lückengraden um 10 % einbetten, wodurch die Wärmeleitung erheblich verbessert wird. [IFAM]

Latente Wärmespeicher stellen mit ihrer im Vergleich zu sensiblen Wärmespeichern höheren Speicherdichte und der konstanten Phasenwechseltemperatur eine gute Möglichkeit zur Wärmespeicherung dar. Nachteilig dürften sich der schlechte Wärmeübergang in den Phasenwechselmaterialien selbst sowie der erhebliche Bau- und damit Produktionsaufwand auswirken.

4.2.5 Chemische Wärmespeicher

Chemische Wärmespeicher sind die Technologie, der aktuell das größte Potenzial bei der Speicherung von Wärme zugesprochen wird, weil sie bei den spezifischen Wärmekapazitäten noch vor den Phasenwechselmaterialien liegen. Zugrunde liegt dieser Technologie eine reversible chemische Reaktion, die beim Speichervorgang endotherm und beim Ausspeichervorgang exotherm geführt wird. In den meisten Fällen werden Reaktionen zwischen einem Gas und einem Feststoff eingesetzt. Für verschiedene Einsatztemperaturen lassen sich passende Stoffkombinationen einsetzen. [Kerskes]

Reaktionstyp	Reaktion	Temperaturbereich [°C]
Dehydratisierung von Salzhydraten	$\text{MgSO}_4 \cdot 7 \text{H}_2\text{O} \rightleftharpoons \text{MgSO}_4 \cdot \text{H}_2\text{O} + 6 \text{H}_2\text{O}$	100–150
	$\text{MgCl}_2 \cdot 6 \text{H}_2\text{O} \rightleftharpoons \text{MgCl}_2 \cdot \text{H}_2\text{O} + 5 \text{H}_2\text{O}$	100–130
	$\text{CaCl}_2 \cdot 6 \text{H}_2\text{O} \rightleftharpoons \text{CaCl}_2 \cdot \text{H}_2\text{O} + 5 \text{H}_2\text{O}$	150–200
	$\text{CuSO}_4 \cdot 5 \text{H}_2\text{O} \rightleftharpoons \text{CuSO}_4 \cdot \text{H}_2\text{O} + 4 \text{H}_2\text{O}$	120–160
	$\text{CuSO}_4 \cdot \text{H}_2\text{O} \rightleftharpoons \text{CuSO}_4 + \text{H}_2\text{O}$	210–260
Deammonierung von Ammoniakaten anorganischer Chloride	$\text{CaCl}_2 \cdot 8 \text{NH}_3 \rightleftharpoons \text{CaCl}_2 \cdot 4 \text{NH}_3 + 4 \text{NH}_3$	25–100
	$\text{CaCl}_2 \cdot 4 \text{NH}_3 \rightleftharpoons \text{CaCl}_2 \cdot 2 \text{NH}_3 + 2 \text{NH}_3$	40–120
	$\text{MnCl}_2 \cdot 6 \text{NH}_3 \rightleftharpoons \text{MnCl}_2 \cdot 2 \text{NH}_3 + 4 \text{NH}_3$	40–160
Thermische Dehydrierung von Metallhydriden	$\text{MgH}_2 \rightleftharpoons \text{Mg} + \text{H}_2$	200–400
	$\text{Mg}_2\text{NiH}_4 \rightleftharpoons \text{Mg}_2\text{Ni} + 2\text{H}_2$	150–300
Dehydratisierung von Metallhydroxiden	$\text{Mg}(\text{OH})_2 \rightleftharpoons \text{MgO} + \text{H}_2\text{O}$	250–350
	$\text{Ca}(\text{OH})_2 \rightleftharpoons \text{CaO} + \text{H}_2\text{O}$	450–550
	$\text{Ba}(\text{OH})_2 \rightleftharpoons \text{BaO} + \text{H}_2\text{O}$	700–800
Decarboxilierung von Metallcarbonaten	$\text{ZnCO}_3 \rightleftharpoons \text{ZnO} + \text{CO}_2$	100–150
	$\text{MgCO}_3 \rightleftharpoons \text{MgO} + \text{CO}_2$	350–450
	$\text{CaCO}_3 \rightleftharpoons \text{CaO} + \text{CO}_2$	850–950

Abb. 4-26 Stoffkombinationen verschiedener Einsatztemperaturen [Kerskes]

Als Speichermatrix können aktive und passive Trägerstrukturen zum Einsatz kommen, wie beispielsweise zeolithische Wabenstrukturen, Schüttmaterialien oder metallische Schäume. [Kerskes]



Abb. 4-27 Verschiedene Trägerstrukturen [Kerskes]

Neben der hohen Speicherdichte ist insbesondere die verlustlose Langzeitspeicherung der Wärme ein großer Vorteil dieser Wärmespeicher. Die Speicherdichte ist unter anderem von den verwendeten Stoffpaarungen abhängig. Dazu existieren bereits durch Experimente ermittelte Werte. [Kerskes]

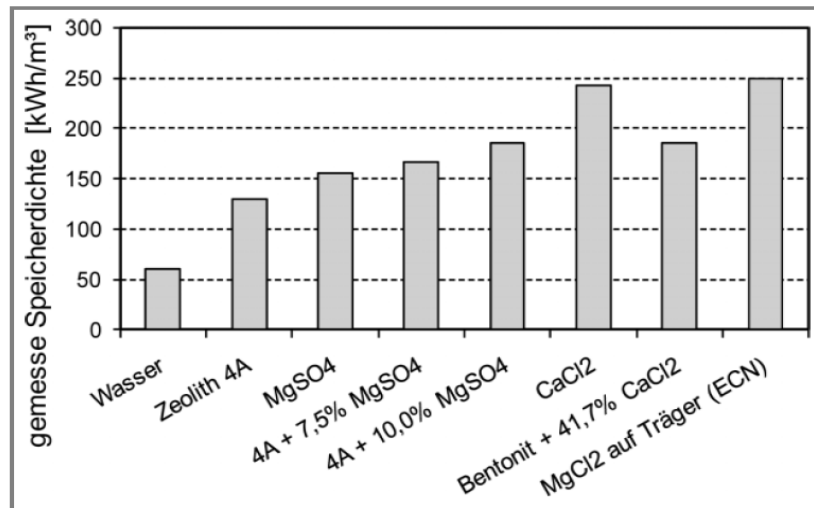


Abb. 4-28 Experimentell validierte Speicherdichten [Kerskes]

Gegenüber einer Speicherung der Wärmeenergie bei einer Temperaturdifferenz von 50 K in Wasser als sensibles Speichermedium erreichen die chemischen Wärmespeicher Speicherdichten vom bis zum fünffachen Wert bei 250 kWh/m³. [Kerskes]

Zu beachten ist, dass bei höheren Differenztemperaturen als 50K die Speicherdichte von sensiblen Wärmespeichern ebenfalls deutlich zunimmt. Allerdings steigen dann auch die Wärmeverluste und der Isolationsaufwand bei längeren Haltezeiten.

Ein Problem der chemischen Wärmespeicher ist die Zyklfestigkeit. Der Umsatzgrad der Speichermasse in der chemischen Reaktion sinkt im Allgemeinen mit der vom System durchgeführten Anzahl von Speicherzyklen. Gründe dafür können unerwünschte, chemisch stabile Nebenprodukte oder die Durchmischung verschlechternde Umordnungsprozesse der Speichermatrix sein. [HSG]

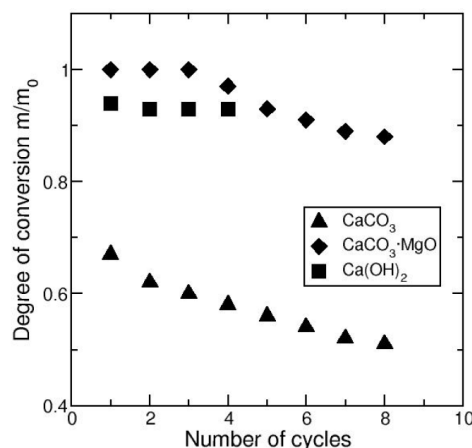


Abb. 4-29 Zyklfestigkeit [HSG]

Für einige Stoffkombinationen stellt sich ein relativ konstanter Umsatzgrad ein, während andere Materialien zu einem hohen Abbau an Speicherkapazität neigen. An besonders zyklfesten Stoffpaarungen wird zurzeit geforscht. [HSG]

Zudem ist bei chemischen Wärmespeichern durch eine Anpassung des Arbeitsdrucks in solchen Prozessen eine Auskopplung der Wärme auf einer höheren Temperatur möglich. [Kerskes]

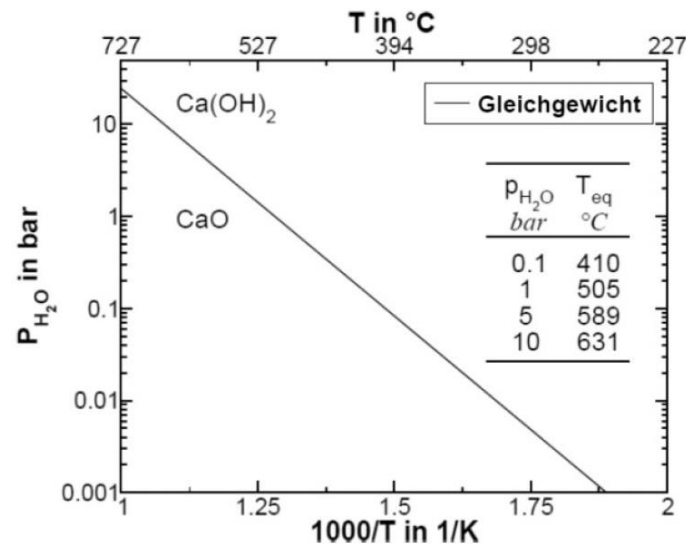


Abb. 4-30 Einfluss des Drucks auf die Temperatur [Kerskes]

Am Beispiel der Stoffpaarung Kalziumoxid CaO und Wasser ist die Abhängigkeit der Prozess-Gleichgewichtstemperatur in Abhängigkeit vom Wasserdampfdruck aufgetragen.

Die Arbeitsgruppe Thermische Batterie unter der Leitung von Dr. Thomas Schmidt am Institut für Nachhaltige Chemie und Umweltchemie arbeitet unter anderem an Methoden, sich diese Druckabhängigkeit der chemischen Prozesse zunutze zu machen und in gewissen Grenzen die Temperatur für den Ein- und Ausspeichervorgang steuerbar zu machen. Damit kann der chemische Wärmespeicher ähnlich wie eine Wärmepumpe eingesetzt werden.

Ein Prototyp eines chemischen Wärmespeichers auf der Basis von anorganischen Salzen und Wasser soll im nächsten Jahr an der Leuphana Universität am Institut für Umweltchemie unter dem Projekt „Thermische Batterie“ entstehen. [Schmidt]

Ein chemischer Wärmespeicher kann damit zusammenfassend formuliert also auch längere Speicherzeiten verlustlos überbrücken und zugleich die Funktionen einer Wärmepumpe übernehmen. Es besteht an mehreren Details jedoch noch Forschungsbedarf.

4.2.6 Verdampfermaschinen als Wärmepumpen

Eine Aufwertung von Wärme im thermodynamischen Sinne erfolgt durch die Anhebung der Temperatur. Dafür können Wärmepumpen eingesetzt werden.

Allgemein bekannt ist diese Technik in der sogenannten Erdwärmeheizung. Dabei werden die große Wärmekapazität und die gleichmäßige Temperatur des Untergrunds als Energiequelle für Heizungswärme herangezogen. Eine elektrisch betriebene Wärmepumpe hebt die Temperatur der so gewonnenen Untergrundwärme auf das benötigte Temperaturniveau an. Der Stromverbrauch der Wärmepumpe ist dabei geringer als die insgesamt erwirtschaftete Heizwärmemenge.

Im industriellen Maßstab finden Wärmepumpen in verschiedensten Ausführungen und Einsatzgebieten Anwendung. Dabei kann der Antrieb elektrisch, gasbetrieben oder anderweitig betrieben sein. Generell sind Wärmepumpenanlagen, gerade im höheren Leistungsbereich, mit hohen Investitionskosten verbunden. [DubbelB 2]

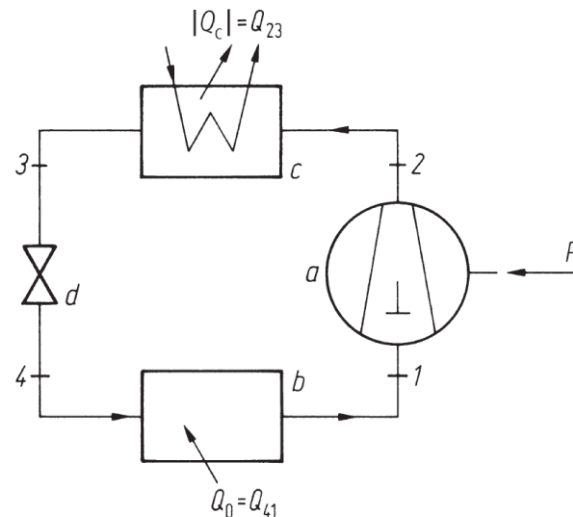


Abb. 4-31 Verdampferwärmemaschine [DubbelB 3]

Der Aufbau einer Wärmepumpe entspricht dem einer Verdichterkältemaschine, wie er beispielsweise in Kühlschränken verbaut ist. Das Ziel ist bei der Wärmepumpe jedoch die Erzeugung von Hochtemperaturwärme. Dazu wird ein Kältemittel mit entsprechenden Verdampfungstemperaturen mit der Pumpe a und der Leistung P auf einen bestimmten Druck verdichtet. In dem Verdampfer c verdampft das Kältemittel und gibt Wärme ab. Die Drossel d vermindert den Druck des gasförmigen Kältemittels soweit, dass es bei dem Verflüssiger b kondensiert. Die im Verflüssiger zugeführte Wärmemenge ist die Niedertemperaturwärme, die aufgewertet werden soll. Im Verdampfer entsteht die gewünschte Hochtemperaturwärme. [DubbelB 3]

Eine wichtige Größe zur Beschreibung von Wärmepumpenprozessen ist die Leistungszahl ε . Für reversible Prozesse lässt sie sich aus dem Carnot-Prozess ableiten und mittels der Temperatur der Wärmequelle T_u und der zu erreichenden Temperatur T_o beschreiben. [Lucas 1]

$$\varepsilon_{\text{rev}} = \frac{T_o}{T_o - T_u}$$

(4-8)

Gleichzeitig ist die Leistungszahl der Quotient von abgegebener Wärmemenge Q_o bei der gewünschten Temperatur T_o und der eingesetzten elektrischen Energie W_{el} . Gute Mittelwerte der Wirkungsgrade für die Umwandlung der Wärmeenergie η_{Wp} liegen bei 36 % [DubbelB 2].

$$\varepsilon = \varepsilon_{\text{rev}} \cdot \eta_{\text{Wp}} = \frac{Q_o}{W_{\text{el}}}$$

(4-9)

Praktisch erreichbare Werte der Leistungszahl liegen zwischen 3 und 7 [DubbelB 4]. Die Abhängigkeit der Leistungszahl von der erzielten Temperaturdifferenz kann für festgelegte Temperaturen der Niedertemperaturquelle berechnet und im Diagramm dargestellt werden.

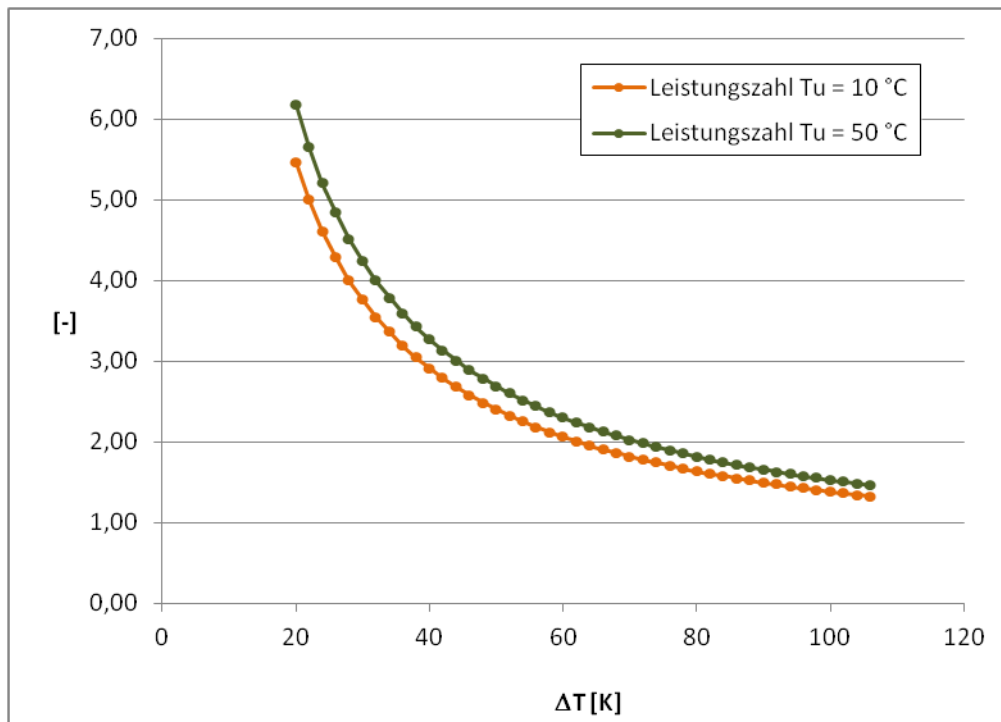


Abb. 4-32 Leistungszahl in Abhängigkeit von der Temperaturdifferenz

Die Leistungszahl fällt generell mit ansteigender Temperaturdifferenz ab. Zusätzlich ist die Effizienz der Wärmepumpe auch von der Quellentemperatur T_u abhängig. Bei gleicher zu erreichender Temperaturdifferenz ist die Leistungszahl für hohe Quellentemperaturen höher als bei tieferen Quellentemperaturen. Im Diagramm sind als Vergleich die Verläufe der Leistungszahlen für Niedertemperaturquellen bei Temperaturen von 10 beziehungsweise 50 °C eingetragen.

Soll die energetische Gesamtwirtschaftlichkeit von Wärmepumpen betrachtet werden, spielt auch die Herkunft der Antriebsenergie eine Rolle. Dabei ist wichtig, den Wirkungsgrad der zuvor erzeugten Energie mit einzubeziehen, die zum Antrieb der Wärmepumpe verwendet wird. Liegt dieser Erzeugerwirkungsgrad zum Beispiel bei 33 %, dann muss die Wärmepumpe Leistungszahlen von über 3 erreichen, um energetisch sinnvoll eingesetzt zu werden.

Mit Wärmepumpen lässt sich unter Verlusten die Temperatur vorhandener Wärmeenergie erhöhen. Damit sind sie für den Einsatz in thermodynamischen Prozessen interessant, in denen der Wirkungsgrad erheblich von der Temperatur der zugeführten Wärme abhängt. Nachteilig ist, dass elektrische Energie notwendig ist, um die Pumpen anzutreiben. Energetischer Nutzen und energetische Kosten müssen je nach Anwendungsfall abgewogen werden.

4.2.7 Stirlingmotor als Wärmepumpe

Ebenfalls als Wärmepumpe einsetzbar sind Maschinen, die nach dem Stirlingprinzip arbeiten. Stirlingmotoren, die zum Beispiel mit einem elektrischen Motor angetrieben werden, nehmen an einer Seite Wärme auf, um sie auf der anderen Seite als Wärme abzugeben. Die Nutzung dieses Effekts wird heute jedoch vor allem für Kühlzwecke genutzt [Werdich 1]. Erreichbare Temperaturen dabei liegen je nach Bauweise bei 10,5 bis 20 K [Stephan 1].

Als Wärmepumpen können angetriebene Stirlingmotoren auf der Warmseite Temperaturen von 800 °C erreichen [Stephan 2], was sie für den Einsatz zur Erzeugung von Hochtemperaturwärme interessant macht.

Für Stirlingmotoren als Wärmepumpen gelten damit ähnliche Vor- und Nachteile wie für Wärmepumpen.

4.3 Potenzielle Wärmequellen

Technisch und thermodynamisch ist insbesondere Wärmeenergie mit hoher Temperatur von Bedeutung, da wie bereits in Kapitel 4.2.1 gezeigt eine Umwandlung von hoch temperierter Wärme in technisch nutzbare Energieformen wie mechanische oder elektrische Energie besonders effizient möglich ist. Je höher die Temperatur liegt, desto höher liegt der theoretische Carnot-Wirkungsgrad.

4.3.1 Wärme aus externen Quellen

Stand 2010 betrug das vorhandene, ungenutzte Abwärmepotenzial in Deutschland rund 280 TWh im Jahr [Groß]. Dieses gilt es zu nutzen. Außerdem werden zur Kompensation von fluktuierenden erneuerbaren Energien wie Windkraft zukünftig sogenannte Schattenkraftwerke, vor allem regelbare Gaskraftwerke, benötigt, die in den kommenden zwei Jahrzehnten teilweise zusätzlich gebaut werden müssen [IWES].

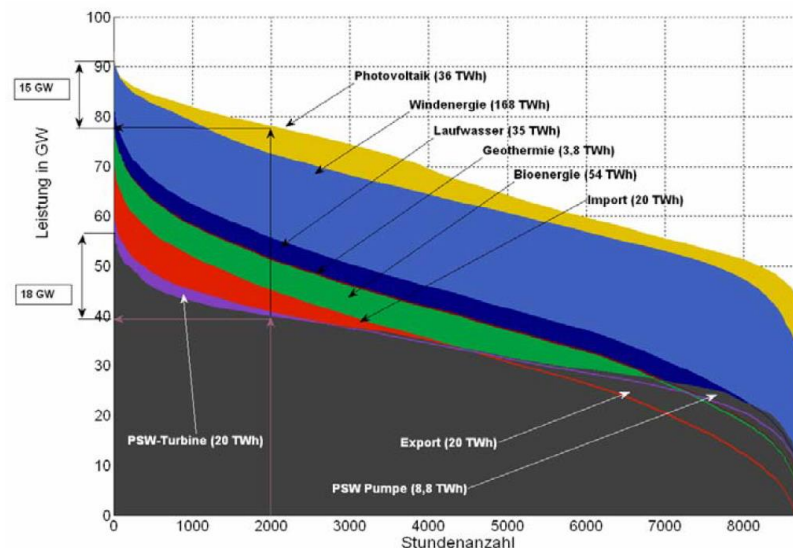


Abb. 4-33 Jahresdauerlinien der Stromerzeugung 2020 [IWES 1]

Ein hoher Bedarf an konventioneller Kraftwerksleistung besteht zukünftig vor allem für kurze Zeiträume. Dadurch werden nicht regelbare Großkraftwerke strategisch zunehmend uninteressant, und regelbare konventionelle Kraftwerke mit mehr An- und Abfahrzyklen, wie zum Beispiel Gaskraftwerke, werden erforderlich.

Neben dem bereits vorhandenen Abwärmepotenzial ist also auch weiterhin mit Abwärme aus Schattenkraftwerken zu rechnen, die allerdings nur dann laufen, wenn Erzeugerleistung von Wind- oder Solarstrom wegfällt. Wenn also der Wind nicht weht und die Sonne nicht scheint, sollte die in konventionellen Schattenkraftwerken anfallende Abwärme für eine effektive Nutzung zwischengespeichert werden.

4.3.2 BHKWs als Abwärmequellen

Eine Quelle von Abwärme bei Temperaturen zwischen 450 bis 520 °C stellen gasbetriebene BHKWs dar, zu denen auch die Biogasanlagen gehören. Der Anteil der Abgaswärme beträgt rund 45 % der insgesamt anfallenden Abwärme. [Gaderer 1]

Die im Kühlwasser anfallende Abwärme mit rund 90 °C wird als thermodynamisch für einen CAES nicht relevant angenommen.

	Anlage 1 und 2 150 kW _{el}	Anlage 3 und 4 500 kW _{el}
Motorbauart	Gas-Otto	Gas-Otto
Wirkungsgrad elektrisch laut Hersteller	36 %	39 %
Wirkungsgrad elektrisch real	33 %	36 %
Wirkungsgrad thermisch laut Hersteller	48 %	45 %
Wirkungsgrad thermisch real	45 %	42 %

Abb. 4-34 Wirkungsgrade Biogas-BHKWs [Gaderer 2]

Die praktisch erreichbaren Wirkungsgrade von Biogas-BHKWs erreichen niedrigere Wirkungsgrade als von den Herstellern angegeben. Zudem wirkt sich die Skalierung hin zu höheren Leistungen positiv auf den Wirkungsgrad aus. [Gaderer 2]

Unter der Annahme, dass der Wirkungsgrad einer durchschnittlichen Biogasanlage mit einer Leistung von 500 kW elektrisch rund 36 % beträgt, folglich also rund 64 % der Feuerungsleistung als Abwärme anfällt, von der wiederum 45 % als Abgasabwärme verloren gehen, dann gelangen allein bei einer solchen Biogasanlage täglich rund 10 MWh Hochtemperaturabwärme ungenutzt mit dem Abgas in die Umwelt.

Betrachtet man beispielsweise das Abwärmepotenzial von 234 Biogasanlagen in Schleswig-Holstein Stand 2009, dann wurde zu diesem Zeitpunkt bei nur 27 % der Biogasanlagen überhaupt Abwärme genutzt, in den meisten Fällen zu Heizzwecken. Da die Stromproduktion dieser Anlagen im Vordergrund steht, wurde Abwärmenutzung kaum in Betracht gezogen. Die gesamte elektrische Leistung aller Biogasanlagen allein in diesem Bundesland wird mit 122,32 MW angegeben. [SHB]

Daraus lässt sich analog zur Berechnung für eine Anlage ermitteln, dass die gesamte Abgasabwärme bei rund 2,46 GWh täglich liegt. Wenn davon 27 % bereits eine Wärmenutzung, angenommen auch für das Abgas, besitzen, dann bleiben mindestens rund 1,80 GWh Abgasabwärme täglich in Schleswig-Holstein ungenutzt.

Für eine Abschätzung der Hochtemperaturabwärme in ganz Deutschland kann man aktuelle Zahlen aus dem aktuellen Bestand der Biogasanlagen heranziehen.

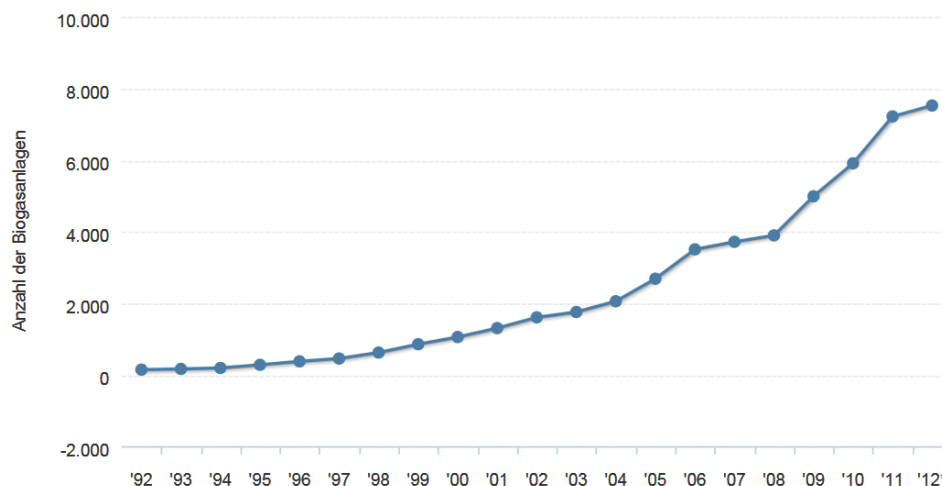


Abb. 4-35 Anzahl der Biogasanlagen in Deutschland [Schütte]

Bundesweit existieren heute rund 7.500 Biogasanlagen in Deutschland, Ende 2011 waren es 7.215 Anlagen. Seit Anfang 2009 hat sich die Anzahl dieser Anlagen damit bis Ende 2011 um den Faktor 1,85 vervielfacht, also fast verdoppelt. Da das EEG im Jahr 2012 [EEG] erstmals eine Reglementierung der Abwärmenutzung für Neuanlagen beinhaltet, kann man für alle bis Ende 2011 in Betrieb genommenen Anlagen vereinfachend einen ähnlichen Abwärmenutzungsgrad annehmen, wie er Anfang 2009 in Schleswig-Holstein vorlag.

Fielen bei den 234 Biogasanlagen in Schleswig-Holstein Anfang 2009 rund 1,80 GWh Abgasabwärme täglich an, dann verblieben 2011 bei bundesweit 7.215 Anlagen schätzungsweise rund 55,5 GWh Hochtemperaturwärme täglich, beziehungsweise 20,3 TWh jährlich, ungenutzt. Das Potential ungenutzter Hochtemperaturabwärme allein bei Biogasanlagen, die heute und vermutlich noch bis mindestens 2020 zum Bestand zählen, ist damit beachtlich.

Hinzu kommen ungenutzte Abwärmemengen in anderen stromgeführten BHKWs, deren Abwärmepotenzial hier nicht näher ermittelt wird.

Bei Biogasanlagen aber auch bei anderen BHKWs, wie beispielsweise den zunehmenden Schattenkraftwerken, fallen erhebliche Abwärmemengen bei für thermodynamische Prozesse relevanten Temperaturen an.

4.3.3 Industrielle Abwärme

Aktuelle Studien [Groß] unterscheiden Abwärme nach Temperaturen unter und über 350 °C. Für thermodynamische Prozesse zur Umwandlung von Wärme in technisch nutzbare Energieformen ist, wie bereits gezeigt, die Temperatur von großer Bedeutung für den erreichbaren Wirkungsgrad der Umwandlung – je höher desto besser.

In der Industrie fallen beispielsweise in chemischen Synthese-Prozessen von Phosphor und Calciumcarbid große Abwärmemengen mit Temperaturen von 750 bis 1.400 °C an. Die Abwärmemengen wurden 1982 bereits auf 420 beziehungsweise 408 GWh jährlich geschätzt. [Lambrecht]

Inwieweit diese Zahlen heute noch relevant sind, ist unbekannt. Es zeigt jedoch, dass zumindest potenziell höhere Abwärmemetemperaturen in industriellen Prozessen vorliegen.

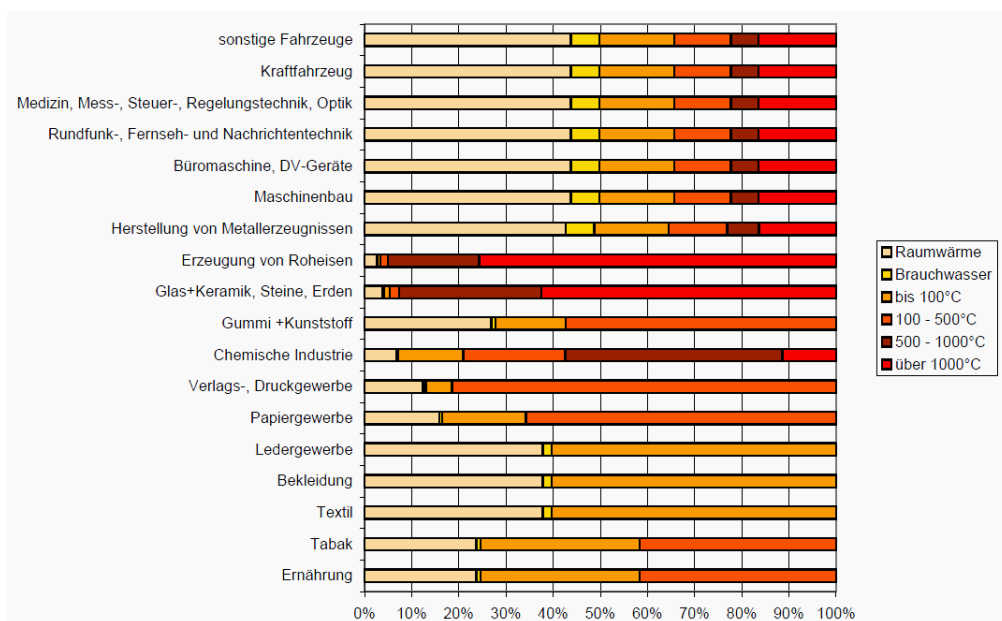


Abb. 4-36 Wärme- und Temperaturbedarf in der Industrie [NIU]

Der Wärmebedarf verschiedener industrieller Teilbereiche aus aktuelleren Studien [NIU] weist ebenfalls darauf hin, dass zumindest potenziell Wärme, und damit ebenso anteilig Abwärme, ebenfalls in höheren Temperaturbereichen, auch über 1.000 °C, anfallen dürften.

Es existieren also auch in der Industrie Abwärmequellen mit hoher Temperatur und damit auch mit erheblichem Potenzial für thermodynamische Prozesse.

4.4 Kompressions- und Expansionsmaschinen

Als wichtigste Komponenten eines Druckluftspeichers werden in diesem Kapitel die benötigten Maschinen recherchiert und analysiert.

Maschinen für die Kompression und Expansion von Gasen unterteilen sich generell in die Rubriken der Kolbenmaschinen und Strömungsmaschinen. Bei den Kolbenmaschinen wirkt ein Kolben als Verdränger auf das Gas [DubbelB 5], während bei den Strömungsmaschinen mittels Schaufeln auf das kontinuierlich strömende Gas eingewirkt wird [DubbelB 6]. Kolbenmaschinen können pro Stufe mehr Energie übertragen als Strömungsmaschinen [DubbelB 7]. Für hohe Leistungen und Volumenströme kommen insbesondere Strömungsmaschinen zum Einsatz.

Maschinen, die ihre Energie aus Fluiden entnehmen und zum Beispiel als Wellenarbeit zur Verfügung stellen, zählen zu den Kraftmaschinen [DubbelB 6]. Maschinen hingegen, mit denen die Energie in Fluiden durch zugeführte Arbeit erhöht wird, sind Arbeitsmaschinen [DubbelB 5].

Bei den Kolbenmaschinen existieren heute zahlreiche Variationen mit oszillierenden und rotierenden Kolben. Hubkolbenmaschinen mit oszillierender Kolbenbewegung weisen in der Regel eine gute Abdichtung des Kolbens zur Zylinderwand auf. Dadurch sind hohe Verdichtungsverhältnisse ohne nennenswerte Leckverluste möglich. Von Nachteil sind die Reibungsverluste von mindestens vier Lagern innerhalb der Maschine, zwei Wellenlager und zwei Lager am Pleuel, sowie die Reibung zwischen Kolben und Zylinderwand. Hinzu kommen je nach Ausführung Reibungsverluste an Kreuzkopf und Stopfbuchse.

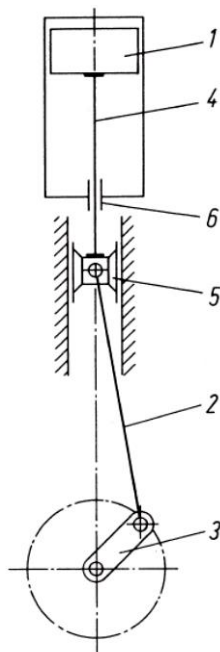


Abb. 4-37 Skizze einer Hubkolbenmaschine;
1 Kolben, 2 Pleuel, 3 Pleuel, 4 Pleuel, 5 Pleuel, 6 Pleuel [DubbelB 8]

Für den Betrieb in höheren Drehzahlbereichen wird ein Massenausgleich zum Kompensieren der trägen, oszillierenden Massen der Maschine benötigt. Dadurch werden diese Maschinen insgesamt schwerer und größer.

Generell wird zudem unterschieden zwischen ölfrei und nicht ölfrei verdichtenden Kompressoren.

Nach VGB-Richtlinie 16 ist die maximal zulässige Verdichtung für ölgeschmierte Verdichter je nach Anwendungsfall auf Temperaturen von 100 bis 220 °C begrenzt, um die Explosionsgefahr zu senken [DubbelA 2]. Befindet sich nach der Kompression Öl oder Öldampf in der Luft, muss dieses Öl durch geeignete Filter wieder entfernt werden. Handelsübliche Filter lassen nach eigenen Recherchen maximale Betriebstemperaturen von rund 150 °C zu.

Aufwändiger gebaut und verschleißungünstiger sind Kolbenverdichter, die ölfrei arbeiten. Als Dichtmaterial dienen Teflonkolbenringe bis zu Temperaturen von knapp unter 300 °C und Metallkolbenringe für höhere Temperaturen.

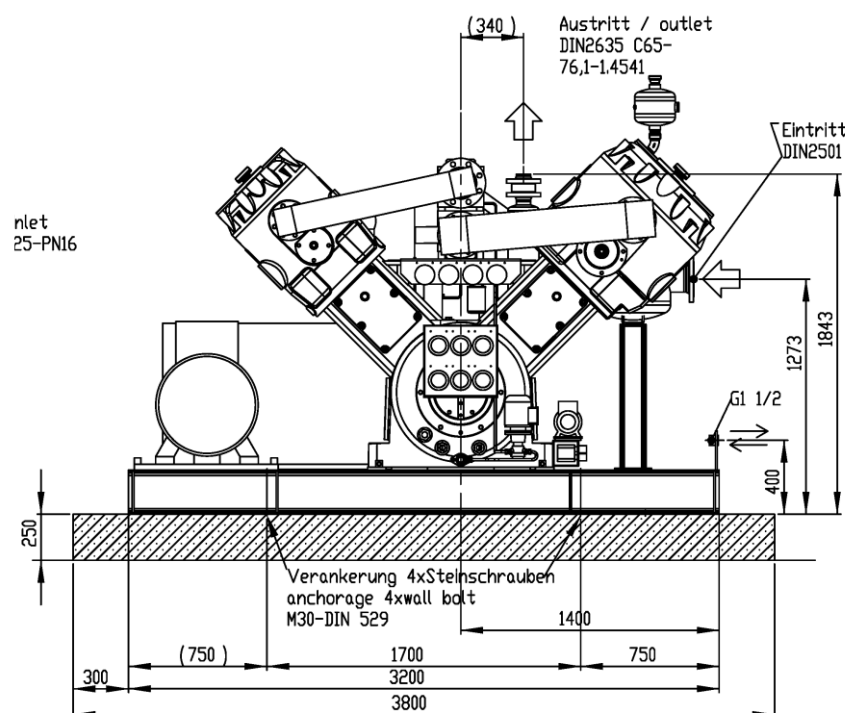


Abb. 4-38 Zweistufiger, ölfreier Kolbenverdichter der Firma Mehrer, 30 bar, 37 kW [Mehrer]

Der hier abgebildete ölfreie Kompressor der Firma Mehrer wird von einem Elektromotor mit 37 kW angetrieben und ist für 400 U/min ausgelegt. Die beachtliche Baugröße bei relativ kleiner Leistung fällt auf. Zusätzliche Aggregate zur Schmierölversorgung der Pleuel und Kreuzköpfe sind notwendig. Die in diesem Auslegungsfall mögliche Maximaltemperatur nach der zweiten Stufe liegt bei 211 °C. [Mehrer]

Die meisten Hubkolbenverdichter sind mit Ventilen ausgestattet. Diese Ventile mit begrenztem Durchlassquerschnitt verursachen grundsätzlich Druckverluste. [DubbelB 9]

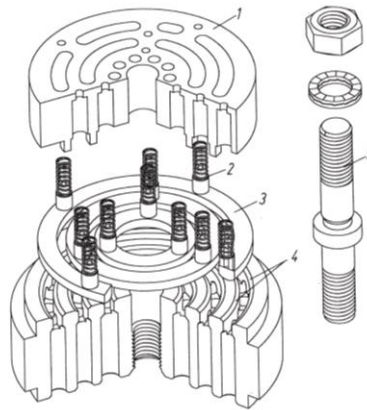


Abb. 4-39 Einzelringventil; 1 Hubfänger, 2 Feder, 3 Ring, 19. Ventilsitz, 5 Montageschraube [DubbelB 9]

Der isentrope Kupplungswirkungsgrad von Hubkolbenverdichtern liegt je nach Maschinengröße und Ausführung bei der Luftverdichtung zwischen 60 und 84 %. [DubbelB 10]

Prinzipiell können Kolbenverdichter bei entsprechend ausgelegter Regelung der Ventile auch als Kraftmaschinen mit Druckluft betrieben werden, also auch als Expansionsmaschine eingesetzt werden. Maschinen mit einem Zylinder benötigen für den Kraftmaschinenbetrieb in der Regel eine Anfahrhilfe. Die hohen Wirkungsgrade und die Tauglichkeit zur Kraftmaschine lassen Kolbenmaschinen generell für einen Druckluftspeicher geeignet erscheinen.

Bei den Rotationskolbenmaschinen gibt es zahlreiche Bauformen für unterschiedlichste Zwecke [ERK]. Einige Bauarten erlauben einen vollständigen Ausgleich der Massenkräfte bzw. sind konstruktionsbedingt frei von Massenkräften [DubbelB 5].

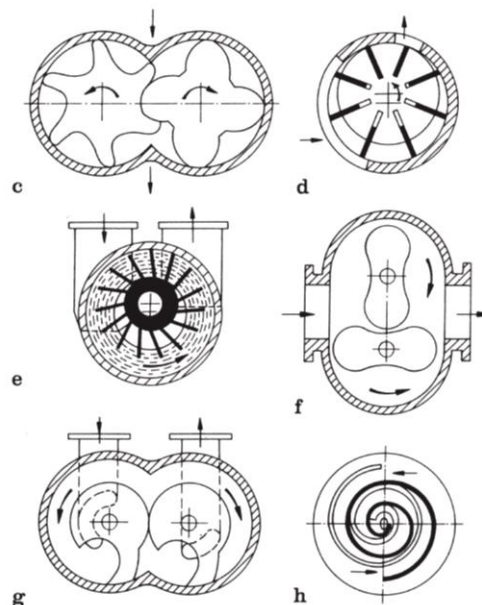


Abb. 4-40 c Schraubenverdichter, d Drehschieber Rotationsverdichter, e Flüssigkeitsringverdichter, f Roots-Verdichter, g Drehzahnverdichter, h Scrollverdichter [DubbelB 11]

Die Abdichtung zwischen Arbeitszylinder und Rotationskolben muss sowohl an den radialen Flanken als auch an der Umfangsflanke gewährleistet sein, wobei die Kolben bei vielen Bautypen so ausgelegt werden, dass sie sich bei der vorgesehenen Betriebstemperatur gerade nicht berühren [DubbelB 12]. Ölfreie Maschinen sind immer mit größeren Leckverlusten verbunden. Reibungsverluste treten für Verdichter mit zwei Rotationskolben

an mindestens vier Wellenlagern für beide Kolbenwellen und an dem Getriebe für die Verzahnung der beiden Kolben auf.

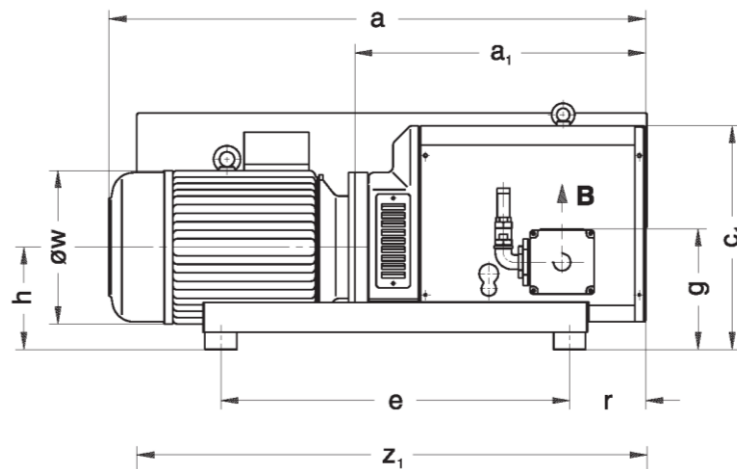


Abb. 4-41 C-DLR 500, Elmo Rietschle; a 1.200 mm, c₁ 525 mm, 2 bar, 36 kW [GardnerD]

Dieser kompakte Hakenzahnverdichter aus der Gruppe der Drehklauenverdichter der Firma Gardner Denver erreicht ein Verdichtungsverhältnis von zwei bei einer Leistungsaufnahme von 36 kW. Die Verdichtung ist ölfrei, und auf Nachfrage wurde mitgeteilt, dass eine Reihenschaltung mehrerer Maschinen dieses Typs ebenfalls möglich sei, so dass auch höhere Verdichtungsendrücke möglich sind. Die Hakenzahnrotationskolben laufen berührungsfrei und benötigen keinen Massenausgleich, weshalb die Maschinen sehr wartungsarm im Betrieb sind. Der isentrope Kupplungswirkungsgrad liegt je nach Betriebszustand bei rund 35 %. Nach einer Anpassung des Getriebes kann diese Maschine auch als Kraftmaschine, also im Turbinenbetrieb, eingesetzt werden. Die mit diesen Maschinen ohne größere Modifikationen mögliche maximale Betriebstemperatur liegt bei rund 350 °C. [GardnerD]

Rotationskolbenmaschinen bieten für Druckluftspeicher auch im geringen Leistungsbereich und bei geforderter kompakter Bauweise erhebliche Vorteile. Sie sind ebenfalls als Kraftmaschine einsetzbar, erreichen jedoch nur geringe Wirkungsgrade.

Strömungsmaschinen, die zur Verdichtung von Gasen verwendet werden, gehören zu den Turboverdichtern. Man unterscheidet zwischen axialen und radialen Maschinen, die bei unterschiedlichen Betriebsparametern eingesetzt werden. [DubbelB 13]

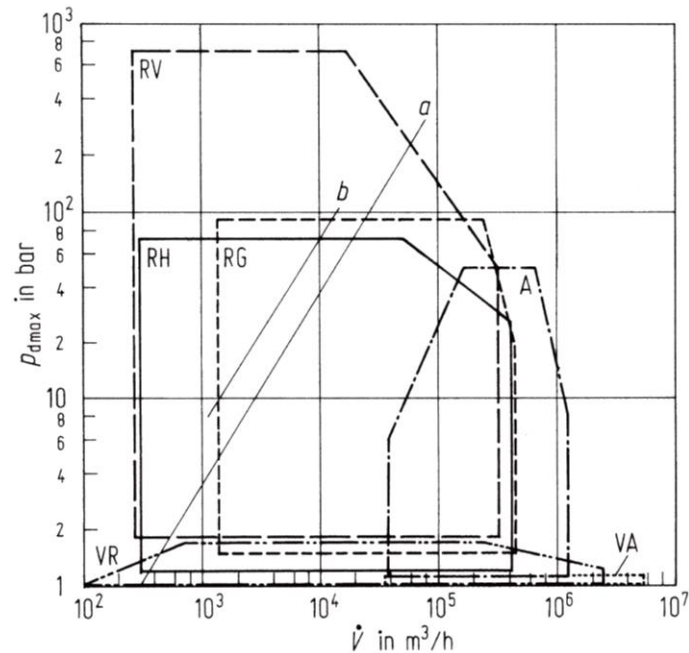


Abb. 4-42 R Radialmaschinen, A Axialmaschinen [DubbelB 13]

Axiale Maschinen, bei denen die Luftverdichtung in Achsrichtung erfolgt, werden vor allem bei großen Volumenströmen und moderaten Drücken eingesetzt. Radiale Turboverdichter werden bei hohen Verdichtungsverhältnissen und kleinen bis mittleren Volumendurchsätzen verwendet. [DubbelB 13]

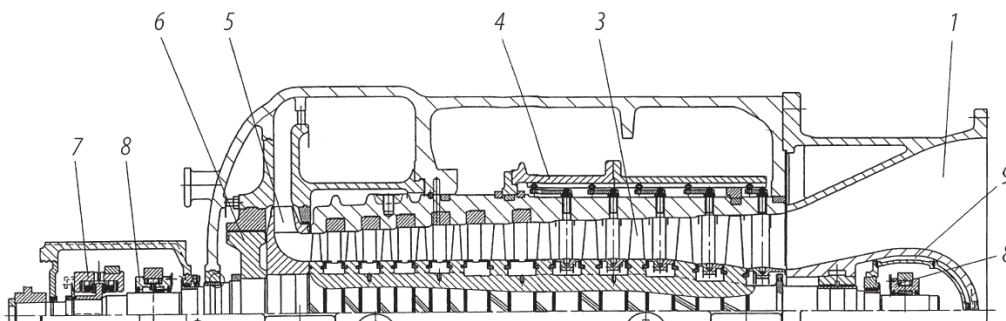


Abb. 4-43 axialer MAN Turboverdichter mit 2 Radiallagern (8) und 1 Axiallager (7) [DubbelB 14]

Die zu verdichtende Luft strömt von rechts in die Maschine und wird von abwechselnden Anordnungen aus Leitschaufeln und Laufradschaufeln durch Umlenkung verdichtet. Axialmaschinen erreichen eine relativ geringe Verdichtung pro Maschinenstufe. [DubbelB 13]

Bei radialen Turboverdichtern erfolgt die Luftverdichtung senkrecht zur Achse. Mit diesen Maschinen lassen sich hohe Verdichtungsverhältnisse bei kleinen bis mittleren Volumenströmen verwirklichen. Die Stufenverdichtungsverhältnisse radialer Verdichter liegen höher als bei axialen Maschinen. Möglich sind maximale Stufenverdichtungsverhältnisse bis zu etwa sechs, allerdings auf Kosten des Wirkungsgrades. [DubbelB 14]

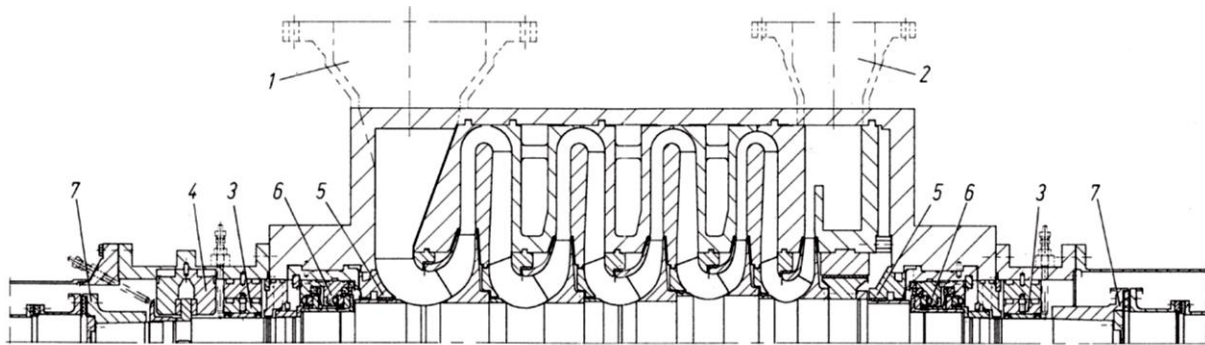


Abb. 4-44 Radialer MAN Turboverdichter mit 2 Radiallagern (3) und 1 Axiallager (4) [DubbelB 15]

Die Luft strömt links in den Verdichter ein und wird radial durch die Schaufeln im Läufer beschleunigt und dabei verdichtet. Über Rückführkanäle gelangt die Luft in die nächste Maschinenstufe. [DubbelB 14]

Turboverdichter, wie sie zum Beispiel von Siemens [Siemens] oder MAN Turbo [MAN] hergestellt werden, bieten eine Skalierungsmöglichkeit bis in den hohen Megawatt-Leistungsbereich. Die Wirkungsgrade dieser Maschinen liegen je nach Maschinenstufenanzahl sehr hoch und sind auch im Teillastbereich bei Drehzahlregelung noch effizient [DubbelB 16].

Heutige Turboverdichter sind auf maximale Verdichtungsendtemperaturen von rund 300 bis 400 °C beschränkt [Wolf]. Das muss bei den folgenden Ausführungen beachtet werden. Warmfeste und hitzebeständige Stähle sind bei Wandtemperaturen von rund 300 bis rund 600 °C einsetzbar, wobei gerade bei höheren Temperaturen die Belastungen entsprechend geringer ausfallen müssen und Bereiche der Zeitfestigkeit erreicht werden [Bargel 4]. Generell erhöhen diese Werkstoffe die Betriebskosten für Anlagen und Maschinen. Bei hohen Betriebstemperaturen und hohen Belastungen, zum Beispiel an schnell drehenden Teilen der Turbomaschinen, sind diese Sonderwerkstoffe erforderlich.

Deswegen sind aktuell am Markt verfügbare Kompressoren in der Regel auf Temperaturen bis rund 300 °C, in seltenen Fällen auch bis maximal 400 °C beschränkt [Wolf].

Für die Expansion von Gasen verwendbare Turbomaschinen finden sich zum Beispiel in der Kraftwerkstechnik, aber auch in den Expansionsturbinen von Gasturbinen und Flugzeugtriebwerken. [DubbelB 17][BräunlingA][BräunlingB]

Die Effizienz des Turbinenprozesses steigt deutlich mit der Eintrittstemperatur des Gases in die Turbine. Deshalb existieren zahlreiche Techniken, um Turbinen mit hohen Temperaturen betreiben zu können, ohne die Werkstoffgrenzen zu überschreiten. [DubbelB 18]

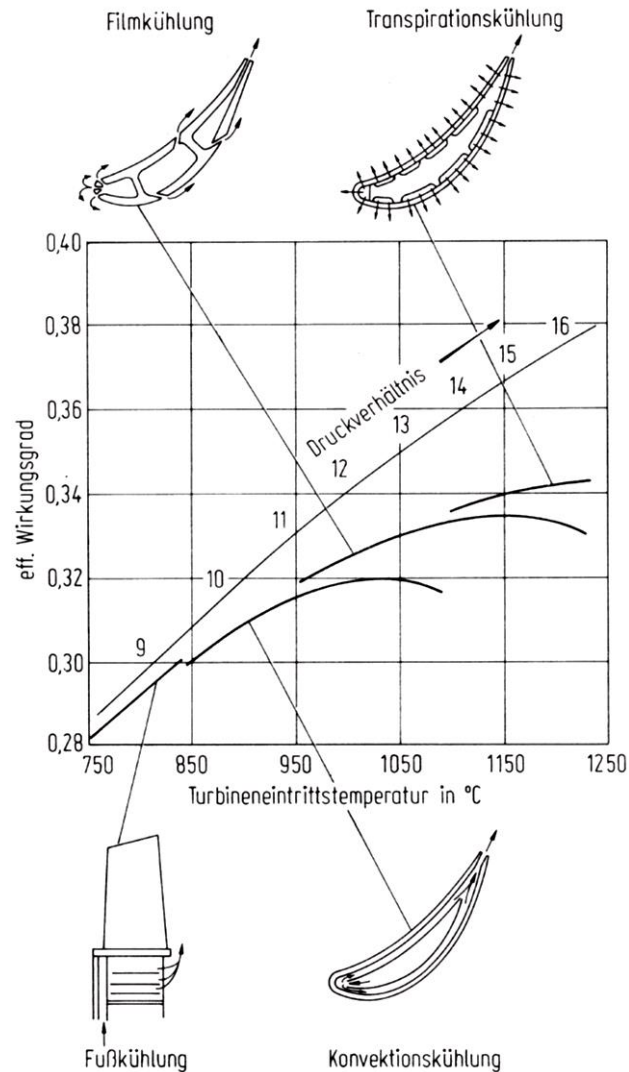


Abb. 4-45 Schaufelkühl-Techniken [DubbelB 19]

Mit steigender Temperatur des Gases werden die Techniken aufwändiger und teurer, so dass die Wahl der Technik und der gewünschten Temperatur wirtschaftlich abgewogen werden müssen. Wie man im Diagramm erkennen kann, ist bis rund 850 °C der Aufwand mit einer Fußkühlung der Schaufel noch gering. Bei Temperaturen über 1.100 °C und einem Betrieb mit einer Transpirationskühlung, die neben hohem Produktionsaufwand auch höhere laufende Betriebskosten verursacht, wird die Grenze des heute Machbaren [DubbelB 19] erreicht.

Turbomaschinen sind für Druckluftspeicher mit mittlerer bis hoher Leistung insbesondere dann geeignet, wenn hohe Temperaturen umgesetzt werden sollen. Die im Allgemeinen sehr hohen Wirkungsgrade, die mit diesen Maschinen erreichbar sind, lassen sich durch Hochtemperaturwärme weiter steigern. Allerdings sind diese Maschinen bei der Anschaffung sehr kostenintensiv.

4.4.1 Adiabate Kompression und Expansion

Als Vorbereitung für die Berechnungen werden in diesem Kapitel die Grundlagen für die adiabaten Gasprozesse aufgeführt.

Der namensgebende Teilschritt des ACAES-Prozesses ist die adiabate Kompression beziehungsweise Expansion der Luft. Eine wichtige Größe stellt dabei die technische Arbeit dar, die bei einem solchen thermodynamischen Prozess durch einen Kompressor beim

Verdichten der Luft aufgebracht werden muss, beziehungsweise beim Entspannen der Luft von einer Expansionsmaschine abgegeben wird.

Die Energiebilanz in einem stationären Fließprozess zwischen zwei Bilanzgrenzen erfasst die ausgetauschte Wärmemenge q_{12} , die abgegebene oder aufgenommene technische Arbeit w_{t12} , die Enthalpien h sowie die mechanischen Energien über die Geschwindigkeit c und die geodätische Höhe z . Bei Betrachtung einer adiabaten Verdichtung oder Entspannung werden die Indizes für die Systemgrenzen vor 1 und hinter 2 der Maschine festgelegt. Die Energiebilanz für spezifische Größen ist damit vollständig. [Geller 1]

$$q_{12} + w_{t12} = h_2 + \frac{c_2^2}{2} + g \cdot z_2 - \left(h_1 + \frac{c_1^2}{2} + g \cdot z_1 \right) \quad (4-10)$$

Für eine theoretische Betrachtung der Prozesse werden die mechanischen Energien hier vernachlässigt, da für eine Abschätzung die verwendete Maschine mit ihren Dimensionen an Aus- und Einlass sowie deren geodätische Position bekannt sein müsste. Bei adiabaten Zustandsänderungen wird zudem definitionsgemäß keine Wärme mit der Umgebung ausgetauscht. Damit vereinfacht sich die Beziehung.

$$w_{t12} = h_2 - h_1 \quad (4-11)$$

Vorausgesetzt wird hier ideales Gasverhalten. Die Enthalpiedifferenz und damit die technische Arbeit w_{t12} idealer Gase kann als Integral der Wärmekapazität bei konstantem Druck c_p formuliert werden [Geller 2].

$$w_{t12} = h_2 - h_1 = \int_{T_1}^{T_2} c_p(T) \cdot dT \quad (4-12)$$

Der Isentropenexponent κ eines idealen Gases ist als Quotient der Wärmekapazität des Gases bei konstantem Druck c_p und der Wärmekapazität des Gases bei konstantem Volumen c_v beschreibbar [Baehr 2]. Die Wärmekapazitäten eines idealen Gases lassen sich zudem in Beziehung zu der Gaskonstante R_i darstellen [Baehr 1]. Eine dritte wichtige Beziehung stellt die Gasgleichung für ideale Gase dar, welche die Größen Druck p , Volumen v , die Gaskonstante R_i und die Temperatur für einen bestimmten Zustand in Beziehung gebracht werden [Geller 3].

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} \quad (4-13)$$

$$c_p - c_v = R_i \quad (4-14)$$

$$p \cdot v = R_i \cdot T \quad (4-15)$$

Die Wärmekapazitäten und der Isentropenexponent sind für mehratomige Gase temperaturabhängig und gelten nur für die einatomigen Edelgase als konstant. Für reversible, adiabate Zustandsänderungen wird diese schwache Temperaturabhängigkeit jedoch häufig vernachlässigt [Baehr 2].

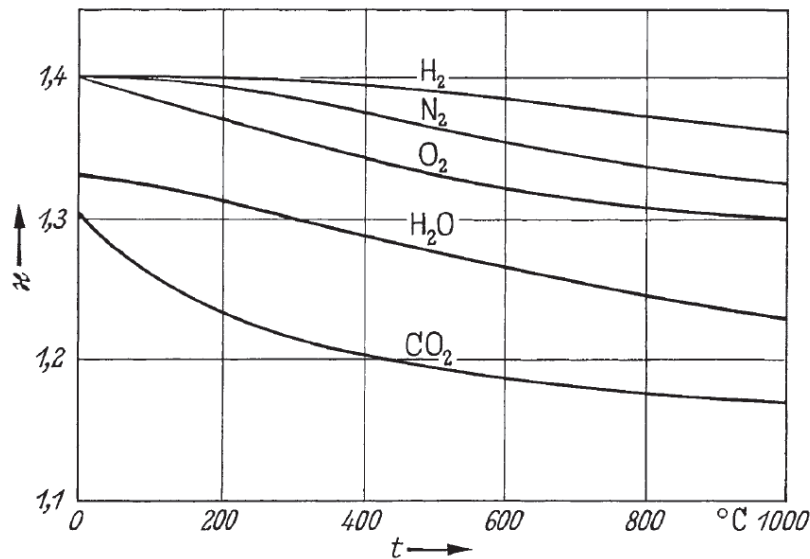


Abb. 4-46 Isentropenexponent mehratomiger Gase [Baehr 6]

Bei Stickstoff und Sauerstoff, den Hauptbestandteilen der Luft, fällt der Isentropenexponent im Temperaturbereich von 0 bis 1000 °C von 1,4 auf etwa 1,33 beziehungsweise 1,30 ab. Diese reale Abweichung nimmt mit steigender Temperatur zu und liegt im Bereich um 1000 °C bei maximal rund 7%. Üblicherweise wird für trockene Luft ein temperaturunabhängiger Isentropenexponent von 1,4 angenommen. Dieser Wert soll auch in den folgenden Betrachtungen verwendet werden.

Wie aus dem Diagramm ersichtlich ist, weicht der Isentropenexponent von Wasserstoff oder CO₂ von dem der Summe der Luftbestandteile ab. Damit sind mit angepassten Werten prinzipiell auch hybride Verfahren [Maton] [Oldenburg] mit den nachfolgenden Betrachtungen abzubilden. Analog verwendbar sind hier nicht aufgeführte Gase wie beispielsweise Erdgas.

Unter der Annahme eines konstanten Isentropenexponenten lassen sich für die adiabate Zustandsänderung einige weitere Näherungsgleichungen [Baehr 2] für Zusammenhänge zwischen Druck, Temperatur und Volumen herleiten, die an dieser Stelle für eine Untersuchung der grundlegenden Eigenschaften der adiabaten Prozessführung ausreichen sollen.

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (4-16)$$

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{\kappa} \quad (4-17)$$

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^{\kappa-1} \quad (4-18)$$

Bei konstantem Isentropenexponenten im betrachteten Temperaturintervall wird aus (4-12) ein Zusammenhang, mit dem sich die technische Arbeit in Abhängigkeit von der Wärmekapazität bei konstantem Druck c_p und der Temperaturdifferenz ausdrücken lässt.

$$w_{t12} = c_p (T_2 - T_1) \quad (4-19)$$

Mit diesem Handwerkszeug können nun die adiabaten Zustandsänderungen unter den folgenden Annahmen berechnet werden:

- Es liegt ein ideales Gasverhalten vor.
- Isentropenexponenten und Wärmekapazitäten sind im Temperaturbereich der Berechnungen konstant.
- Alle Zustandsänderungen erfolgen reversibel ohne Verluste.
- Der Speicherdruck bleibt unabhängig vom Befüllungszustand konstant.

4.4.2 Isobarer Wärmeaustausch

Einen weiteren Bestandteil der im AACAES verwendeten Prozessführung stellt der Wärmeaustausch dar. Dabei wird Wärme zwischen der Luft und einem Regenerator oder Rekuperator ausgetauscht. Als Vorbereitung für die Berechnungen des Wärmeaustausches werden in diesem Kapitel die Grundlagen für die isobaren Gasprozesse aufgeführt.

Unter der vereinfachten Annahme eines reversiblen Prozesses wie in Kapitel 4.5.1 lässt sich die Energiebilanz nach (4-10) auch hier aufstellen.

$$q_{12} + w_{t12} = h_2 + \frac{c_2^2}{2} + g \cdot z_2 - \left(h_1 + \frac{c_1^2}{2} + g \cdot z_1 \right) \quad (4-20)$$

Bei der isobaren Zustandsänderung in einem Wärmetauscher besteht konstruktiv keine Möglichkeit zur Übertragung von technischer Arbeit. Analog zur Vorgehensweise bei der adiabaten Zustandsänderung werden die Einflüsse der kinetischen Energie sowie der geodätischen Höhe vernachlässigt. Man erhält einen Ausdruck für die ausgetauschte Wärmemenge.

$$q_{12} = h_2 - h_1 = \int_{T_1}^{T_2} c_p(T) \cdot dT \quad (4-21)$$

Ebenfalls analog zur adiabaten Zustandsänderung sollen hier konstante Werte für c_p im betrachteten Temperaturbereich zugrunde gelegt werden.

$$q_{12} = c_p (T_2 - T_1) \quad (4-22)$$

Aus der allgemeinen Gasgleichung (4-15) lässt sich für die isobare Zustandsänderung unmittelbar eine Beziehung zwischen den Temperaturen T und den Volumina v herleiten.

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{v_1}{v_2} \quad (4-23)$$

Damit steht nun auch das Handwerkszeug zur Beschreibung der isobaren Zustandsänderungen unter den gleichen Annahmen wie bei der adiabaten Zustandsänderung zur Verfügung:

- Es liegt ein ideales Gasverhalten vor.
- Isentropenexponenten und Wärmekapazitäten sind im Temperaturbereich der Berechnungen konstant.
- Alle Zustandsänderungen erfolgen reversibel ohne Verluste.
- Der Speicherdruck bleibt unabhängig vom Befüllungszustand konstant.

4.4.3 Isotherme Kompression und Expansion

Eine isotherme Zustandsänderung ist bisher in einem AACAES-Prozess nicht vorgesehen, wird jedoch beim ICAES verwendet. Bei der isothermen Zustandsänderung handelt es sich um eine Kompression oder Expansion, bei der exakt so viel Wärme zu- oder abgeführt wird, dass die Temperatur des Gases konstant bleibt. Als Vorbereitung für die Berechnungen werden in diesem Kapitel die Grundlagen für die isothermen beziehungsweise angenähert isothermen Gasprozesse aufgeführt.

Technisch ist die sogenannte angenäherte isotherme Verdichtung von Bedeutung, denn die isotherme Kompression benötigt einen geringeren Arbeitsaufwand als eine adiabate Verdichtung. Eine isotherme Verdichtung ist jedoch nicht mit herkömmlichen Verdichtern möglich. Deshalb nähert man sich dem Ideal der isothermen Zustandsänderung durch eine Unterteilung der Kompression in adiabate und isobare Teilschritte an. Durch die Kühlung im isobaren Teilschritt wird die Kompressionsarbeit des gesamten Prozesses gesenkt. [Baehr 7]

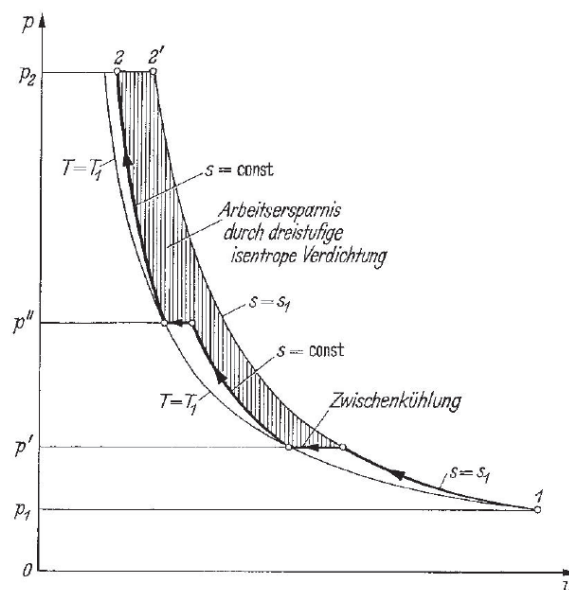


Abb. 4-47 Angenähert isothermer Prozess [Baehr 7]

Die schraffierte Fläche im p-V-Diagramm zeigt die Einsparung an technischer Arbeit auf, die durch die Unterteilung einer einstufigen adiabaten Kompression in drei adiabate Teilkompressionen mit isobarer Zwischenkühlung möglich ist.



Abb. 4-48 Angenähert isothermer Radialverdichter [MAN]

Die Wärmetauscher, hier als Wasserrekuperatoren, werden üblicherweise direkt an den einzelnen Verdichterstufen montiert, um Druckverluste durch Leitungswege zu vermeiden. [MAN]

Um die technische Arbeit des Verdichters bei idealen Gasen möglichst klein zu halten, muss das Druckverhältnis jeder Stufe gleich groß sein. Jede zusätzliche Stufe senkt unter idealen Betrachtungen die aufzubringende technische Arbeit weiter. [Baehr 8]

Daraus lässt sich eine Gesetzmäßigkeit zur Berechnung des Stufenkompressionsverhältnisses jeder Einzelstufe $\varepsilon_{\text{Stufe}}$ bei bekannter Stufenzahl n , bei bekanntem Kompressionsstartdruck p_{Start} und mit dem gewünschten Kompressionsenddruck p_{End} ableiten. Der Quotient aus Kompressionsenddruck und Kompressionsstartdruck ist das Verdichtungsverhältnis des gesamten Prozesses ε_{End} .

$$\varepsilon_{\text{Stufe}} = \left(\frac{p_{\text{End}}}{p_{\text{Start}}} \right)^{\frac{1}{n}} = \varepsilon_{\text{End}}^{\frac{1}{n}} \quad \left[\left(\frac{Pa}{Pa} \right)^{\frac{1}{n}} = 1 \right] \quad (4-24)$$

Die angenähert isotherme Verdichtung stellt damit für einen Druckluftspeicher eine Methode dar, um die aufgewendete Einspeicherenergie zu senken. Dem entgegen steht der Nachteil eines erheblich höheren Bauaufwands.

4.4.4 Angenähert isotherme Kompression für den Druckluftspeicher

Es erscheint sinnvoll, für den Einspeichervorgang eines Druckluftspeichers die angenähert isotherme Verdichtung zu verwenden, um die aufzuwendende Einspeicherarbeit zu verringern und die Kompressionsendtemperatur zu senken. In einer ersten Phase der Berechnungen für diese Arbeit wurden deshalb Berechnungen zu dieser Art der Prozessführung durchgeführt.

Betrachtet man den Zusammenhang (4-17) zwischen den Drücken und Temperaturen vor und nach einer adiabaten Kompression, dann lässt sich feststellen, dass die erreichte Verdichtungsendtemperatur T_2 lediglich vom Verdichtungsverhältnis ε und der Verdichtungsstarttemperatur T_1 abhängt.

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = T_1 \cdot (\varepsilon)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad \left[K \cdot \left(\frac{\text{Pa}}{\text{Pa}} \right)^{\frac{0,4}{1,4}} = K \cdot (1)^{\frac{0,4}{1,4}} = K \right] \quad (4-25)$$

Ausgehend von einer Verdichtungsstarttemperatur von 20 °C, einem konstanten Kappa bei 1,4 und einem Anfangsdruck von 1 bar wird die adiabate, verlustlose Verdichtungsendtemperatur über dem Druck beziehungsweise dem Verdichtungsverhältnis aufgetragen. Bei einem Anfangsdruck von 1 bar sind die Beträge vom Enddruck und vom Verdichtungsverhältnis auf der x-Achse identisch, bei höheren Anfangsdrücken gelten die x-Werte dieses Diagramms nur noch für das Verdichtungsverhältnis.

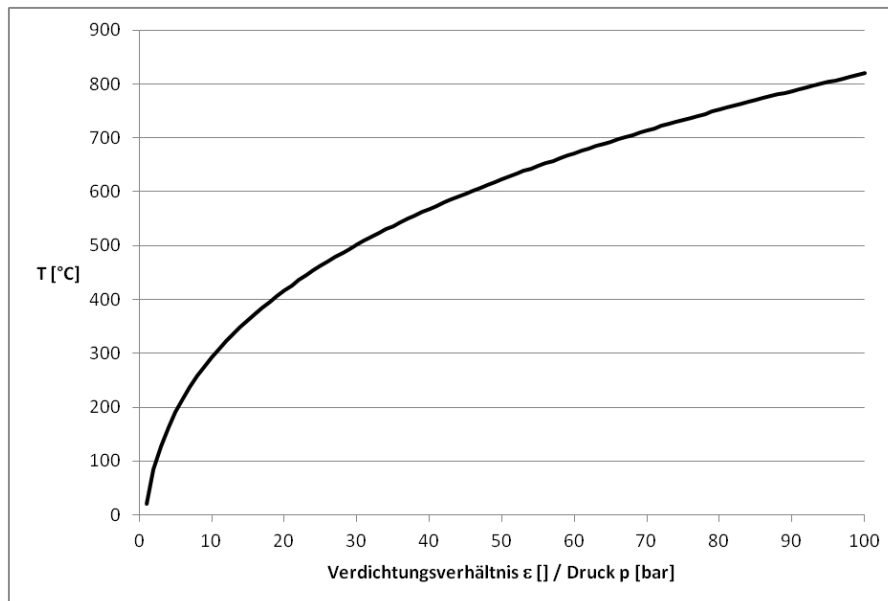


Abb. 4-49 Adiabate Verdichtungsendtemperatur über Verdichtungsverhältnis / Enddruck

Die erreichte Verdichtungsendtemperatur steigt zunächst steil an und verläuft degressiv. Bereits bei Verdichtungsverhältnissen von rund 20 wird eine Endtemperatur von etwa 400 °C erreicht. Wie bereits gezeigt liegt zurzeit die maximale Verdichtungsendtemperatur für Turboverdichter bei rund 400 °C. Die Halbierung dieses Verdichtungsverhältnisses auf 10 senkt die Verdichtungsendtemperatur bereits auf technisch gut handhabbare 300 °C ab.

Die Methode der angenähert isothermen Kompression, also die Verdichtung in adiabaten Druckstufen mit Zwischenkühlung, kann daher bereits an dieser Stelle als wirksame Prozessführung zur Vermeidung zu hoher Kompressionstemperaturen festgehalten werden.

Des Weiteren müssen die Wärmemengen untersucht werden, die bei den Zwischenkühlungen der verdichteten Luft entzogen werden. Unter den in den Kapiteln 4.4.1 und 4.4.2 getroffenen Annahmen ist die Berechnung möglich. Die Verdichtung erfolgt adiabatisch und die Kühlung isobar, wobei der Betrag der aufzubringenden Kompressionsarbeit (4-19) dem Betrag der bei der Kühlung zu entziehenden Wärmemenge (4-22) entspricht – unter der angenommenen Voraussetzung, dass auf die Temperatur vor der Kompression heruntergekühlt werden soll. Es erfolgt eine Kompression und Kühlung über drei Zustände.

$$\left| w_{\text{adiabat},12} \right| = \left| q_{\text{isobar}23} \right| = c_p (T_2 - T_1) = c_p (T_2 - T_3) \quad \left[\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} (K - K) = \frac{\text{J}}{\text{kg}} \right] \quad (4-26)$$

Damit hängt die aufzubringende Kompressionsarbeit beziehungsweise die auszukoppelnde Wärmemenge lediglich von den Temperaturdifferenzen ab. Die Wärmekapazität wird hier entsprechend den Annahmen als konstant angenommen.

Unter diesen idealisierten Bedingungen kann nun die aufzubringende Kompressionsarbeit der Kompressoren bei einer verschiedenen Anzahl von Verdichtungsstufen berechnet und verglichen werden. Damit aus der bisher betrachteten spezifischen Arbeit w_t die extensive Größe W_t wird, müssen beide Seiten der Gleichung mit der zu komprimierenden Luftmasse m_{Luft} multipliziert werden.

$$W_{\text{adiabat},12} = m_{\text{Luft}} \cdot c_p \cdot (T_1 - T_2) \quad \left[\text{kg} \cdot \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} (\text{K} - \text{K}) = \text{J} \right] \quad (4-27)$$

In diesem Term ist berücksichtigt, dass die zugeführte Kompressionsarbeit negativ und die abgegebene Expansionsarbeit positiv wird. Als die zu komprimierende Luftmenge werden 1.000 m³ Luft bei Umgebungsdruck von 1 bar und 25 °C angesetzt. Bei einer gemittelten Luftdichte von etwa 1,18 kg/m³ [Geller 4] entspricht dies einer Luftmasse von 1.180 kg. Die Wärmekapazität der Luft unter gleichen Bedingungen beträgt 1.010 J/kgK [Geller 4] und wird vereinfachend als konstant über den hier betrachteten Druck- und Temperaturbereich angenommen.

Die adiabate Kompressionsarbeit für eine Prozess-Stufenanzahl n lässt sich in Abhängigkeit zur Kompressionsstarttemperatur T_1 und zum angesetzten Endverdichtungsverhältnis ε_{End} darstellen. Dazu wird die Kompressionsendtemperatur T_2 in (4-27) durch den Ausdruck (4-25) und das darin enthaltene Verdichtungsverhältnis der Prozess-Stufe $\varepsilon_{\text{Stufe}}$ durch den Zusammenhang (4-24) ersetzt und alsdann der gesamte Term mit der Stufenanzahl n multipliziert.

$$W_{\text{adiabat}} = n \cdot m_{\text{Luft}} \cdot c_p \cdot \left[T_1 - \left(T_1 \cdot \left(\varepsilon_{\text{End}}^{\frac{1}{n}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right) \right] \quad \left[1 \cdot \text{kg} \cdot \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \left[\text{K} - \left(\text{K} \cdot \left(1^{\frac{1}{1}} \right)^{\frac{0,4}{1,4}} \right) \right] = \text{J} \right]$$

(4-28)

Bei einer angenommenen Kompressionsstarttemperatur von 20 °C kann nun der Betrag der Kompressionsarbeit W_t für verschiedene Stufenanzahlen n über das Gesamtverdichtungsverhältnis ε_{End} aufgetragen und analysiert werden.

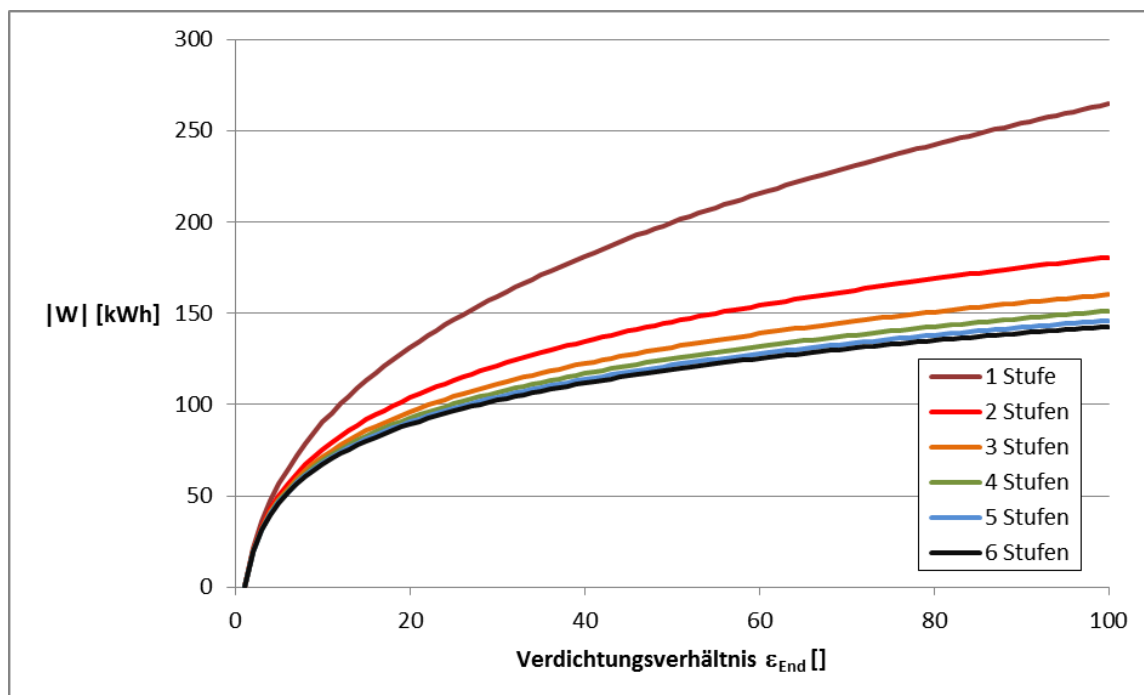


Abb. 4-50 Betrag der Verdichtungsarbeit für verschiedene Stufenanzahl

Die erforderliche Kompressionsarbeit nimmt mit steigender Anzahl der Kompressionsstufen erwartungsgemäß ab. Gleichzeitig nimmt die Differenz der Kompressionsarbeit einer Stufenanzahl n im Vergleich zu einer Stufenanzahl $n+1$ mit steigender Stufenanzahl ebenfalls immer weiter ab. Diese Zusammenhänge bestehen für den gesamten betrachteten Bereich der Verdichtungsverhältnisse.

Weniger offensichtlich nimmt der Reduktionseffekt des Kompressionsaufwands mit steigendem Verdichtungsverhältnis zu. Um diesen Zusammenhang zu verdeutlichen, wird die Differenz der Kompressionsarbeit mit n Stufen relativ zur Kompressionsarbeit mit einer Stufe dargestellt.

$$|\Delta W| = \frac{(|W_{1\text{Stufe}}| - |W_{n\text{Stufen}}|)}{|W_{1\text{Stufe}}|} \cdot 100\% \quad \left[\frac{J - J}{J} \cdot \% = \% \right] \quad (4-29)$$

Man erhält so die prozentuale Differenz der Kompressionsarbeit einer Stufenanzahl n zur Kompressionsarbeit mit einer Stufe.

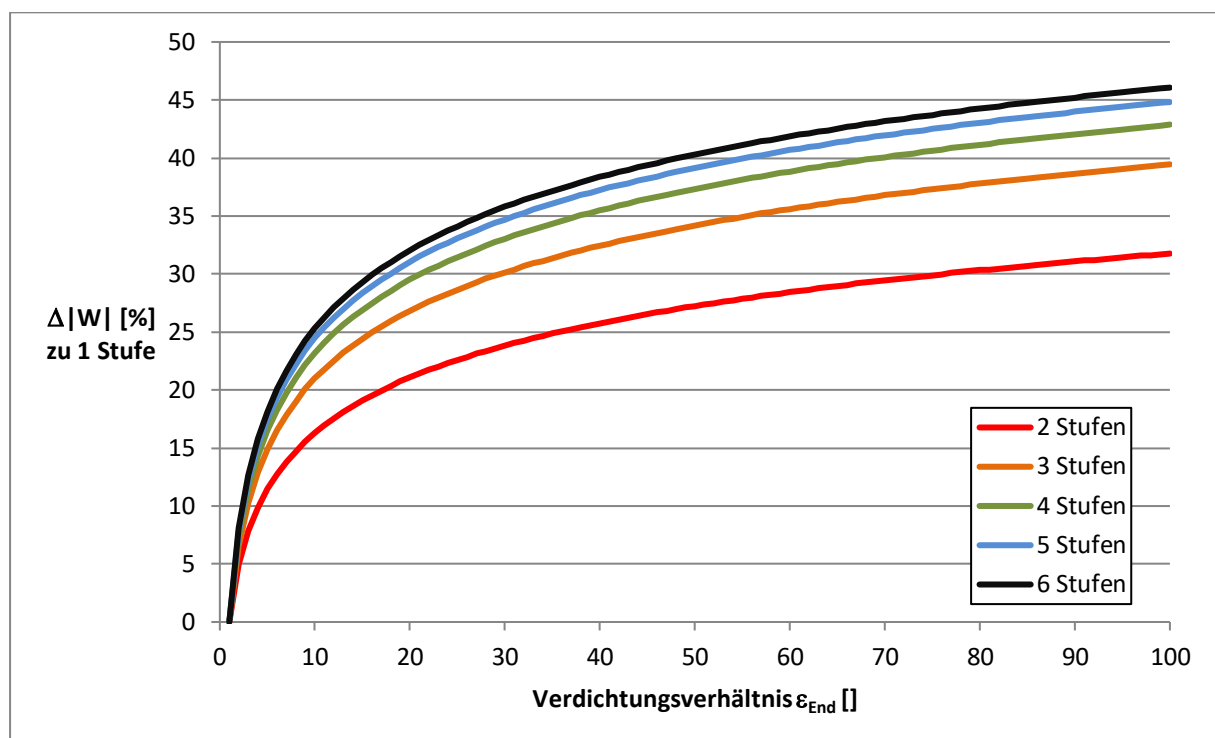


Abb. 4-51 Prozentuale Energieeinsparung im Vergleich zum einstufigen Verdichtungsprozess

Aus diesem Diagramm lässt sich die Aussage gewinnen, dass bei hohen Verdichtungsverhältnissen eine Erhöhung der Kompressionsstufenanzahl für eine Senkung der Kompressionsarbeit effektiver ist als bei kleinen Verdichtungsverhältnissen. So wird beispielsweise mit einer Anhebung der Kompressionsstufenanzahl von einer auf drei bei einem Verdichtungsverhältnis von 10 lediglich eine Einsparung von rund 22 % erreicht, während bei einem Verdichtungsverhältnis von 80 die Einsparung bei rund 38 % liegt.

Mit der Anzahl der Stufen bei einer angenähert isothermen Verdichtung ändert sich auch die in den isobaren Schritten auszukoppelnde Wärmemenge. Hierbei ist es sinnvoll, die Wärmeenergie als Exergie zu betrachten, also deren Anteil, der thermodynamisch potenziell zum Erzeugen von mechanischer Arbeit dienen kann.

Es ergeben sich einfach erfassbare grafische Diagramme, wenn die Temperatur über dem Quotienten aus Wärmeenergie Q und Temperaturdifferenz ΔT aufgetragen wird. Der Vorteil bei dieser Darstellung ist, dass die Flächen unter den Temperaturen ein Maß für die Exergiemenge abbilden, die man auf diese Weise direkt vergleichen kann.

Am Beispiel einer Verdichtung von 1.000 m^3 Umgebungsluft, wie in der letzten Beispielrechnung, wird die anfallende Wärmeexergie (bezogen auf $20 \text{ }^\circ\text{C}$ Umgebungstemperatur) für die angenähert isotherme Verdichtung bei unterschiedlicher Stufenzahl berechnet.

Das Verdichtungsverhältnis wird in Anlehnung an die Überlegungen aus Kapitel 4.1 auf 30, also auf einen Speicherenddruck von 30 bar, festgelegt. So wird eine Grundbefüllung gewährleistet und der Raumbedarf des Drucktanks gesenkt. Außerdem ist, wie bereits gezeigt, die Einsparung an Kompressionsaufwand durch die angenähert isotherme Verdichtung mittels Prozessstufen bei höheren Verdichtungsverhältnissen größer. In mindestens zwei Kompressionsstufen mit Verdichtungsverhältnissen von rund 5,5 erreichen die unter den verwendeten Annahmen verlustlosen Kompressionsmaschinen Betriebstemperaturen in beherrschbaren Bereichen unterhalb von $250 \text{ }^\circ\text{C}$.

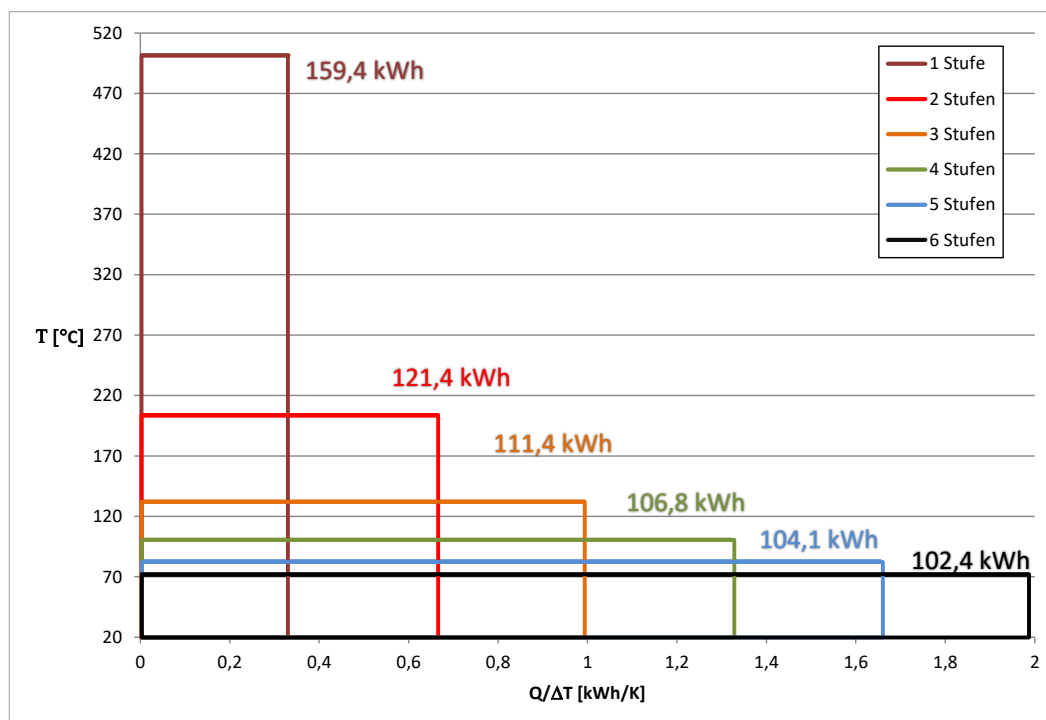


Abb. 4-52 Verdichtungswärme bei verschiedenen Stufenanzahlen, $\varepsilon_{\text{End}} = 30$

Die bei der Kompression anfallende Wärmeenergie, die unter den bisher getroffenen verlustlosen Bedingungen auch der adiabaten Kompressionsarbeit entspricht, nimmt mit steigender Stufenzahl nicht nur ab, sondern es verringert sich auch die Temperatur der anfallenden Wärme.

Da bei einer Anzahl der Kompressionsstufen größer 1 das Verdichtungsverhältnis der Einzelstufen nach (4-24) immer gleich groß ausgelegt wird, ist auch die Verdichtungsendtemperatur der Einzelstufen nach (4-25) immer gleich groß.

Damit wurde gezeigt, dass die angenähert isotherme Verdichtung vor allem bei hohen Speicherenddrücken eines Druckluftspeichers hohe energetische Einsparpotenziale mit sich bringt. Als positiver Nebeneffekt sinkt mit der Stufenanzahl die Verdichtungstemperatur, so dass auch bei hohen Speicherenddrücken Standardmaschinen zum Einsatz kommen können. Der erhöhte Bauaufwand bei hohen Stufenanzahlen verbleibt als Nachteil.

4.4.5 Analyse der Stufenvariation bei Kompression und Expansion

Wie bereits gezeigt existieren erhebliche Abwärmepotenziale, die sich für einen Druckluftspeicher nutzen lassen. Diese Möglichkeit soll im Folgenden in die Überlegungen zu den Prozessen mit einfließen.

Für einen Druckluftspeicher kann die Kompressionsarbeit als Arbeitsaufwand beim Einspeichern und die Expansionsarbeit als Arbeitsabgabe beim Ausspeichern interpretiert werden. Beim Druckluftspeicher mit Abwärmenutzung aus externen Quellen spielen zusätzlich die eingebrachten Wärmemengen eine wichtige Rolle. Deshalb ist der Quotient aus der Summe aller abgeführten Ausspeicherarbeiten W_{aus} und der Summe aller eingebrachten Wärmemengen Q_{ein} und Einspeicherarbeiten W_{ein} der Wirkungsgrad eines solchen Druckluftspeichers. Bei den bisher angenommenen Vereinfachungen mit reversiblen Prozessen ist dieser theoretische Wirkungsgrad hier exakt 1.

$$\eta_{\text{th}} = \frac{\sum |W_{\text{aus}}|}{\sum |W_{\text{ein}}| + \sum |Q_{\text{ein}}|} = 1 \quad \left[\frac{J}{J+J} = 1 \right] \quad (4-30)$$

Effiziente elektrische Energiespeicher, zum Beispiel die in Abschnitt 3.3 aufgeführten Lithium-Ionen Batterien, liegen mit dem Quotienten von elektrischer Ausspeicherarbeit und elektrischer Einspeicherarbeit knapp unterhalb von 1. Für diesen unvollständig bilanzierten Wirkungsgrad, im Folgenden Gesamteffizienz k_{ef} genannt, gelte eine vereinfachte Beziehung, die im Wesentlichen mit dem Wirkungsgrad von elektrischen oder kinetischen Speichern vergleichbar ist. Zugeführte Wärmemengen, solange es sich um Abwärme aus Industrie oder BHKWs ohne vorhandenes Wärmenutzungskonzept handelt, sollen im Folgenden als frei erhalten angesehen werden und werden deshalb nicht mit bilanziert.

$$k_{\text{ef}} = \frac{|W_{\text{aus}}|}{|W_{\text{ein}}|} \quad \left[\frac{J}{J} = 1 \right] \quad (4-31)$$

Wie bereits mit Abb. 4-51 verdeutlicht wurde, ist das Maß der Reduktion der Arbeit durch die Anhebung der Stufenanzahl vom Verdichtungsverhältnis abhängig. Bei fester Ausspeicherstufenanzahl des Druckluftspeichers lässt sich k_{ef} über das Verdichtungsverhältnis bei unterschiedlicher Einspeicherstufen-Anzahl darstellen.

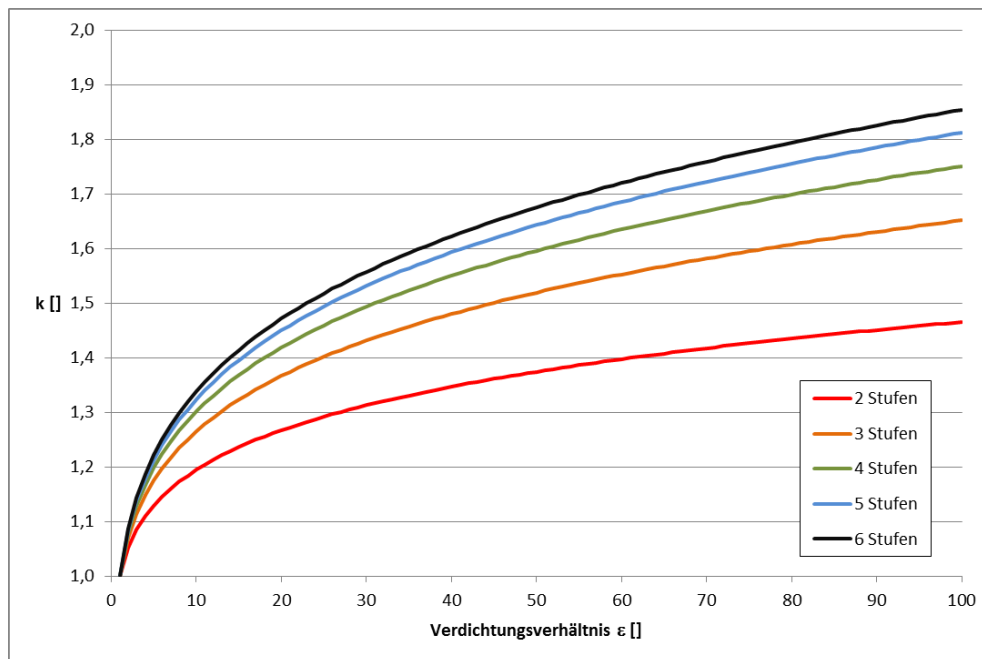


Abb. 4-53 Faktor k_{ef} für einstufige Ausspeicherung bei zwei- bis sechsstufiger Einspeicherung

Auf den ersten Blick wird deutlich, dass der Druckluftspeicher durch die Absenkung der Anzahl der Ausspeicherstufen gegenüber der Anzahl der Einspeicherstufen theoretisch Werte von k_{ef} deutlich über 1 erreichen kann. So werden bei einer vierstufigen Verdichtung vom Umgebungsdruck (1 bar) auf 30 bar Speicherdruck bei der Verwendung von nur einer Ausspeicherstufe rund 50 % ($k_{ef} = 1,5$) mehr an Ausspeicherarbeit zur Verfügung gestellt als für den Einspeichervorgang aufgewendet wurde. Die dazugewonnene Energie gelangt durch die hier nicht bilanzierte externe Abwärme in den Prozess und verspricht große Potenziale.

Für eine korrekte Bilanzierung und ein vollständiges Verständnis muss als Nächstes geklärt werden, wie und unter welchen Bedingungen es zu diesem günstigen Verhältnis von Ausspeicherarbeit und Einspeicherarbeit kommt. Bei dem Betrachten der Vereinfachung von (4-30) zu (4-31) müssen die Wärmemengen und somit auch die Temperaturen bei dieser Fragestellung im Vordergrund stehen.

Der Einfluss der Lufttemperaturen auf die Expansionsarbeit soll zuerst erörtert werden. Dazu kann mit (4-28) die Expansionsarbeit für unterschiedliche Expansionsstarttemperaturen berechnet werden. Mit (4-25) werden die dazu passenden Expansionsendtemperaturen ermittelt. Ausgehend von einem exemplarisch konstant angenommenem Speicherdruck von 30 bar sollen 1.000 m³ Luft (Volumen bei 1 bar, 20 °C) auf 1 bar Umgebungsdruck einstufig expandiert werden. Betrachtet werden Expansionsstarttemperaturen von 0 bis 500 °C.

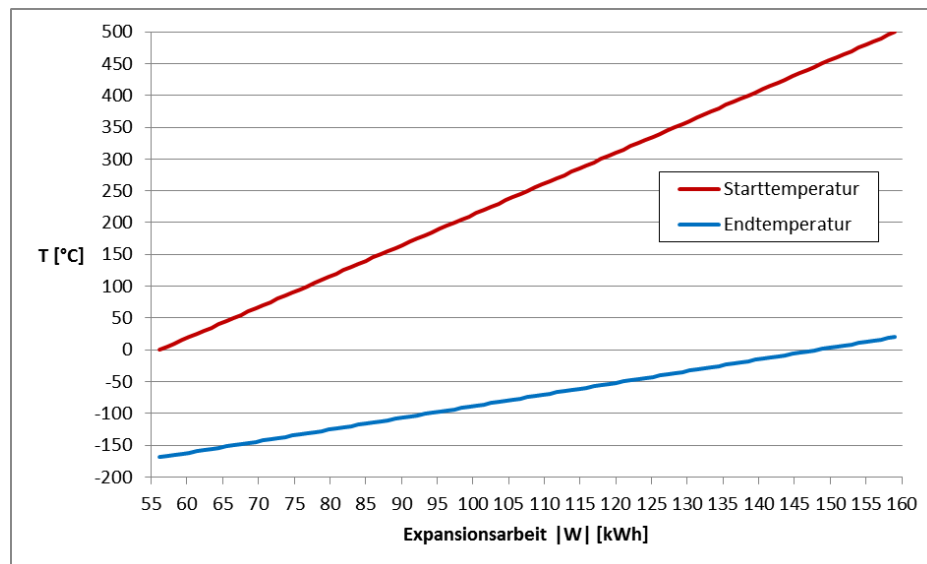


Abb. 4-54 Expansionsarbeit, 1.000 m³ (1 bar), Start- und Endtemperatur von 30 auf 1 bar

Die erzielbare Expansionsarbeit steigt mit der Expansionsstarttemperatur linear an. Ebenfalls linear, aber mit geringerer Steigung, verläuft die Expansionsendtemperatur zur Expansionsarbeit. Die Temperaturdifferenz zwischen Expansionsstarttemperatur und Expansionsendtemperatur verhält sich nach (4-26) erwartungsgemäß proportional zur erreichbaren Expansionsarbeit.

Generell gilt deshalb, dass ein Erhöhen der Expansionsstarttemperatur bei gleichbleibendem Expansionsverhältnis die erreichbare Expansionsarbeit steigert.

Diese Aussage legt nahe, für die Expansion, äquivalent zur Kompression, einen angenähert isothermen Prozess zu verwenden, um die hohe Temperatur während der Expansion aufrecht zu erhalten. Dabei würde nach jeder Stufe die Luft zum Beispiel erneut auf die Expansionsstarttemperatur erhitzt werden. Mit (4-28) kann die Expansionsarbeit für verschiedene Druckstufenanzahlen in Abhängigkeit von der Zwischenerhitzungstemperatur berechnet werden. Wie im letzten Beispiel soll ausgehend von einem konstanten Speicherdruck von 30 bar 1.000 m³ Luft (Volumen bei 1 bar) auf 1 bar Umgebungsdruck mit jetzt variierender Stufenanzahl expandiert werden. Zwischen den Stufen wird die Lufttemperatur jeweils wieder auf die Expansionsstarttemperatur zwischenerhitzt. Betrachtet werden Expansionsstarttemperaturen von 0 bis 500 °C.

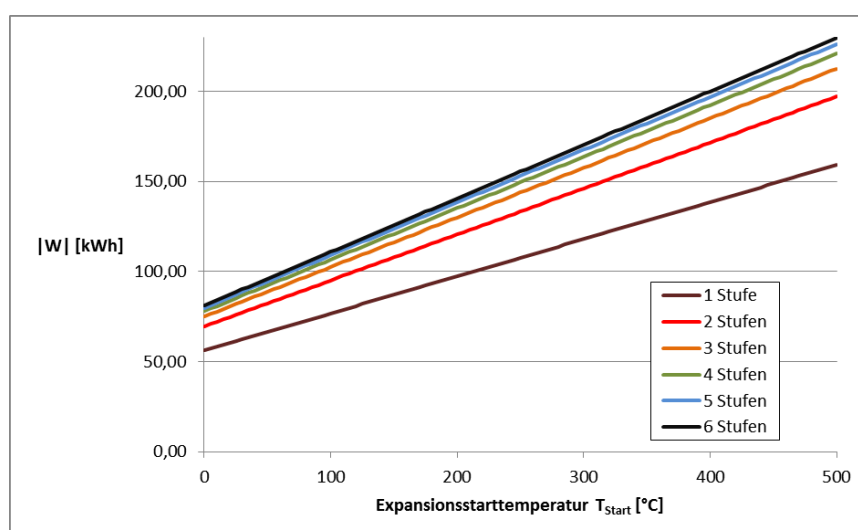


Abb. 4-55 Expansionsarbeit in Abhängigkeit von der Zwischenerhitzungstemperatur

Die abgegebene Expansionsarbeit bei einer angenähert isothermen Expansion steigt mit der Anzahl der Stufen und der Expansionsstarttemperatur an, die hier der Temperatur der Zwischenerhitzung entspricht. Mit ansteigender Stufenanzahl n nimmt der Zugewinn im Vergleich zur Stufenanzahl $n-1$ ab.

Es lässt sich festhalten, dass eine mehrstufige Expansion dann höhere Expansionsarbeiten erreicht, wenn zwischenerhitzt wird. Wie mit Abb. 4-50 verdeutlicht wurde, verringert sich die Verdichtungsarbeit mit zunehmender Anzahl der Stufen. Gleichzeitig nimmt diese Ersparnis mit höheren Stufenanzahlen ab. Da die bisher getroffenen vereinfachenden Annahmen eine reversible Prozessführung einschließen, gelten die Beträge der Verdichtungsarbeit auch für die abgegebene Expansionsarbeit bei gleicher Stufenanzahl. Ohne Zwischenerhitzung ist deshalb die Stufenanzahl für eine hohe Expansionsarbeit möglichst niedrig zu halten.

Zusammengefasst lässt sich sagen, dass eine mehrstufige Expansion nur dann höhere Expansionsarbeit liefert, wenn zwischenerhitzt wird. Ohne Zwischenerhitzung ist eine niedrige Stufenanzahl für eine hohe Expansionsarbeit anzusetzen.

In einem nächsten Schritt werden die benötigten Wärmemengen der verschiedenen Betriebsweisen untersucht. So lassen sich bei einer Prozessführung mit mehreren Kompressionsstufen und nur einer Expansionsstufe die Wärmemengen exemplarisch analog zu Abb. 4-52 berechnen und darstellen. Das bereits mehrfach verwendete Beispiel mit 1.000 m³ Luftmasse und 30 bar Speicherenddruck liegt den Berechnungen zugrunde.

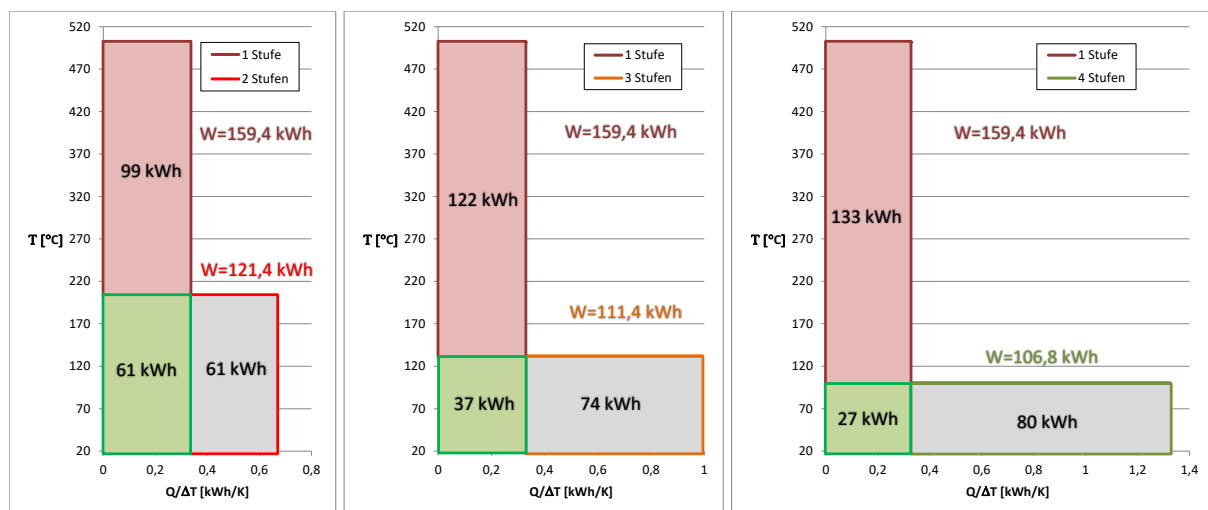


Abb. 4-56 Wärmemengen bei zwei- bis vierstufiger Kompression und einstufiger Expansion

Mit der Anzahl der Einspeicherstufen nimmt der Anteil der ungenutzten Kompressionswärme (grau) zu, während der Anteil der zwischengespeicherten und bei der Expansion wieder genutzten Kompressionswärme (grün) abnimmt. Gleichzeitig nimmt der Anteil der zuzuführenden Hochtemperaturwärme (rot) zu. Die Hochtemperaturwärme muss zugeführt werden, damit die Temperatur der aus der Expansionsmaschine austretenden Luft ausreichend weit über 0 °C liegt und ein Vereisen der Expansionsmaschine so verhindert wird.

Diese Tendenz setzt sich auch für höhere Kompressionsstufenanzahlen fort und kann übersichtlich als Balkendiagramm dargestellt werden.

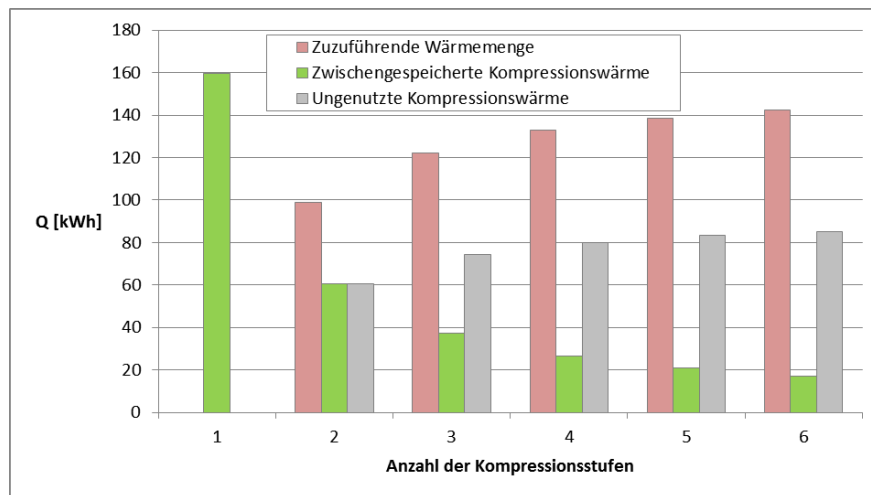


Abb. 4-57 Wärmemengen bei ein- bis sechsstufiger Kompression und einstufiger Expansion

Prinzipiell stellt die Zufuhr von Hochtemperaturabwärme zur Prozessverbesserung kein Hindernis dar, weil, wie bereits gezeigt, das ungenutzte Abwärmepotenzial in Deutschland sehr groß ist. Allerdings wird ein effektiver Prozess damit auch zur Standortfrage.

4.4.6 Einfluss von Verlusten auf die Prozessführung

Vorangehende Betrachtungen waren in Bezug auf die Prozessführung verlustlos. In realen Druckluftspeichern treten jedoch an verschiedenen Stellen Verluste auf. Es sollen nun zunächst die Verluste betrachtet werden, die für die Prozessführung von Belang sind. Für eine realitätsnähere Betrachtung werden dazu die bisher getroffenen Annahmen zum Teil modifiziert.

- Es liegt ein ideales Gasverhalten vor.
- Isentropenexponent und Wärmekapazitäten sind im Temperaturbereich der Berechnungen konstant.
- Die Zustandsänderungen erfolgen nun **irreversibel mit Verlusten**.
- Der Speicherdruck bleibt unabhängig vom Befüllungszustand konstant.

Einige Zustandsänderungen werden vereinfachend mit Verlustanteilen beaufschlagt, wobei die zugrunde liegenden Prozesse jedoch weiterhin reversibel sind. Insbesondere sollen die Verluste bei der adiabaten und isobaren Zustandsänderung in den Fokus gerückt werden.

Die Betrachtungen der Temperaturen haben gezeigt, dass für den angenommenen Druckbereich von 30 bar bereits unter verlustlosen Annahmen Temperaturen von 140 °C und mehr erreicht werden. Da für besonders effektive Prozesse in der Expansionsphase bei 400 °C und darüber Wärme zugeführt werden muss, werden Turbomaschinen, die bei diesem Temperaturbereich noch eingesetzt werden können, für die folgenden Betrachtungen herangezogen.

In realen Maschinen erfolgt die Kompression und Expansion nicht isentrop, sondern polytrop mit Dissipation. Dabei verschiebt sich der reale Prozess hin zu zunehmender Entropie.

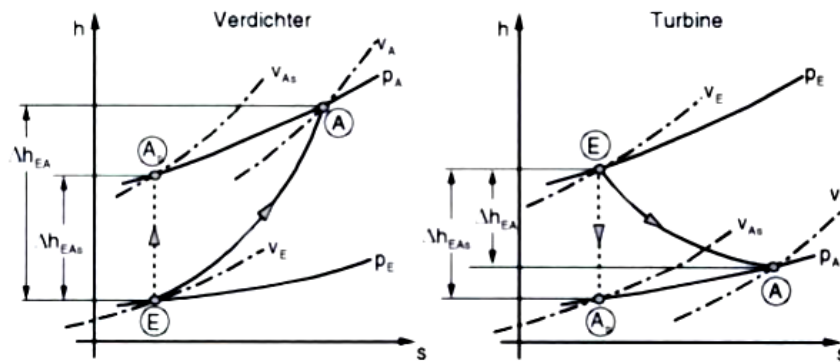


Abb. 4-58 Irreversible Kompression (links) und Expansion (rechts) von E nach A [BräunlingA 1]

Bei einer irreversiblen Expansion und Kompression erreicht man durch den zusätzlichen Eintrag der Dissipationsverlustwärme in das Gas jeweils den Enddruck mit einer höheren Temperatur als beim entsprechenden reversiblen Prozess.

Die Enthalpiedifferenz entspricht nach (4-11) der technischen Arbeit bei einer adiabaten Kompression oder Expansion. Entsprechend wirkt sich bei gleichen Randparametern und Maschinenwirkungsgraden die Temperaturzunahme durch Dissipation bei der Kompression stärker negativ und bei der Expansion weniger negativ aus. Die für die Kompression aufzubringende Arbeit steigt durch die dissipative Temperaturzunahme stärker an als die bei der Expansion abgegebene Arbeit durch die dissipative Temperaturzunahme abnimmt.

Für mehrstufige Maschinen lassen sich die technischen Arbeiten der gesamten Maschine als Summe der Arbeiten der Einzelstufen angenähert polytrop mittels des isentropen Wirkungsgrades der Einzelstufen beschreiben. [BräunlingA 2]

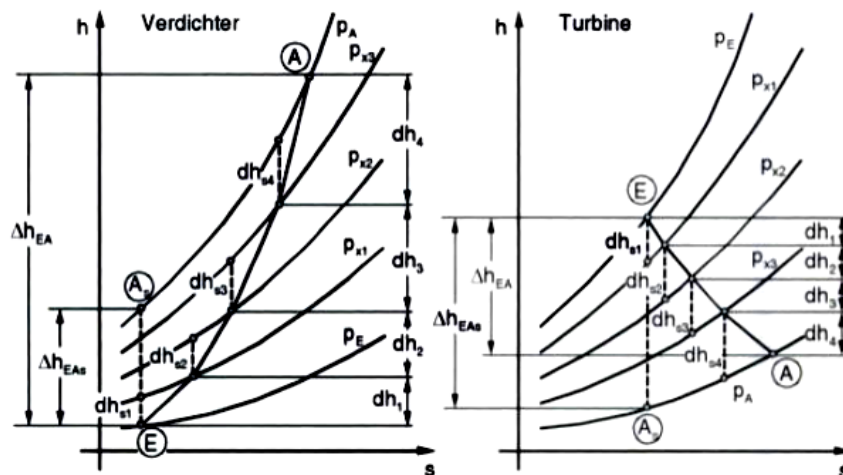


Abb. 4-59 Irreversible Kompression (links) und Expansion (rechts) von E nach A [BräunlingA 2]

Wichtig ist dabei die Unterscheidung von Prozessstufe und Maschinenstufe. So wurden im vorherigen Kapitel die Einflüsse der Prozess-Stufenanzahl untersucht. Die nachfolgenden Ausführungen und Berechnungen beziehen sich auf die Maschinenstufen innerhalb der Kompressions- und Expansionsmaschinen.

Um von der bereits betrachteten technischen Arbeit des reversiblen Prozesses zur technischen Arbeit im verlustbehafteten Prozess zu gelangen, führt der Lösungsweg über die isentropen Wirkungsgrade [Lucas 2] für Expansion und Kompression eines Maschinentyps oder seiner Einzelstufen.

$$\eta_{\text{Ex,isentrop}} = \frac{w_{t,\text{isentrop}}}{w_t} = \frac{h_{A_0} - h_E}{h_A - h_E} = \frac{c_p \cdot (T_{A_0} - T_E)}{c_p \cdot (T_A - T_E)} \quad \left[\frac{\text{J}}{\text{J}} = 1 \right] \quad (4-32)$$

$$\eta_{\text{Ko,isentrop}} = \frac{w_t}{w_{t,\text{isentrop}}} = \frac{h_A - h_E}{h_{A_0} - h_E} = \frac{c_p \cdot (T_A - T_E)}{c_p \cdot (T_{A_0} - T_E)} \quad \left[\frac{\text{J}}{\text{J}} = 1 \right] \quad (4-33)$$

Für ausgeführte Maschinen sind die isentropen oder polytropen Wirkungsgrade in der Regel bekannt. Da an dieser Stelle eine Festlegung auf eine bestimmte Maschine nicht sinnvoll erscheint, muss mit validierten Richtwerten der Einzelstufen gerechnet werden. Da Strömungsmaschinen die besten Wirkungsgrade der in dieser Arbeit recherchierten Maschinen besitzen und im Bereich von Industrieverdichtern, Dampfturbinen oder auch bei Gasturbinen etabliert sind, sollen bekannte Werte dieser Maschinen für die Berechnungen als Grundlage dienen.

Typische isentrope Stufenwirkungsgrade für Turbokompressoren werden als Spitzenwerte zwischen 0,78 bis 0,92 je nach Maschinentyp, radial oder axial, angegeben. Typische isentrope Stufenwirkungsgrade für Turbinen werden als Spitzenwerte zwischen 0,83 bis 0,93 je nach Maschinentyp, radial oder axial, angegeben. Dabei liegen die Turbinenstufenwirkungsgrade im Allgemeinen höher als die Verdichterstufenwirkungsgrade. Die Stufenverdichtungen für axiale Maschinen liegen bei 1,2 bis 2,0, wobei die Kompressorstufenverdichtung eher zu kleineren Werten und die Turbinenstufenverdichtung eher zu größeren Werten tendiert. Radiale Maschinen erreichen höhere Stufenverdichtungen bis 3 oder auch bis 6, höhere Werte allerdings unter Abzügen beim Wirkungsgrad. Zudem wirkt sich allgemein bei diesen Maschinen eine Skalierung hin zu großen Maschinen positiv auf den Wirkungsgrad aus. [DubbelB 19]

Ein weiterer Verlust kommt in ausgeführten Kompressions- oder Expansionsmaschinen zustande, weil ein Teil der Wärme der Luft von der Maschine an die Umgebung weitergeleitet wird. Dieser Anteil ist jedoch für Turbomaschinen in der Regel so gering, dass er gegenüber dem der technischen Arbeit nicht ins Gewicht fällt [Baehr 9]. Für die folgenden Betrachtungen bleibt dieser Verlust deshalb unberücksichtigt.

Leckageverluste treten bei Strömungsmaschinen zwischen den drehenden und stehenden Teilen auf. Mittels Labyrinthdichtungen lassen sich diese Verluste jedoch sehr gering halten, so dass sie für die meisten Betrachtungen vernachlässigbar sind [BräunlingB 1]. Diese Verluste sollen deshalb im Folgenden ebenfalls unberücksichtigt bleiben.

Jedes Lager in einer Strömungsmaschine verursacht Reibung. Im Vergleich zur recht hohen Leistung einer Strömungsmaschine ist die Lagerreibung jedoch gering. Der Läufer eines Kompressors oder einer Turbine benötigt mindestens zwei Radiallager und ein Axiallager zum Abfangen der Längskräfte. Quantifizieren lässt sich die Lagerreibung einer Maschine über den mechanischen Wirkungsgrad, der bis zu 99,7 % [Sigloch] betragen kann. Für mittelgroße Maschinen wird deshalb ein Wert von 1 % Reibungsverlust pro Maschine angenommen. Kommen im Prozess weitere Lager hinzu, zum Beispiel durch den Einsatz mehrerer Maschinen, soll der einkalkulierte Verlust durch Lagerreibung bei den Berechnungen entsprechend mehrfach berücksichtigt werden.

Beim bisher als isobar angenommenen Wärmeaustausch treten real Druckverluste auf. Der Druckverlust bei Rohrströmungen ist unter anderem proportional zum Quadrat der Strömungsgeschwindigkeit v des Fluids [DubbelB 19]. Alternativ lässt sich die Strömungsgeschwindigkeit auch als Quotient von Volumenstrom und Querschnittsfläche A ausdrücken. Der Faktor f enthält unter anderem Widerstandswerte und die Reynoldszahl und soll hier nicht weiter erörtert werden.

$$\Delta p \sim f \cdot v^2 = f \cdot \left(\frac{\dot{V}}{A} \right)^2 \quad \left[1 \cdot \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right)^2 = 1 \cdot \left(\frac{\frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\text{m}^2} \right)^2 = 1 \cdot \frac{\text{m}^6}{\text{s}^2 \text{m}^4} = \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2} \right]$$

(4-34)

Die exakte Dimensionierung, insbesondere der Querschnittsfläche aller Strömungskanäle sowie die entsprechenden Widerstandswerte müssten bekannt sein, um diesen Verlust für einen Wärmetauscher zuverlässig zu quantifizieren. Eine Festlegung auf einen bestimmten Wärmetauscher ist an dieser Stelle jedoch nicht sinnvoll. Zudem lässt sich im Nachhinein durch eine Vergrößerung der Strömungsquerschnittsfläche des Wärmetauschers dem Druckverlust über eine entsprechende Auslegung entgegenwirken.

In der Literatur finden sich jedoch Quellen für die ungefähre Größenordnung der Verluste, die durch Wärmetauscher verursacht werden. So liegen die Verluste von Abgaswärmetauschern bei Gasturbinen, einer typischen Strömungsmaschine, bei etwa 1 bis 6 % [DubbelB 20] der Gesamtleistung.

Ein weiterer Verlust tritt in realen Wärmetauschern durch nicht vermeidbare Temperaturdifferenzen auf. Betrachtet man die allgemeine Formel für einen konduktiven oder konvektiven Wärmeübergang [DubbelB 21], dann wird deutlich, was gemeint ist.

$$Q = \alpha \cdot A \cdot \Delta T$$

(4-35)

Die übertragene Wärmemenge ist abhängig von einem Faktor α , der den Wärmeübergang charakterisiert, der Fläche A , die konstruktiv festgelegt wird, und der Temperaturdifferenz ΔT , hier zwischen Luft und Wärmeaustauschmedium. Soll die Fläche des Wärmetauschers in vertretbaren, begrenzten Größenordnungen bleiben und der Wärmeaustausch in endlichen Zeiten stattfinden, dann wird immer eine ausreichend große Temperaturdifferenz zwischen den Austauschpartnern benötigt.

Das bedeutet jedoch auch, dass nach der Kompression die Luft im Wärmetauscher nicht ganz die Temperatur des Kühlmediums erreichen und das Kühlmedium nicht ganz die Temperatur der heißen Luft erreichen kann. Bei Aufheizvorgängen vor der Expansionsmaschine gilt diese Gesetzmäßigkeit umgekehrt.

Vergleichsweise kleine Temperaturdifferenzen werden, wie bereits in Kapitel 4.2.3 gezeigt, vor allem bei halbindirekten Wärmeaustauschvorgängen in Regeneratoren erreicht. Da keramische Regeneratormaterialien darüber hinaus hohe spezifische Wärmeaustauschflächen besitzen und auch für höhere Prozesstemperaturen geeignet sind, wird dieser Wärmespeichertyp für die weiteren Berechnungen angenommen. Da die im Faktor α enthaltenen Anteile zur Charakterisierung des Wärmeübergangs noch nicht festgelegt sind, soll für jeden Wärmeübergang ein ΔT von 5 K angenommen werden.

Wärmeverluste an die Umgebung werden an dieser Stelle nicht berücksichtigt, da diese Verluste unter anderem stark von der Dauer der Wärmespeicherung, der Länge der Zuleitungen und von Umgebungsvariablen abhängig sind und diese Größen nicht sinnvoll festgelegt werden können.

Für die Berechnungen werden die isentropen Stufenwirkungsgrade und weitere Auslegungsparameter nun wie folgt zusammenfassend festgelegt. Als Grundlage für die nachfolgend exemplarische Prozessauslegung ohne vollständig bekannte Randparameter sollen ausschließlich axiale Maschinen dienen. Es sei angemerkt, dass bei einer Anlagenplanung mit bekannten Randparametern in Anlehnung an Abb. 4-42 für geringe Volumenströme radiale und für große Volumenströme axiale Maschinen eingesetzt würden.

	Kompression		Expansion	
Prozessverluste	maximales $\varepsilon_{Ko,Stufe}$	1,2	maximales $\varepsilon_{Ex,Stufe}$	2
	minimales $\eta_{Ko,Stufe}$	0,78	minimales $\eta_{Ex,Stufe}$	0,83
	maximales $\eta_{Ko,Stufe}$	0,92	maximales $\eta_{Ex,Stufe}$	0,93
Reibungsverluste	Verlust pro Maschine	1 %	Verlust pro Maschine	1 %
Druckverluste	Verlust pro Wärmetauscher	1 %	Verlust pro Wärmetauscher	1 %
Skalierungsverlust	Verlust pro Extramaschine	1 %	Verlust pro Extramaschine	1 %
Temperaturverlust	Verlust pro Wärmeübergang	5 K	Verlust pro Wärmeübergang	5 K

Abb. 4-60 Tabelle mit axialen Auslegungsparametern und Wirkungsgraden für die Berechnung

Bei den Berechnungen von Prozessen werden im Folgenden für die Kompression Stufenverdichtungen von maximal 1,2 angenommen und für die Expansion Stufenverdichtungen von maximal 2. Für ein vorzugebendes Gesamtverdichtungsverhältnis werden die Stufenverdichtungen dann so gewählt, dass jeweils alle Stufen der Kompressions- beziehungsweise Expansionsmaschine das gleiche Verdichtungsverhältnis unterhalb des jeweils maximalen Wertes von ε_{Stufe} besitzen. Bei real ausgeführten Maschinen sind die Stufenverdichtungsverhältnisse nicht zwingend gleich, jedoch soll diese Annahme für die folgenden Berechnungen gelten. Mit den verwendeten Formeln kann jedoch auch ohne großen Mehraufwand eine Turbomaschine mit unterschiedlichen, zum Beispiel vom Hersteller vorgegebenen, Stufenverdichtungsverhältnissen berechnet werden.

Die Stufenwirkungsgrade für die Berechnungen liegen je nach Qualität der Maschine in den oben angegebenen Intervallen. Da diese Werte ohnehin bereits für relativ gute Maschinen gelten, muss beachtet werden, dass es vor allem in kleinen Leistungsbereichen durchaus Maschinen gibt, die deutlich schlechtere Wirkungsgrade erreichen.

Als Erstes ist für eine Berechnung einer Turbomaschine eine Festlegung des Gesamtverdichtungsverhältnisses der Maschine notwendig. In Anlehnung an vorangegangene Beispiele wird ein konstanter Enddruck von 30 bar angenommen. Unter der Vorgabe aus Abb. 4-60 wird dazu zum Beispiel in einer Excel-Tabelle die Verdichtung in Stufen i mit einem ε von 1,2 von 1 bar Umgebungsdruck komprimiert.

$$p_{Ko,i+1} = p_{Ko,i} \cdot \varepsilon_{Ko,Stufe} \quad \left[\text{Pa} \cdot 1 = \text{Pa} \right] \quad (4-36)$$

Ebenfalls berücksichtigt wird, dass jeweils eine gerade Anzahl von Maschinenstufen für Kompression und Expansion angenommen wird, um bei weiteren Rechnungen mit Zwischenkühlung auf zwei Maschinen mit der Hälfte der Stufen aufteilen zu können. Bei der Kompression ist nach 20 Maschinenstufen ein Druck von etwas über 30 bar erreicht. Nun kann die Stufenkompression von Hand nach unten korrigiert werden, bis man sich iterativ einem Wert von nahe an 30 bar annähert. Dies ist bei einem Stufenverdichtungsverhältnis von 1,186 annähernd passend. Analog geht man für die Expansion vor. Das Stufenexpansionsverhältnis liegt für 6 Stufen von 30 bar auf 1 bar Umgebungsdruck bei etwa 1,762.

$$p_{Ex,i+1} = p_{Ex,i} \cdot \frac{1}{\varepsilon_{Ex,Stufe}} \quad \left[\text{Pa} \cdot \frac{1}{1} = \text{Pa} \right] \quad (4-37)$$

Der Zusammenhang (4-25) ermöglicht in Abhängigkeit von $\varepsilon_{\text{Stufe}}$ oder dem Verhältnis der Drücke das Berechnen von T_i für eine isentrope Kompression und Expansion. Die Berechnung erfolgt in Schritten für jede Maschinenstufe.

$$T_{\text{Ko},i+1} = T_{\text{Ko},i} \cdot \left(\frac{p_{i+1}}{p_i} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = T_{\text{Ko},i} \cdot (\varepsilon_{\text{Ko,Stufe}})^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad \left[K \cdot (1)^{\frac{0,4}{1,4}} = K \right] \quad (4-38)$$

$$T_{\text{Ex},i+1} = T_{\text{Ex},i} \cdot \left(\frac{p_i}{p_{i+1}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = T_{\text{Ex},i} \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon_{\text{Ex,Stufe}}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad \left[K \cdot \left(\frac{1}{1} \right)^{\frac{0,4}{1,4}} = K \right] \quad (4-39)$$

Ist die isentrope Temperaturerhöhung der Zwischenschritte wie in Abb. 4-59 zu bestimmen, dann wird als Starttemperatur T_i jeweils die nach jeder Stufe angenähert polytrop erreichte Temperatur $T_{i,\text{poly}}$ benötigt. In den Ausdrücken (4-32) und (4-33) ist der Zusammenhang zwischen isentropen Maschinenstufen-Wirkungsgrad und den Temperaturen gegeben. Damit können die polytropen Temperaturen für Kompression $T_{\text{Ko},i+1,\text{poly}}$ und Expansion $T_{\text{Ex},i+1,\text{poly}}$ berechnet werden.

$$T_{\text{Ko},i+1,\text{poly}} = \frac{T_{i+1} - T_i}{\eta_{\text{Ko,Stufe}}} + T_i \quad \left[\frac{K - K}{1} + K = K \right] \quad (4-40)$$

$$T_{\text{Ex},i+1,\text{poly}} = \eta_{\text{Ex,Stufe}} \cdot (T_{i+1} - T) + T_i \quad \left[1 \cdot (K - K) + K = K \right] \quad (4-41)$$

Mit (4-26) lässt sich nun aus den isentropen Temperaturen die isentrop adiabate (reversible) Arbeit für Kompression $W_{\text{Ko},i,\text{isen}}$ und Expansion $W_{\text{Ex},i,\text{isen}}$ berechnen. Mittels der Stufenwirkungsgrade errechnet sich die angenähert polytrop adiabate (irreversible) Stufenarbeit für die Kompression $W_{\text{Ko},i}$ beziehungsweise die Expansion $W_{\text{Ex},i}$.

$$W_{\text{Ko},i} = W_{\text{Ko},i,\text{isen}} \cdot \eta_{\text{Ko,Stufe}} = m_{\text{Luft}} \cdot c_p \cdot (T_i - T_{i+1}) \cdot \eta_{\text{Ko,Stufe}} \quad \left[\text{kg} \cdot \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} [K - K] \cdot 1 = \text{J} \right] \quad (4-42)$$

$$W_{\text{Ex},i} = W_{\text{Ex},i,\text{isen}} \cdot \eta_{\text{Ex,Stufe}} = m_{\text{Luft}} \cdot c_p \cdot (T_i - T_{i+1}) \cdot \eta_{\text{Ex,Stufe}} \quad \left[\text{kg} \cdot \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} [K - K] \cdot 1 = \text{J} \right] \quad (4-43)$$

Für ein besseres Verständnis der schrittweise erfolgenden Berechnungen der Maschinenstufen zeigt die folgende Grafik die Vorgehensweise exemplarisch für die Kompression. Die Bezeichnung „Ko“ im Index an den Größen wurde in der Grafik zugunsten der Übersichtlichkeit weggelassen.

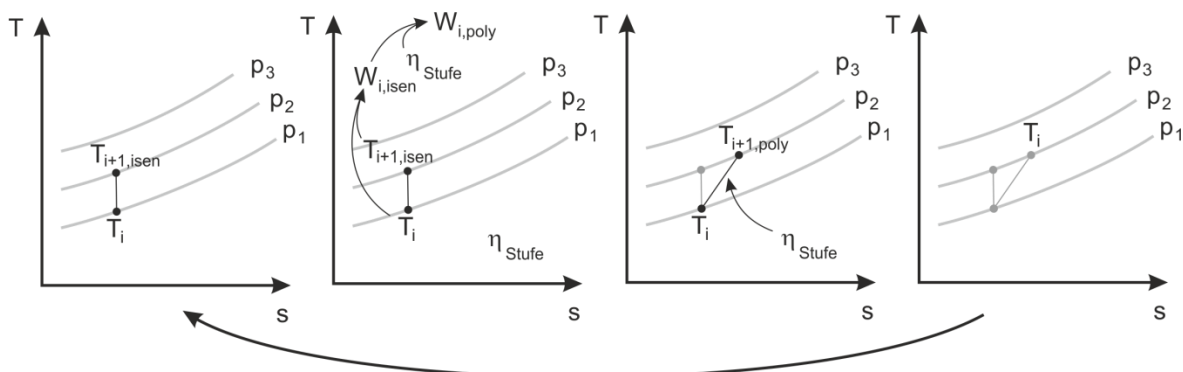


Abb. 4-61 Berechnungsablauf für die Maschinenstufen

Zur Bestimmung der Arbeit der gesamten Kompressions- beziehungsweise Expansionsmaschine werden die jeweiligen Stufenarbeiten der m Stufen addiert.

$$W_{Ko} = \sum_{i=1}^m W_{Ko,i} \quad [\text{J}] \quad (4-44)$$

$$W_{Ex} = \sum_{i=1}^m W_{Ex,i} \quad [\text{J}] \quad (4-45)$$

Für eine Darstellung im p - V -Diagramm werden außerdem die Volumina benötigt. Die allgemeine Gasgleichung (4-15) mit der spezifischen Gaskonstante R_{Luft} für Luft liefert die dafür benötigte Beziehung.

$$V_i = \frac{m_{Luft} \cdot R_{Luft} \cdot T_i}{\rho_i} \quad \left[\frac{\text{kg} \cdot \frac{\text{kg} \cdot \text{m}^2}{\text{s}^2 \cdot \text{kg} \cdot \text{K}} \cdot \text{K}}{\frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}^2}} = \text{m}^3 \right] \quad (4-46)$$

Zur Berechnung der Entropiedifferenz für eine Darstellung im T - S -Diagramm kann die Gleichung für die Änderung der inneren Energie eines Systems [Stephan 3] herangezogen werden. Unter der Annahme, dass keine Wärme mit der Umgebung ausgetauscht wird, also eine adiabate Prozessführung vorliegt, lässt sich der Zusammenhang vereinfachen und ist nur noch von der Temperatur T_i und der Dissipationsarbeit $W_{i,diss}$ der Stufe abhängig.

$$\Delta S_i = \frac{\Delta W_{i,diss}}{T_i} = \frac{\Delta W_{i,isen}(1 - \eta_{Stufe})}{T_i} \quad \left[\frac{\text{J}(1 - 1)}{\text{K}} = \frac{\text{J}}{\text{K}} \right] \quad (4-47)$$

Als Ausgangspunkt zur Berechnung der auftretenden Entropiedifferenzen wird der Beginn der Kompression angesetzt.

Damit ist die Grundlage für die Berechnung der Temperaturen und Arbeiten der Kompressions- und Expansionsmaschinen geschaffen. Es gilt jedoch noch die bereits recherchierten und quantifizierten Reibungsverluste in den Maschinenlagern, Druckverluste in den Wärmetauschern und Effekte durch die Skalierung der Maschinen zu berücksichtigen. Um Rückkopplungen auf die oben ausgeführte thermodynamische Auslegung der Maschinen zu vermeiden, sollen diese zusätzlichen Verluste unter einer vereinfachenden Annahme keinen Einfluss auf die Prozesstemperaturen haben.

Die Reibungsverluste in den Maschinenlagern x_R werden hier mit 1 % pro Maschine angenommen. Mehrere hintereinandergeschaltete Maschinen werden entsprechend mehrfach mit diesem Verlust beaufschlagt. Der Verlust wird als Zusatzleistung bei der Kompression beziehungsweise Minderleistung bei der Expansion eingerechnet. Bei diesen Verlusten ist die Annahme naheliegend, dass es nur einen geringen Effekt auf die thermodynamische Stufenauslegung gibt. Die Lagerreibung tritt an den Wellenenden der Turbinenläufer auf, und die Reibungswärme kann nur über Umwege in den Prozess und das Gas gelangen.

Druckverluste in den Wärmetauschern x_D werden ebenfalls mit nur 1% Verlust berücksichtigt, da diesen Verlusten, wie bereits beschrieben, konstruktiv entgegengewirkt werden kann. Den Bezugswert für die Verlustleistung liefern dabei die Kompressoren vor dem beziehungsweise die Expansionsmaschinen nach dem Wärmetauscher. Der Verlust wird auch hier annahmepbedingt als Zusatzleistung bei der Kompression beziehungsweise der Expansion eingerechnet. Für eine bessere Modellierung mit echten Druckverlusten müsste man eine Überkompressionsleistung beziehungsweise eine Minderexpansionsleistung von

jeweils 1% berücksichtigen, weil bei der Kompression ein höheres Kompressionsverhältnis beziehungsweise bei der Expansion ein niedrigeres Expansionsverhältnis benötigt würde. Auf diese Vorgehensweise wird an dieser Stelle vereinfachend verzichtet.

Ein Maschinen-Skalierungseffekt x_S soll ebenfalls beachtet werden. Wird für ein bestimmtes Verdichtungsverhältnis statt einer großen Maschine eine Anordnung von mehreren kleinen Maschinen verwendet, dann erhalten diese Maschinen einen Skalierungsmalus für das Downsizing von jeweils 1% für jede zusätzliche Maschine. Der Verlust wird als Zusatzleistung bei der Kompression beziehungsweise Minderleistung bei der Expansion eingerechnet.

Diese drei Verlustanteile x_R , x_D und x_S werden als Verlustfaktor für die Kompressionsarbeit beziehungsweise die Expansionsarbeit in Abhängigkeit von der Anzahl der Prozessstufen n angerechnet.

$$W_{K_{0,x}} = W_{K_0} \cdot \left(1 + \frac{x_R \cdot n + x_D \cdot n + ([n-1] \cdot x_S)}{1} \right) \quad \left[J + \frac{1 \cdot 1 + 1 \cdot 1 + (1-1) \cdot 1}{1} = J \right] \quad (4-48)$$

$$W_{E_{x,x}} = W_{E_x} \cdot \left(1 - \frac{x_R \cdot n + x_D \cdot n + ([n-1] \cdot x_S)}{1} \right) \quad \left[J - \frac{1 \cdot 1 + 1 \cdot 1 + (1-1) \cdot 1}{1} = J \right] \quad (4-49)$$

Die auf diese Weise berechneten verlustbehafteten Arbeiten W_x können für einen Vergleich von Einspeicherarbeit und Ausspeicherarbeit des Druckluftspeichers herangezogen werden. Sofern keine weiteren Wärmemengen oder Arbeiten in der Bilanz berücksichtigt werden müssen, erhält man die Gesamteffizienz k_{ef} .

$$k_{ef} = \frac{W_{E_{x,x}}}{W_{K_{0,x}}} \quad \left[\frac{J}{J} = 1 \right] \quad (4-50)$$

Nun kann eine Berechnung mit den Beispielvorgaben erfolgen. In einem ersten Kalkulationsschritt werden die Stufenarbeiten der Kompressionsmaschine berechnet. Als isentroper Stufenwirkungsgrad wird der Mittelwert von 85% aus Abb. 4-60 angenommen. Die Kompression erfolgt vergleichend isentrop verlustlos und angenähert polytrop mit Stufenverlusten für die Kompressionsmaschine.

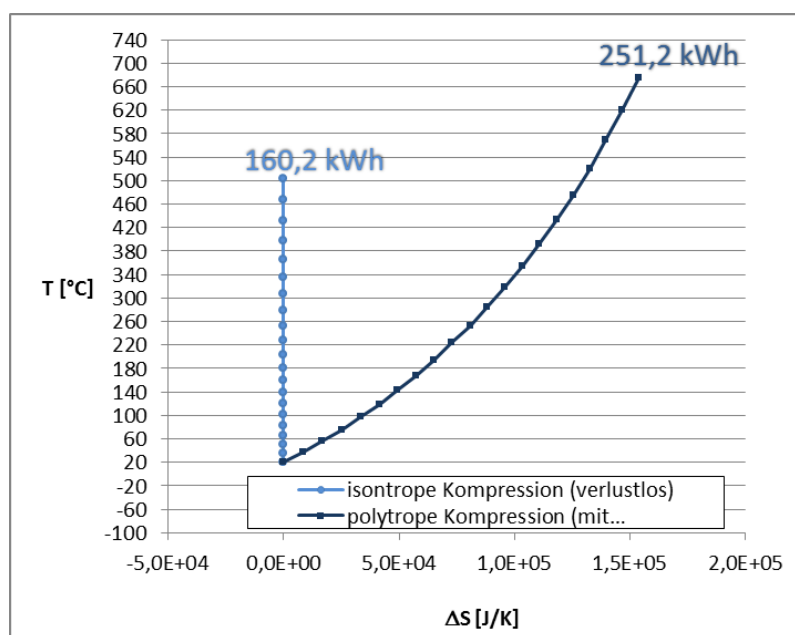


Abb. 4-62 Kompression von 1 bar (20 °C) auf 30 bar, 1,180 kg Luft

Bei der isentropen Kompression ohne Verluste wird der Enddruck von 30 bar bei einer Temperatur von 501 °C erreicht. Die Maschinenstufen-Verluste bei der angenähert polytropen Verdichtung erhitzen die Luft während der Kompression zusätzlich, so dass hier der Enddruck von 30 bar mit einer Temperatur von 674 °C erreicht wird.

Die Fläche unter der Kurve des polytropen Verlaufs stellt die Dissipationsverluste dar, die zur zusätzlichen Aufheizung der Luft führen. Bei besseren Maschinen würde dieser Verlust kleiner und die erreichte Endtemperatur niedriger, bei schlechteren Maschinen würden Verlust und Endtemperatur höher ausfallen.

Als Starttemperatur für die Expansion wird von der Endtemperatur der Kompression ausgegangen, was die Annahme einer verlustlosen Wärmespeicherung sowie einen idealen Wärmeübergang im Wärmetauscher voraussetzt. Da ein ΔT von 5 K für jeden Wärmeübergang, hier also Kühlung nach der Kompression und Aufheizung vor der Expansion, angenommen wird, verringert sich die Temperatur um 10 K. Als isentroper Maschinenstufen-Wirkungsgrad wird der Mittelwert von 88 % aus Abb. 4-60 angenommen.

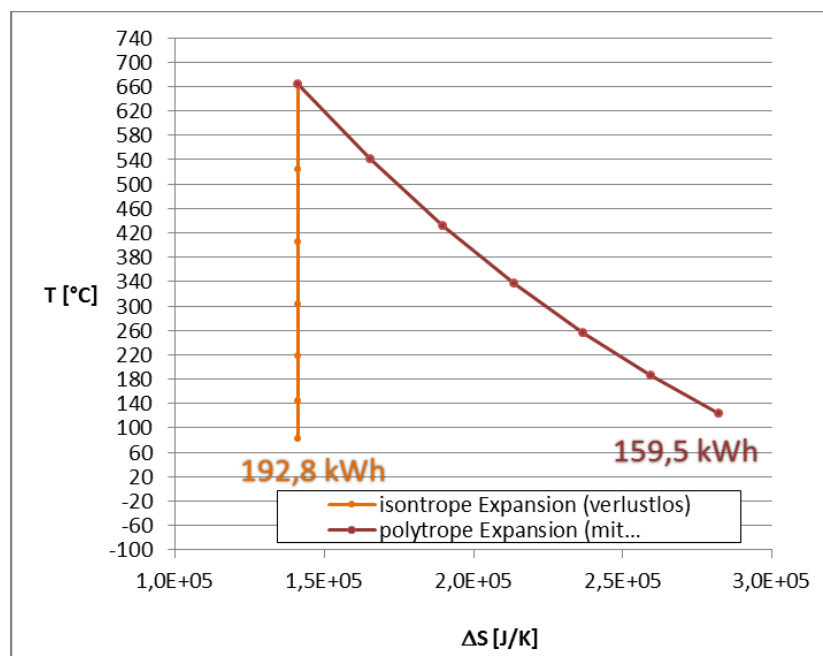


Abb. 4-63 Expansion von 30 bar (660 °C) auf 1 bar, 1,180 kg Luft

Bei der isentropen Expansion ohne Verluste wird der Enddruck von 1 bar bei einer Temperatur von rund 82 °C erreicht. Die Maschinenstufen-Verluste bei der angenähert polytropen Expansion erhitzen die Luft während der Expansion zusätzlich, so dass hier der Enddruck von 1 bar mit einer Temperatur von etwa 124 °C erreicht wird.

Die Fläche unter der Kurve der polytropen Expansion stellt auch hier die Dissipationsarbeit dar, durch welche die Luft zusätzlich erhitzt wird.

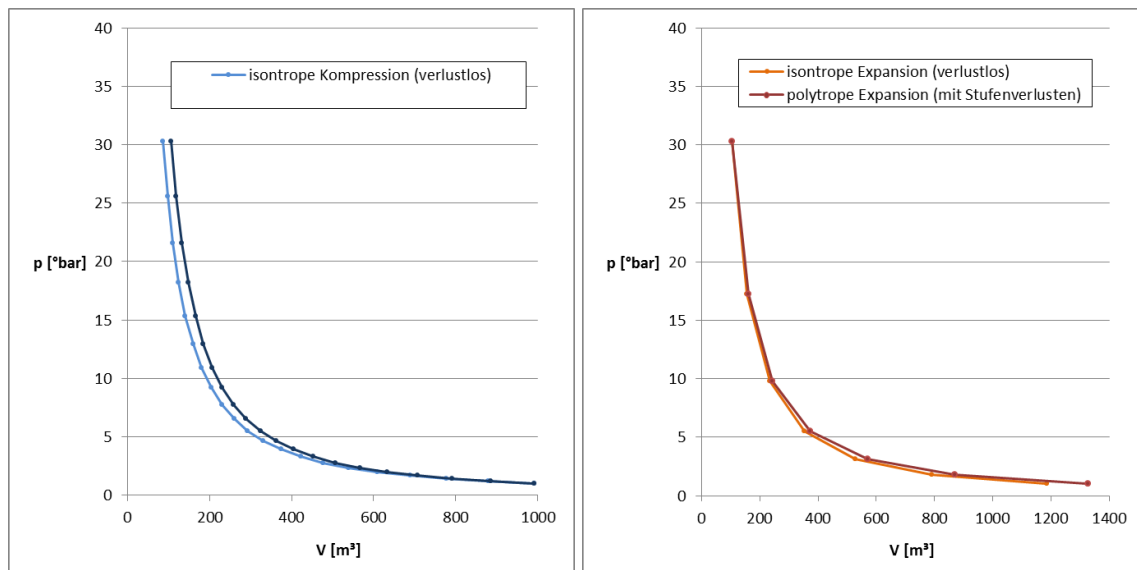


Abb. 4-64 Kompression und Expansion mit und ohne Verluste, 1 bis 30 bar, 1.180 kg Luft

Im p-V-Diagramm wirken sich die höheren Endtemperaturen auf die Dichte der Luft aus. Bei den verlustbehafteten Vorgängen wird der Enddruck jeweils bei einem größeren Endvolumen erreicht.

Im p-V-Diagramm und T-s-Diagramm lässt sich nun der vollständige Druckluftspeicherprozess mit Kompression, Kühlung, Aufheizung und Expansion darstellen. Dabei sind Luftvolumina, Lufttemperaturen und Drücke unmittelbar nachvollziehbar dargestellt.

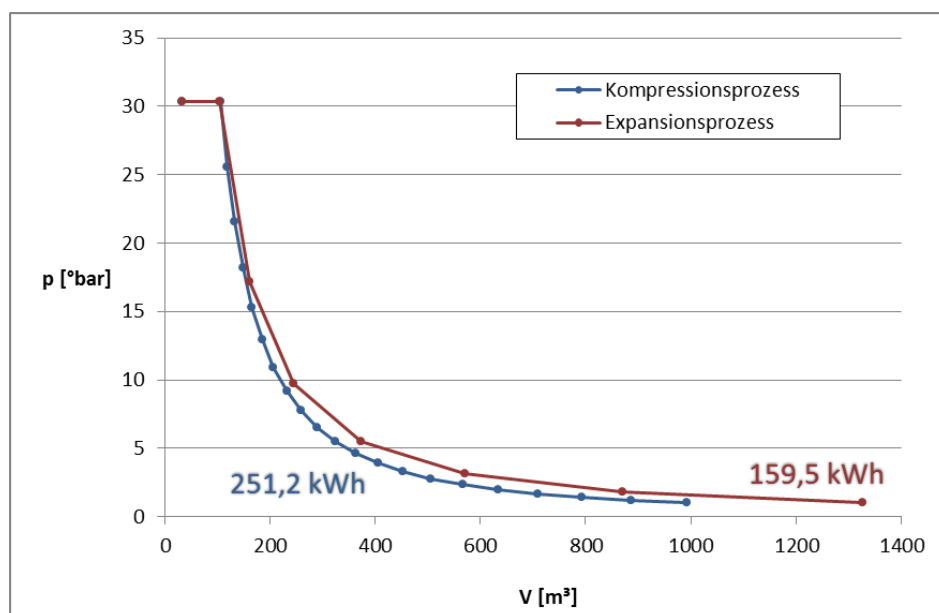


Abb. 4-65 Kompression, Wärmeaustausch und Expansion, 1 bis 30 bar, 1.180 kg Luft

Der blaue Verlauf zeigt die mit Stufenverlusten behaftete Kompression von 1 auf 30 bar mit der anschließenden isobaren Kühlung der Luft als waagerechte Linie. Der rote Verlauf zeigt die isobare Aufheizung der Luft als waagerechte Linie und die anschließende Expansion von 30 auf 1 bar.

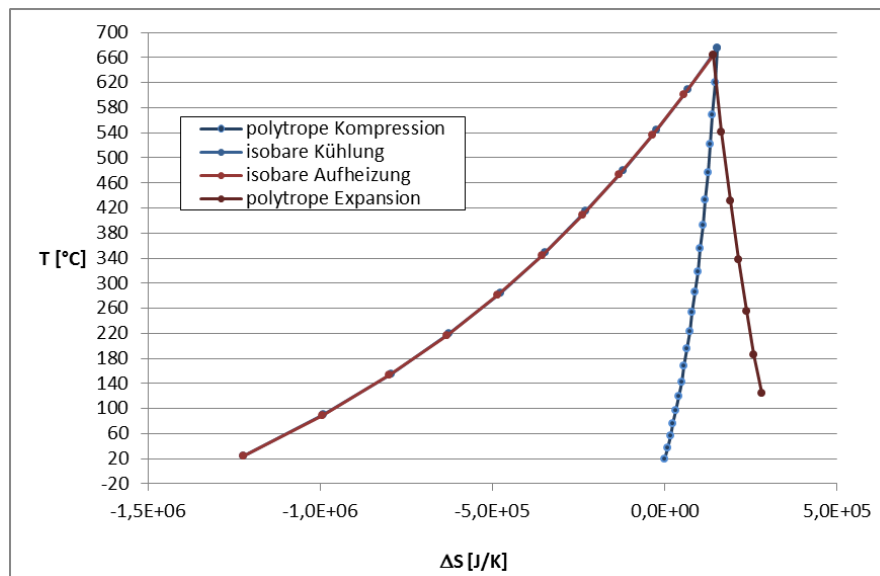


Abb. 4-66 Kompression, Wärmeaustausch und Expansion, 1 bis 30 bar, 1.180 kg Luft

Im T-S-Diagramm beginnt der Speicherprozess mit der Kompression und Kühlung (blaue Verläufe) und endet mit der Aufheizung und Expansion (rote Verläufe). Die isobare Aufheizung (hellrot) überdeckt die nahezu identisch verlaufende Kühlung (dunkelblau). Die Starttemperatur der Expansion liegt durch die angenommene Temperaturdifferenz beim Wärmeaustausch von jeweils 5 K insgesamt 10 K unterhalb der erreichten Endtemperatur der Kompressionsphase auf der Isobaren von 30 bar.

Die bisher in den Diagrammen aufgeführten Beträge der Arbeiten entsprechen den Werten ohne Berücksichtigung der mittels (4-48) und (4-49) dargestellten Verlustanteile x_R , x_D und x_S . Die verlustbehaftete Kompressionsarbeit $W_{K0,x}$ beträgt für diesen einstufigen Prozess rund 256 kWh, die verlustbehaftete Expansionsarbeit $W_{Ex,x}$ rund 156 kWh. Die Gesamteffizienz k_{ef} des Speichers nach (4-50) liegt unter Einberechnung aller berücksichtigten Verluste damit bei 61 % und entspricht einem AACEAS-Prozess. Für nachfolgende Betrachtungen werden, soweit nicht besonders erwähnt, auf diese Weise berechnete, verlustbehaftete Arbeiten verwendet.

4.5 Alternativen zum AACAES

Nachdem im vorangegangenen Kapitel die Berechnungsmethoden für realitätsnahe, verlustbehaftete Prozesse entwickelt wurden, können nun mithilfe dieser Methoden Berechnungen von Prozessen in Anlehnung an die Aufgabenstellung erfolgen – Prozesse, die mit marktverfügbaren Maschinen möglich sind.

Für am Markt verfügbare Turbomaschinen existieren, wie bereits mehrfach aufgezeigt, Temperaturgrenzen, die bei der Auslegung des Druckluftspeicherverfahrens mit einbezogen werden müssen. Wie aus Abb. 4-61 ersichtlich ist, würde bei dem einstufigen Kompressionsprozess auf 30 bar eine Endtemperatur von über 670 °C erreicht werden. Das übersteigt das bereits aufgezeigte Limit von 400 °C für Kompressoren erheblich.

Wie bereits im Kapitel 4.4.5 gezeigt, ist eine probate Lösung für dieses Problem die Verwendung von Zwischenkühlungen und die Aufteilung der Kompression in mehrere Prozessstufen. Exemplarisch wird hier zur Absenkung der Kompressionsendtemperatur von einer auf zwei Kompressionsstufen erhöht. Mit dem in Kapitel 4.4.6 entwickelten Rechenmodell kann der zweistufige Kompressionsprozess bei gleichen Randparametern wie in der vorangegangenen Berechnung ermittelt werden. Die Expansion soll zunächst einstufig erfolgen. Aufschluss über die Temperaturen des Prozesses gibt das T-S-Diagramm.

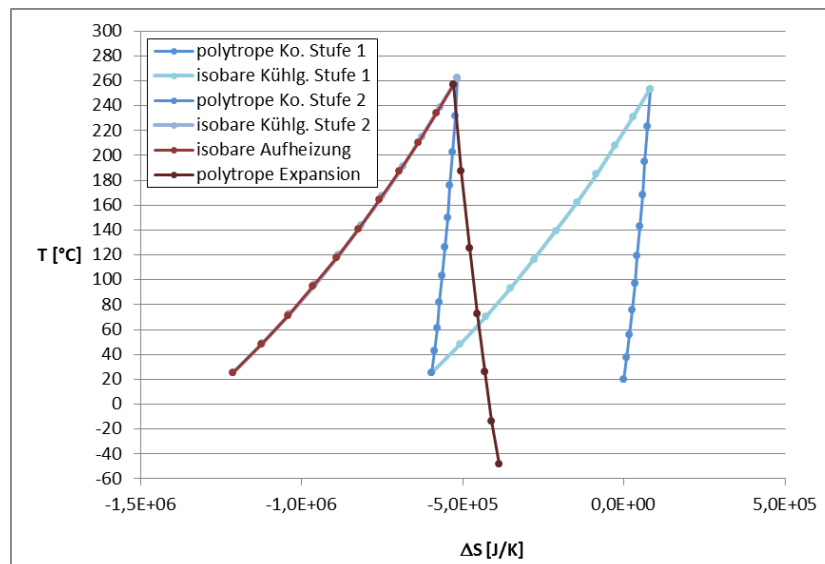


Abb. 4-67 zweistufige Kompression, einstufige Expansion, 1 bis 30 bar, 1.180 kg Luft

Die Kompression der Umgebungsluft erfolgt (von rechts unten) in der ersten Prozessstufe auf rund 5,5 bar bei 253 °C (dunkelblau). Danach erfolgen der Entzug und die Speicherung der Wärme aus der Luft (hellblau). In der zweiten Stufe wird auf 30 bar bei 262 °C weiterverdichtet und anschließend die Wärme erneut ausgekoppelt (braun, dunkelrot). In der Expansionsphase wird die Luft nahezu auf die Temperatur der gespeicherten Kompressionswärme erhitzt und anschließend in der Turbine entspannt.

Bei diesem Prozess liegen die Kompressionsendtemperaturen mit maximal 263 °C in gut beherrschbaren Bereichen. Die Temperaturen in der Expansionsturbine erreichen jedoch nach der vierten Maschinenstufe Werte unter 0 °C, was zu einem Vereisen der Turbine führen würde. Prinzipiell stehen für das Problem der Vereisung drei Lösungsmöglichkeiten offen:

1. Die Expansion wird vor dem Erreichen zu niedriger Temperaturen abgebrochen. Dazu kann eine Drossel hinter der vierten Maschinenstufe verbaut werden, welche die Luft gezielt in die Umgebung entspannt. Dabei geht jedoch ein Teil der gespeicherten Energie verloren, wodurch der Gesamtwirkungsgrad des Speichers abnimmt. Zudem ist zusätzlicher Bauaufwand, insbesondere für die Senkung der Geräuschemissionen am Drosselventil, notwendig.
2. Die Luft wird vor dem Eintritt in die Expansionsturbine durch Wärmezufuhr auf ein höheres Temperaturniveau gebracht, so dass bei der Entspannung in der Turbine die Vereisungsgrenze nicht unterschritten wird.
3. Die Luft könnte vor Erreichen der Vereisungstemperatur zwischenerhitzt werden, müsste aber dazu durch einen zusätzlichen Wärmetauscher geleitet werden. Nachteil dieser Vorgehensweise ist der hohe Bauaufwand. Bei konsequenter Verwendung von am Markt verfügbaren Maschinen wird zudem für die Entspannung nach der Zwischenerhitzung eine weitere Turbine benötigt, was den Bauaufwand erheblich steigert und weitere Verluste mit sich bringt.

In den folgenden Betrachtungen werden diese drei Möglichkeiten dargestellt und anschließend diskutiert.

5. Ergebnisse mit neuen CAES-Prozessen

In Anlehnung an die abschließenden Überlegungen aus dem vorangegangenen Kapitel müssen die dort aufgeführten Alternativen für die Prozessführung nun berechnet, analysiert und schließlich verglichen werden.

5.1 Prozess mit Abbruch der Expansion

Bei dieser Prozessvariante wird die Turbine um zwei Maschinenstufen verkürzt. Die Luft verlässt die Maschine bei einem Restdruck von rund 3,1 bar und einer Temperatur von etwa 26 °C. Der Abbau des Drucks auf Umgebungsniveau erfolgt anschließend über ein Drosselventil. Auch dabei wird sich die Luft weiter abkühlen, jedoch befinden sich hinter der Drossel keine sensiblen Bauteile. Bei anderen Gasen ist der Joule-Thomson-Effekt an Drosseln zu beachten. Bei hohen Leistungen kommt es zudem bei Luftentspannung an der Drossel zu hohen Lautstärkepegeln, denen konstruktiv begegnet werden muss.

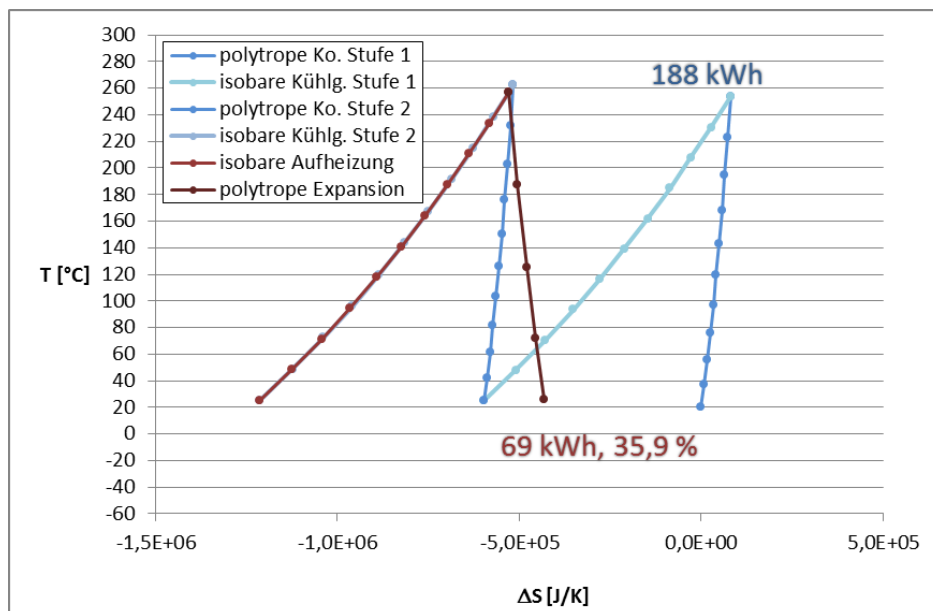


Abb. 5-1 Drossel nach verkürzter Turbine, 1 bis 30 bar, 1.180 kg Luft

Durch die fehlende Arbeit der letzten beiden Maschinenstufen werden von der Turbine lediglich 69 kWh geliefert. Die Gesamteffizienz des Speichers nach (4-50) liegt nach Einberechnung aller berücksichtigten Verluste damit bei knapp 36 %.

Nach dem Vorbild der Vorgehensweise in den Kapiteln 4.4.4 und 4.4.5 sollen für eine vollständige Betrachtung die Wärmemengen mit einbezogen werden. Die in der Kompressionsphase gespeicherte Kompressionswärme lässt sich im bereits vorgestellten T-Q/ΔT-Diagramm darstellen. Die im ersten Wärmetauscher ausgekoppelte Wärmemenge von 79 kWh liegt bei einer Temperatur von 253 °C vor, während die im zweiten Wärmetauscher ausgekoppelte Wärmemenge von 75 kWh eine Temperatur von 262 °C besitzt. Die über die Wärmemengen gewichtete mittlere Temperatur beträgt rund 258 °C und soll vereinfachend für die Gesamtmenge der Kompressionswärme von rund 154 kWh angenommen werden. Bei allen folgenden Wärmemengenbetrachtungen wird zudem vereinfachend und für eine bessere Vergleichbarkeit angenommen, dass die Luft durch die Erhitzung vor dem Eintritt in die Expansionsmaschinen diese 258 °C erreicht.

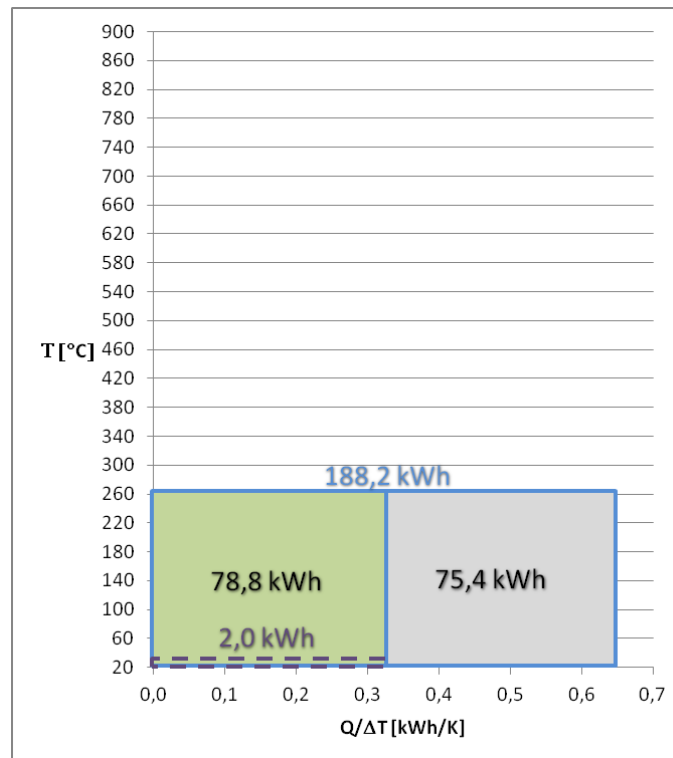


Abb. 5-2 Wärmemengen Drosselbetrieb 257 °C, 1 bis 30 bar, 1.180 kg Luft

Die grün hinterlegte Fläche entspricht dem bei der Expansion benötigten Anteil der gespeicherten Kompressionswärme, während das grau hinterlegte Rechteck den ungenutzten Anteil der gespeicherten Kompressionswärme darstellt. Die lila gestrichelt umrandete Fläche entspricht der ungenutzt in der Luft verbleibenden Wärmemenge nach der Expansionsmaschine.

Diese Prozessführung ist mit geringem Bauaufwand möglich. Jedoch werden 75 kWh der gespeicherten Kompressionswärme nicht wiederverwertet und 2 kWh verbleiben in der entweichenden Luft inklusive des ungenutzten Überdrucks. Entsprechend niedrig fällt die Gesamteffizienz des Speichers mit nur 35,9 % aus.

5.2 Prozess mit Aufheizen vor Expansion

Wie bereits in den Kapiteln 4.2 und 4.3 recherchiert und in Kapitel 4.4.5 vereinfacht dargestellt wurde, gibt es für diese Prozessvariante verschiedene Wege, die Temperaturen für die Expansion anzuheben. Durch nur einen Aufheizvorgang der Luft vor nur einer Turbine werden zusätzliche Verluste und erheblicher zusätzlicher Bauaufwand vermieden.

Verglichen werden sollen zwei Fälle, bei denen eine Aufheizung, also eine Temperaturerhöhung vor der Turbine, vorgenommen wird. Zum einen soll die mindestens notwendige Anhebung der Temperatur erreicht werden, so dass die Luft die Turbine oberhalb der Vereisungstemperatur verlässt. Hierbei sollen 20 °C nicht unterschritten werden. Zum anderen soll die Anhebung der Temperatur auf 850 °C erfolgen, wie es bei der Nutzung von Abwärme aus Industrieprozessen möglich ist. Diese Temperatur wurde bereits am Anfang von Kapitel 4.4 als Limit für relativ einfach gebaute Turbomaschinen mit Schaufelfußkühlung aufgezeigt. Höhere Temperaturen sind möglich, erhöhen aber den Bauaufwand ganz erheblich.

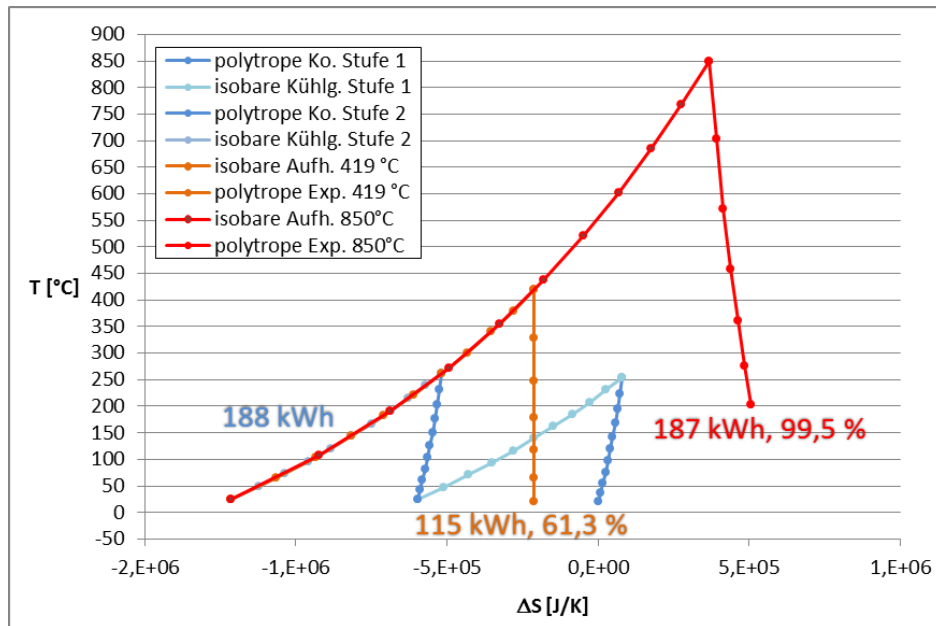


Abb. 5-3 Vergleich Zwischenerhitzung 419 °C / 850 °C, 1 bis 30 bar, 1.180 kg Luft

Der zweistufige Kompressionsaufwand beträgt insgesamt 188 kWh. Die Turbine leistet nach der minimal notwendigen Aufheizung auf rund 419 °C rund 115 kWh. Damit erreicht der Speicher eine Gesamteffizienz von 61,3 %. Wird die Luft vor der Turbine auf 850 °C aufgeheizt, leistet die Expansionsmaschine rund 187 kWh, was einer Gesamteffizienz des Speichers von 99,5 % entspricht. Die Leistungsangaben schließen den Aufschlag aller für die Berechnung vereinbarten Verluste ein. Die Speichereffizienz wurde nach (4-50) berechnet.

Erwartungsgemäß liegt die erzielte Ausspeicherleistung bei einer Vorheizung auf 850 °C deutlich höher als bei einer Aufheizung auf lediglich 419 °C. Wie bereits in den Kapiteln 4.3 und 4.4 gezeigt, eignet sich die geringe Temperaturanhebung unter anderem auch für Wärmepumpen oder chemische Wärmespeicher, während eine große Temperaturanhebung vor allem bei entsprechend hochtemperierten Abwärmequellen in Frage kommen.

Während die Aufheizung der komprimierten Luft auf 419 °C zu einer Turbinenausstrittstemperatur bei rund 20 °C führt, verlässt die zuvor auf 850 °C aufgeheizte Luft die Turbine bei rund 202 °C. Eine Nutzung der Restwärme in der Luft ist damit im zweiten Fall möglich und sollte auch angestrebt werden.

Analog zum Drosselbetrieb werden für eine vollständige Betrachtung die Wärmemengen mit einbezogen. Die in der Kompressionsphase gespeicherte Kompressionswärme von 154 kWh mit einer Temperatur von gemittelt 258 °C lässt sich im bereits vorgestellten T-Q/ΔT-Diagramm darstellen. Für die Expansion mit 419 °C werden 53 kWh und für die Expansion mit 850 °C 196 kWh zusätzlicher Wärmeenergie benötigt.

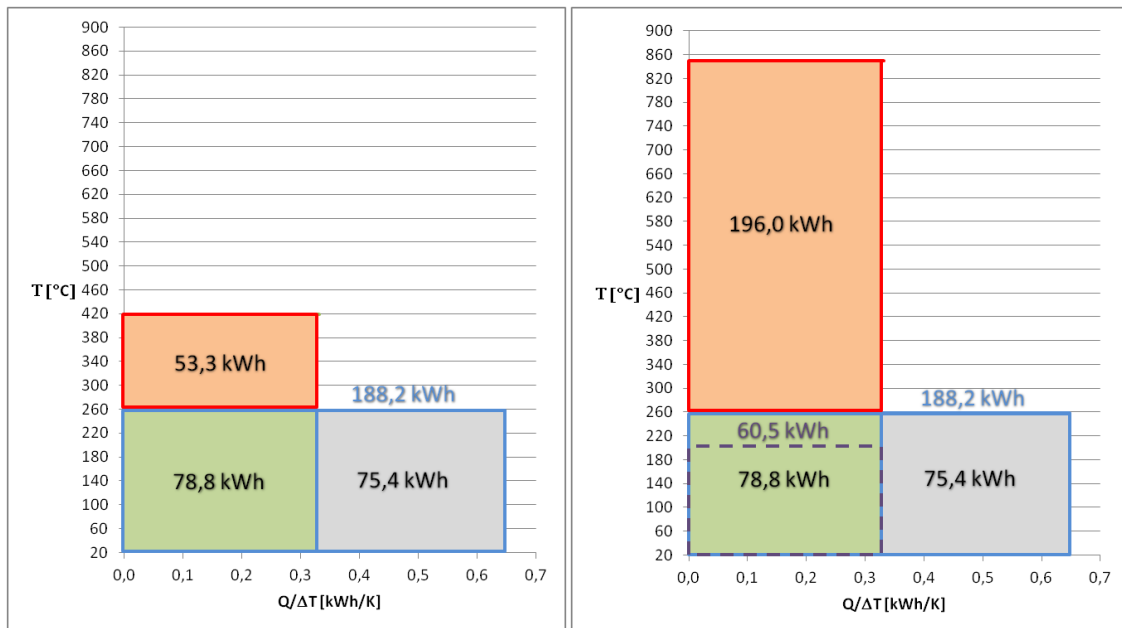


Abb. 5-4 Wärmemengen Expansion bei 419 °C / 850 °C, 1 bis 30 bar, 1.180 kg Luft

Die grün hinterlegte Fläche ist ein Maß für den Anteil der wiederverwendeten Kompressionswärme, das rote Rechteck entspricht der Wärmemenge, die hinzugefügt werden muss, und die graue Fläche entspricht dem Anteil der nicht für die Expansion wiederverwendeten Kompressionswärme. Die lila gestrichelte Linie umschließt die Fläche, die der Restwärmemenge der aus der Turbine austretenden Luft entspricht.

Wie bereits in den Kapiteln 4.3 und 4.4 gezeigt, eignet sich das Verfahren mit der geringen Temperaturerhöhung auf 419 °C unter anderem für eine Abwärmenutzung aus BHKWs und unter Umständen auch für Wärmepumpen oder chemische Wärmespeicher. Die ungenutzt im Wärmespeicher verbleibende Kompressionswärmemenge (75 kWh) könnte mit Wärmepumpenprozessen selbst bei Verlusten von bis zu 30 % in die kleinere Menge benötigte Hochtemperaturwärmemenge (53 kWh) umgewandelt werden. Der Vorteil dieses Verfahrens liegt insbesondere darin, dass dann die Kompressionswärme gut genutzt würde. Die elektrische Gesamteffizienz des Speichers von rund 61 % ist beachtlich und kann mit dem Wirkungsgrad des einstufigen AACAES-Prozess konkurrieren.

Die Temperaturerhöhung auf hohe Temperaturen, hier 850 °C, kommt nur dann in Frage, wenn entsprechend hochtemperierte Abwärmequellen zur Verfügung stehen. Mit Wärmepumpen oder chemischen Wärmespeichern lassen sich bestenfalls Anteile der benötigten Hochtemperaturwärmemenge (196 kWh) aus der ungenutzten Kompressionswärmemenge (75 kWh) bereitstellen. Zudem verbleibt auch nach der Expansion eine Restwärmemenge von 61 kWh bei rund 202 °C in der Luft, die nach Möglichkeit genutzt werden sollte.

Denkbar ist in Kombination mit einer Wärmepumpe, Abgasabwärme aus BHKWs von 450 bis 520 °C auf das Niveau von 850 °C anzuheben, um zur Effizienzsteigerung des Druckluftspeichers beizutragen. Im Anschluss können die verbleibenden Restwärmemengen, die in diesem Beispiel eine Temperatur von über 200 °C besitzen, immer noch gut zu Heizungszwecken verwertet werden.

Der Vorteil dieses Verfahrens mit einer Erhitzung der Luft vor der Turbine auf 850 °C liegt vor allem bei der exzellenten elektrischen Gesamteffizienz von rund 100 %.

Werden die Unterschiede des Vergleichsprozesses mit abgebrochener Expansion ohne Wärmezufuhr aus Kapitel 5.1 zu den beiden oben berechneten Prozessen mit Aufheizung betrachtet, dann kann man einen Wärmeumsatzgrad k_u bestimmen. Dabei soll die zusätzlich gewonnene Arbeit W_+ ins Verhältnis zu der zusätzlich eingebrachten Wärmemenge Q_+ gesetzt werden.

$$k_u = \frac{W_+}{Q_+} \quad \left[\frac{J}{J} = 1 \right] \quad (5-1)$$

Damit werden beim Prozess mit der minimalen Aufheizung auf 419 °C rund 86 % der zusätzlich zugeführten Wärmemengen von 53 kWh in 46 kWh zusätzliche Nutzenergie umgesetzt. Bei dem Prozess mit der Aufheizung auf 850 °C werden 196 kWh zusätzliche Wärmeenergie in 118 kWh zusätzliche Nutzenergie umgewandelt, was einem Umsatzgrad von rund 60 % entspricht.

Steht die Möglichkeit einer Abwärmenutzung hinter dem Druckluftspeicher zur Verfügung, beispielsweise als Heizwärme oder zum Trocknen von Gütern, dann kann dieses berücksichtigt werden, indem ein erweiterter Wärmeumsatzgrad k_{ua} die zusätzlich in der Luft verbleibende und genutzte Wärmemenge $Q_{Abluft+}$ im Unterschied zum Vergleichsprozess mit einbezieht.

$$k_{ua} = \frac{W_+}{Q_+ - Q_{Abluft+}} \quad \left[\frac{J}{J - J} = 1 \right] \quad (5-2)$$

Im Prozess mit der minimalen Erwärmung auf 419 °C verbleibt keine Abwärme in der Abluft, weshalb aus den 53 kWh Zusatzwärme 46 kWh zusätzliche Nutzenergie umgesetzt werden. Der erweiterte Wärmeumsatzgrad liegt damit wie der zuvor berechnete Wärmeumsatzgrad bei 86 %. Der Prozess mit der Aufheizung auf 850 °C belässt rund 61 kWh Wärmeenergie in der Abluft. Damit ergibt sich ein erweiterter Wärmeumsatzgrad von rund 87 %.

Anmerkung: Denkbar sind auch Prozesse, bei denen die Temperatur der komprimierten Luft vor der Expansion auf Werte zwischen diesen zwei Beispielwerten, oder sogar darüber hinaus, erhöht wird. Es muss jedoch immer beachtet werden, dass bei jeder Erhitzungstemperatur oberhalb der in diesem Beispiel minimal notwendigen 419 °C eine Restwärmemenge in der ausströmenden Luft verbleibt.

5.3 Prozess mit Zwischenerhitzten

Ein Prozess mit Zwischenerhitzung entspricht der üblichen Verfahrensweise bei Expansionsprozessen, wie er zum Beispiel in mehrstufigen Dampf-Kraftwerks-Prozessen oder klassischen CAES mit Befeuerung vorkommt. Der Bauaufwand erhöht sich gegenüber den anderen bisher aufgezeigten Prozessen durch die zweite Expansionsmaschine und einen zusätzlichen Wärmetauscher erheblich.

Verglichen werden soll die Zwischenerhitzung mit zwei verschiedenen Temperaturniveaus. Betrachtet werden zum einen die Zwischenerhitzung alleine mit der zuvor gespeicherten Kompressionswärme, zum anderen eine Zwischenerhitzung auf die für Expansionen maximal angenommene Temperatur von rund 850 °C.

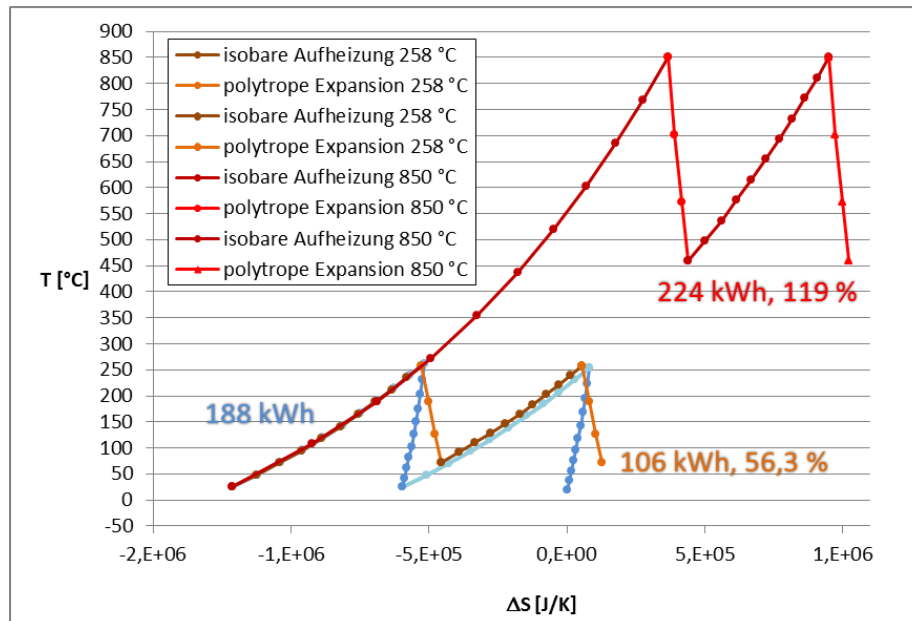


Abb. 5-5 Wärmemengen Expansion bei 258 °C / 850 °C, 1 bis 30 bar, 1.180 kg Luft

Der zweistufige Kompressionsaufwand beträgt insgesamt 188 kWh. Die Turbinen leisten nach der Aufheizung mit der gespeicherten Kompressionswärme auf die gemittelte Temperatur von 258 °C rund 106 kWh. Dieser Prozess entspricht dem LTA-CAES. Damit erreicht der Speicher eine Gesamteffizienz von 56,3 %. Wird die Luft vor den Turbinen jeweils auf 850 °C aufgeheizt, werden rund 224 kWh abgegeben, was einer Gesamteffizienz des Speichers von 119 % entspricht. Der Speicher liefert also zusätzlich zu der aufgewendeten elektrischen Einspeicherenergie weitere 19 %, die aus der zugeführten Abwärme gewonnen werden. Die Leistungsangaben schließen den Aufschlag aller für die Berechnung vereinbarten Verluste ein. Die Gesamteffizienz wurde nach (4-50) berechnet.

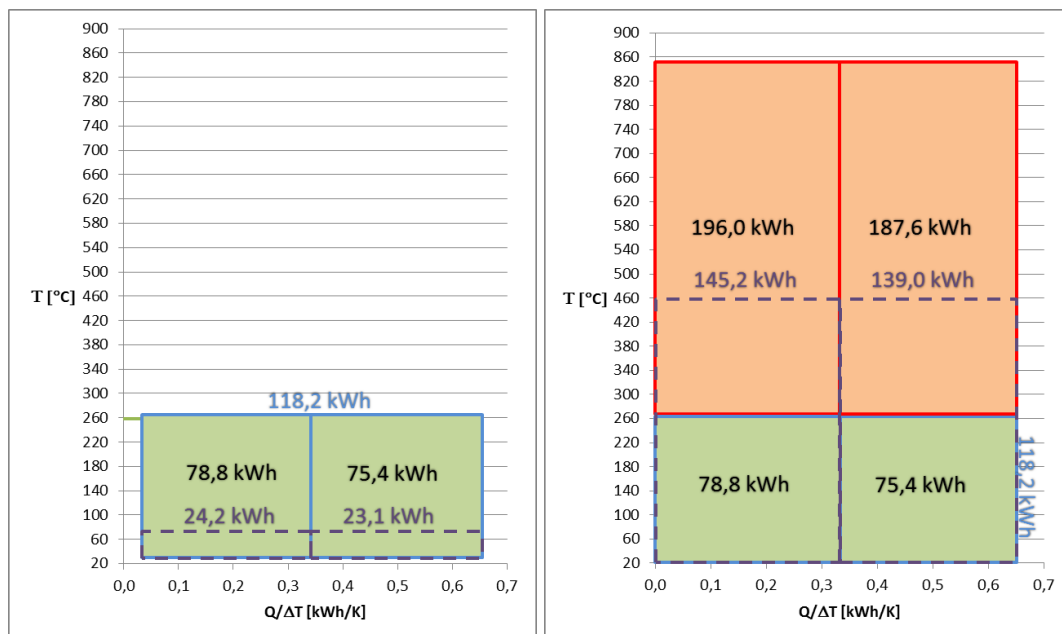


Abb. 5-6 Wärmemengen Expansion bei 258 °C / 850 °C, 1 bis 30 bar, 1.180 kg Luft

Die grün hinterlegte Fläche ist ein Maß für den Anteil der wiederverwendeten Kompressionswärme, und die rote Fläche entspricht der Wärmemenge, die hinzugefügt werden muss. Die lila gestrichelte Linie umschließt die Fläche, die der Restwärmemenge der aus der Turbine austretenden Luft entspricht.

Für die Aufheizung der komprimierten Luft auf 258 °C wird außer der gespeicherten Kompressionswärme keine zusätzliche Wärmeenergie benötigt. Durch die Verluste bei der Expansion heizt sich die Luft jedoch zusätzlich auf, und hinter den Turbinen verbleibt eine ungenutzte Restwärme. Die nach der letzten Expansionsmaschine in der Luft verbleibende Wärmemenge bei rund 73 °C umfasst 23,1 kWh.

Der Wärmebedarf für die Aufheizung der komprimierten Luft auf 850 °C liegt dagegen sehr hoch. Für beide Aufheizvorgänge werden insgesamt rund 383,6 kWh Hochtemperaturabwärme benötigt. Hier verbleiben große Wärmemengen nach den Turbinen in der Luft. Hinter der letzten Expansionsmaschine befindet sich noch eine Wärmemenge von 139 kWh bei etwa 459 °C in der entspannten Luft.

Auch für diesen Prozess können die Wärmeumsatzgrade bestimmt werden. Als Vergleichsprozess dient der erste Fall mit Zwischenerhitzung ausschließlich durch die gespeicherte Kompressionswärme. Für die Aufheizung auf 850 °C vor beiden Turbinen werden rund 383,6 kWh Wärmeenergie eingesetzt, die in etwa 118 kWh zusätzlicher Nutzarbeit umgewandelt werden. Damit liegt der Wärmeumsatzgrad bei rund 30 %. Der erweiterte Wärmeumsatzgrad berücksichtigt die Nutzung der in der Abluft verbleibenden Wärmemenge von rund 139 kWh im Prozess mit Aufheizung auf 850 °C. Der erweiterte Wärmeumsatzgrad liegt bei rund 48 %.

Angemerkt sei auch hier, dass Prozessführungen denkbar sind, bei denen die Temperatur der komprimierten Luft vor der Expansion auf andere Temperaturen als in dem Beispiel erhitzt wird. Dabei können auch unterschiedliche Aufheiztemperaturen vor den beiden Expansionsmaschinen angenommen werden, um beispielsweise die Restwärme in der Abluft zu minimieren. Die geleistete Expansionsarbeit würde dadurch jedoch ebenfalls reduziert.

5.4 Vergleich der verschiedenen Prozessführungen

Aus den oben aufgelisteten Einzelberechnungen lässt sich eine Tabelle erstellen, die eine Übersicht über die verschiedenen bisher betrachteten Druckluft-Prozesse und deren Kennwerte liefert. Es werden neben der Kompressionsenergie W_{Ko} und der Expansionsenergie W_{Exp} auch die Speichereffizienz k_{ef} und der einfache Wärmeumsatzgrad k_u sowie der erweiterte Wärmeumsatzgrad k_{ua} aufgeführt. In der letzten Spalte ist die Anzahl der verwendeten Maschinen und Wärmetauscher als ein Maß für den Bauaufwand angeführt.

	W_{Ko} [kWh]	W_{Exp} [kWh]	k_{ef} [%]	k_u [%]	k_{ua} [%]	Ma./Wt.
Adiabater Druckluftspeicher (AACAES) 1 St. Kompression, 1 St. Expansion	256	156	61,0	-	-	2
Prozess mit Drossel 2 St. Kompression, 1 St. Expansion	188	69	35,9	-	-	3
Prozess mit Aufheizung 419 °C 2 St. Kompression, 1 St. Expansion	188	115	61,3	86	86	3
Prozess mit Aufheizung 850 °C 2 St. Kompression, 1 St. Expansion	188	187	99,5	60	87	3
Prozess ohne Aufheizung (LTA-CAES) 2 St. Kompression, 2 St. Expansion	188	106	56,3	-	-	4
Prozess mit Aufheizung 850 °C 2 St. Kompression, 2 St. Expansion	188	224	119,0	30	48	4

Abb. 5-7 Verschiedene Prozesse im Vergleich, 1 bis 30 bar, 1.180 kg Luft

Bei vergleichender Betrachtung der Kennwerte fällt ein effizienter Prozess mit geringem Bauaufwand und moderatem Temperaturbedarf auf. Die zweistufige Kompression, gefolgt von einer einmaligen Aufheizung auf 419 °C und anschließender einstufiger Expansion,

erreicht eine gute Gesamteffizienz von 61 % und sehr gute Wärmenutzungsgrade bei 86 %. Es wird relativ wenig und dabei relativ niedrig temperierte Wärme, zum Beispiel aus BHKWs, benötigt, die nahezu vollständig genutzt wird. Die Speichereffizienz ist mit dem Wirkungsgrad eines AACAES vergleichbar, ohne jedoch auf spezielle, neu zu entwickelnde Maschinen angewiesen zu sein. Ein solcher Prozess wurde in der Literaturrecherche nicht gefunden und darf als neu angesehen werden.

Ebenfalls auffällig ist die zweistufige Kompression mit Vorheizung auf 850 °C und anschließender einstufiger Expansion. Die Gesamteffizienz von nahezu 100 % und der gute beziehungsweise sehr gute Wärmeumsatzgrad von 60 beziehungsweise 87 % zeichnen diesen Prozess aus. Der Bauaufwand ist auch hier gering. Einschränkend ist lediglich der Bedarf an sehr hoch temperierter Wärme, die allerdings gut beziehungsweise sehr gut genutzt wird.

Mit Einschränkungen versehen, aber als Energiespeicher effizient, ist die zweistufige, zwischengekühlte Kompression bei anschließender zweistufiger Expansion mit Zwischenerhitzung auf 850 °C. Die Gesamteffizienz des Speichers liegt bei exzellenten 119 %, so dass auch von einer Kraftwerksfunktion gesprochen werden kann. Allerdings werden nur geringe Anteile der zugeführten Wärme in zusätzliche elektrische Energie umgesetzt. Besser sieht die Bilanz nur bei anschließender externer Wärmenutzung aus. Hinzu kommt bei diesem Prozess der zusätzliche Bauaufwand für eine weitere Expansionsmaschine und einen weiteren Wärmetauscher.

6. Diskussion und Beispielanwendung

Damit ist theoretisch gezeigt worden, dass sich mit Druckluftspeichern unter Zuhilfenahme von Abwärme aus externen Quellen sehr effiziente Speicher für elektrischen Strom bauen lassen. Die Speichereffizienz in Bezug auf die elektrischen Energien liegt bei den hier verwendeten Prozessen zwischen 61 und 119 %. Zudem kann mit den maximal zweistufigen Prozessen und den Rahmenbedingungen heute auf dem Markt verfügbarer Maschinen der Bauaufwand sehr niedrig gehalten werden.

Besonders bemerkenswert ist, dass der zweistufige Kompressionsprozess ohne Sondermaschinen gekoppelt mit einer einstufigen Expansion und einer Aufheizung auf lediglich 419 °C eine Gesamteffizienz von rund 61 % erreicht. Diese Aufheiztemperatur lässt sich bereits mit der Abgastemperatur eines BHKWs realisieren. Bei gleichen Rechengrundlagen ist dieser Effizienzwert mit dem eines AACAES mit einstufiger Kompression und einstufiger Expansion von ebenfalls rund 61 % vergleichbar, wobei jedoch für diesen Typ des Druckluftspeichers Sondermaschinen benötigt werden.

In den folgenden Unterkapiteln wird anhand eines möglichst praxisnahen Beispiels auf weitere Parameter und deren Einfluss auf mögliche Bauweisen und Anwendungsgebiete eingegangen.

Als Randparameter für die Beispielanlage sollen eine elektrische Speicher- und eine elektrische Lieferleistung von 1 MW über eine Stunde angenommen, mithin eine Kapazität von 1 MWh eingeplant werden. Damit wird eine positive beziehungsweise negative Lastreserve von 1 MW zur Verfügung gestellt. Der relativ kurze Zeitraum von einer Stunde ist im Hinblick auf den zukünftig steigenden Bedarf an Ausgleichsleistung in tendenziell kurzen Zeiträumen sinnvoll. Der mittlere Betriebsdruck soll wie in den Berechnungen 30 bar betragen. Durch diese Grundbefüllung werden die Probleme der inneren Verdichtung innerhalb des Gleitdruckspeichers minimiert und die Vorteile bei mehrstufigen Prozessen verbessert. Eine Biogasanlage mit der typischen Leistung von rund 500 kW soll als Abwärmequelle angenommen werden. Damit kann der Druckluftspeicher bei Überlast im Netz die Leistung der Biogasanlage zuzüglich eines weiteren Erzeugers, zum Beispiel einer 500 kW Windturbine, für eine Stunde aufnehmen und bei Bedarf zu einem späteren Zeitpunkt in das Netz einspeisen. Alternativ wird industrielle Abwärme als Wärmelieferant angedacht.

Die im Folgenden durchgeführten einfachen Berechnungen basieren auf den zuvor in den Simulationen ermittelten Basiswerten. Rechenwege für die Skalierungen, die im Wesentlichen auf dem Dreisatz beruhen, sind nicht gesondert als Formeln aufgeführt, sondern erschließen sich dem Fachmann aus dem Text.

6.1 Druckspeicher

Die beste Lösung eines Druckspeichers stellen Gleichdruckspeicher dar, da sie keinen druckbedingten inneren Temperaturschwankungen während der Be- und Entladung ausgesetzt sind. In Frage kommen dafür die verschiedenen recherchierten Konzepte, wobei der Aufwand für diese Speicher relativ hoch ist, und einige Technologien, wie der Energy-Bag, sich noch im Entwicklungsstadium befinden. Gerade der Energy-Bag erreicht allerdings bei angenommener fast kugelförmiger Geometrie bereits bei kleinen Radien ein großes Speichervolumen, weil das Volumen einer Kugel proportional zu r^3 ansteigt.

Realistischer für Anwendungen kleinerer und mittlerer Leistung sind gebaute Lösungen von Gleitdruckspeichern. Verwendet man beispielsweise Röhrenspeicher aus Pipelines, dann besitzt ein angenommenes Pipelinesegment mit 1,3 Meter Durchmesser und 150 m Länge bereits ein Innenvolumen von rund 200 m³. Um Witterungseinflüsse und deren Effekte auf

die Druckspeichertemperatur auszuschließen, ist ein Einbringen des Speichers in den Untergrund von Vorteil. Gleichzeitig wird dadurch der Landschaftsverbrauch minimiert.

Bei größeren Leistungen des Speichers ist es zweckmäßig, Kavernenspeicher in Betracht zu ziehen. Um die hohen Investitionskosten zu rechtfertigen, werden jedoch hohe Zyklenanzahlen bei hohen Leistungen benötigt, um entsprechend hohe Mengen elektrischer Energie in kurzen Zeiträumen vermarkten zu können.

Für das gewählte Beispiel wird ein gebauter unterirdischer Speicher aus Pipelinesegmenten gewählt. Zum einen ist es so möglich, an Orten zu bauen, an denen Abwärmequellen existieren. Zum anderen sind Pipelines am Markt gut verfügbar, und durch die Einbringung im Untergrund wird der Landschaftsverbrauch minimiert.

6.2 Wärmeübertragung, Wärmespeicher und Wärmepumpen

Geht man von einem Speicherdruck von 30 bar und einem zweistufigen Prozess aus, dann werden bei der Kompression mit den in den Berechnungen angenommenen Maschinen Temperaturen von rund 260 °C erreicht. Als Wärmespeicher kommen damit sowohl Thermoöle, chemische Wärmespeicher, latente Wärmespeicher als auch sensible Speicher aus zum Beispiel Keramik-Matrizen in Frage. Werden weniger effiziente Maschinen eingesetzt, erhöht sich die Temperatur, und es müssen unter Umständen andere Wärmespeicher verwendet werden.

Für längere Haltezeiten sind chemische Wärmespeicher von Vorteil, da es bei dieser Technologie keine Langzeitverluste gibt. Zudem kann über einen druckgesteuerten Prozess ein Teil der gespeicherten Wärme bei höherer Temperatur zur Verfügung gestellt werden. Der benötigte Druck dafür kann vermutlich über den Speicherdruck des Druckluftspeichers relativ einfach bereitgestellt werden. Nachteilig an diesem Speicherkonzept ist, dass es sich noch nicht um den Stand der Technik handelt. Zeitnah werden jedoch Pilotanlagen verfügbar sein.

Die Abwärme des Biogasanlagen-Abgases fällt mit einer Temperatur von rund 500 °C an. Mit den vorhandenen Rechenmodellen lässt sich die Speichereffizienz für diese Temperatur für die beiden favorisierten Prozesse berechnen. Der Prozess mit zwei Kompressionsstufen und zwei Expansionsstufen erreicht rund 82 %, während der Prozess mit zwei Kompressionsstufen und einer Expansionsstufe rund 69 % erreicht.

Nimmt man einen chemischen Wärmespeicher mit Kalziumoxid-Wasser-Stoffpaarung an, dann erfolgt die Einspeicherung der Abgasabwärme bei rund 1 bar Wasserdampfdruck, während bei der Ausspeicherung der Druck des Druckluftspeichers von 30 bar genutzt wird. Auf diese Weise wird entsprechend eine Temperatur von rund 730 °C erreicht. Der Aufwand für die Temperaturerhöhung und der Umsatzgrad der niedertemperierten Wärme hin zu hochtemperierten Wärme sind nicht untersucht worden. Für die Verdampfung des Prozesswassers im Ausspeicherprozess innerhalb des chemischen Wärmespeichers kann die Abwärme der Biogasanlage verwendet werden. Ebenfalls denkbar ist eine Temperaturerhöhung durch eine Wärmepumpe oder einen Stirlingmotor. Allerdings nehmen diese Maschinen Energie in Form von elektrischem Strom oder mechanischer Wellenleistung auf, was die Gesamteffizienz des Speichers reduziert.

Eine weitere Alternative ist die Einbindung von industrieller Abwärme bei einem Temperaturniveau von 730 °C. Hierfür könnte ein keramischer Wärmespeicher eingesetzt werden, der heute den Stand der Technik darstellt und am Markt verfügbar ist.

Mit einer Temperatur von 730 °C erreichen die oben genannten Prozesse jeweils eine Speichereffizienz von rund 106 % beziehungsweise 89 %. Da diese sehr guten Werte mit

dem chemischen Wärmespeicher bei 500 °C Biogasanlagen-Abgas beziehungsweise mit einem keramischen Wärmespeicher bei 730 °C industrieller Abwärme realisierbar sind, werden diese Wärmespeichertypen für die Beispielanlage ausgewählt.

6.3 Kompressions- und Expansionsmaschinen

In Frage kommen für die Kompression generell sowohl Kolben- und Rotationskolbenmaschinen als auch Turbomaschinen. Für kleine Beladeleistungen sind insbesondere Kolbenmaschinen möglich, allerdings bleibt bei am Markt befindlichen Maschinen die Kompressionsendtemperatur des Beispielprozesses von 260 °C ein Problem. Mit mehr Einspeicherstufen könnte man diesem Problem begegnen.

Erfolgt die Expansion bei niedrigen Temperaturen, kommen hierfür ebenfalls alle abtriebfähigen Maschinen in Betracht. Für höhere Temperaturen und insbesondere bei hohen Leistungen sind Strömungsmaschinen sinnvoll, wie sie zum Beispiel in den Expansionsabschnitten von Gasturbinen oder Flugzeugturbinen eingesetzt werden. Bis zu Temperaturen von 850 °C bleibt der technische Aufwand gering.

Für die in der Beispielanlage angenommene Ein- und Ausspeicherleistung von 1 MW dürften Turbomaschinen, wie sie zum Beispiel als Prozessgasmaschinen beziehungsweise in Gasturbinen eingesetzt werden, eine gute Wahl sein. Diese Maschinen werden für die folgenden Betrachtungen angenommen. Die zuvor aufgestellten Rechenmodelle und Berechnungsergebnisse können auf diese Weise für die Auslegung verwendet werden.

In Anlehnung an die Berechnungen werden für die Kompression und Expansion axiale Maschinen eingesetzt. Als Kompressionsmaschinen kommen zwei axiale Turbokompressoren mit einer Leistung von jeweils 500 kW und einem Verdichtungsverhältnis von jeweils rund 5,5 zum Einsatz. Die Expansion erfolgt mit zwei axialen Entspannungsturbinen mit einer Leistung von jeweils 500 kW und einem Expansionsverhältnis von jeweils rund 5,5 für die erste Prozessvariante. Die zweite Prozessvariante erfordert nur eine Turbine, allerdings mit einer Leistung von 1 MW und einem Expansionsverhältnis von rund 30.

Als Antrieb beziehungsweise Abtrieb kommt ein Elektromotor mit Generatorfunktion mit rund 1 MW Leistung zum Einsatz, wobei angenommen wird, dass alle Maschinen auf einer Welle betrieben und Antriebs- und Abtriebsseite durch Kupplungen vom Motor getrennt werden können. Elektrische Verluste bleiben hier unberücksichtigt.

Verluste, die in den Anlauf- und Abfahrzeiten der Maschinen oder durch das Umschalten von Regelventilen auftreten, werden in die weiteren Betrachtungen ebenfalls nicht einbezogen.

6.4 Auslegung der Beispielanlage

Die Komponenten der Beispielanlage stehen somit fest. Es fehlt noch die Dimensionierung des Drucktanks und eine Betrachtung der zur Verfügung stehenden Wärmemengen.

Da der gewählte Gleitdruckspeicher keinen konstanten Speicherdruck aufweist, wird als Annahme ein Arbeitsbereich von 5 bar festgelegt. Der Druck im Druckspeicher schwankt also maximal zwischen 27,5 und 32,5 bar um den veranschlagten mittleren Betriebsdruck von 30 bar. Da die Maschinen bei niedrigerem Druck weniger und bei höherem Druck mehr Energie für eine festgelegte Luftvolumenmenge umsetzen, wird vereinfachend die Umsatzrate bei 30 bar als Wert für den gesamten Druckbereich angenommen. Der ermittelte Wirkungsgrad der Maschinen wird über diesen Druckbereich ebenfalls als gültiger Mittelwert angenommen.

Es ist zu beachten, dass die im Folgenden betrachteten Volumina auf Temperaturen von 20 °C und einen Umgebungsdruck von 1 bar bezogen sind. Die tatsächlich in den Maschinen umgesetzten Luftvolumina weichen, wie in den p-V-Diagrammen gezeigt, von diesen Werten ab, da die Luft in den Prozessen unterschiedliche Temperaturen und Drücke aufweist.

Die Kompression benötigt für beide Varianten eine Energiemenge von rund 188 kWh bei einem Volumendurchsatz von 1.000 m³ Luft. Für 1 MW Leistung wird somit ein stündlicher Luftdurchsatz von rund 5.320 m³ benötigt.

Bedingt durch die unterschiedlichen Prozessführungen der Expansion bei beiden Varianten, ergeben sich unterschiedliche Volumenstromdurchsätze. In der ersten Prozessvariante mit 106 % Effizienz leisten die beiden Expansionsmaschinen zusammen rund 200 kWh bei einer Luftmenge von 1.000 m³, während bei der zweiten Prozessvariante mit 89 % Effizienz die Expansionsmaschine rund 167 kWh für 1.000 m³ Luft liefert. Um jeweils eine Leistung von 1 MW eine Stunde liefern zu können, müssen für den ersten Fall also rund 5.000 m³ und im zweiten Fall rund 5.990 m³ Luft durchgesetzt werden.

Ausgehend von einer Grundbeladung des Drucktanks von 27,5 bar und einer maximalen Beladung von 32,5 bar sowie einer konstant angenommenen Druckspeicher-Temperatur von rund 20 °C, befinden sich nach den idealen Gasbetrachtungen minimal 27.500 m³ und maximal 32.500 m³ Umgebungsluft (Vergleichsdruck 1 bar, 20 °C) in einem Drucktank mit einer Größe von 1.000 m³. Die Differenz von 5.000 m³ Luft innerhalb des Druckintervalls von 5 bar reicht für die angestrebten Speicherkapazitäten und Leistungen annähernd aus. Bei der ersten Prozessvariante gibt der Kompressionsvorgang eine minimale Luftmenge von 5.320 m³ und damit ein Speichervolumen von rund 1.064 m³ vor. Für die zweite Prozessvariante, die ein Luftvolumen von 5.990 m³ bei der Expansion erfordert, wird eine Tankgröße von rund 1.200 m³ benötigt. Das entspricht maximal 12 Pipelinemodulen der Länge von je 150 m bei einem Durchmesser von 1,3 m.

Angemerkt wurde, dass ein Gleichdruckspeicher, wie zum Beispiel der Energy-Bag, für diesen Anwendungsfall vorteilhaft wäre. Der Druck würde konstant bei 30 bar liegen, was die Leistung der Maschinen über den gesamten Speichervorgang konstant hält und auch für die Auslegung der Maschinen einen exakten Auslegungspunkt mit hohen Wirkungsgraden zulassen würde. Eine Grundbefüllung ist nicht notwendig, da in Gleichdruckspeichern keine Probleme mit der inneren Kompression auftreten. Nach der Kugelvolumenformel hätte ein Energy-Bag in etwa 300 Metern Wassertiefe für den geforderten Luftdurchsatz von maximal 5.990 m³ Luft (bei 1 bar, 20 °C) ein Speichervolumen von nur rund 200 m³ (bei 30 bar, 20 °C) und damit lediglich einen Durchmesser von rund 7,3 Metern.

Die Diskrepanz zwischen den eingespeicherten Luftmengen bei der Kompression und den bei den Expansionsvorgängen der beiden Prozesse ausgespeicherten Luftmengen kommt durch die unterschiedlichen Effizienzwerte der beiden Prozesse zustande – bedingt durch die unterschiedlichen Temperaturen und Verluste. Bei der ersten Prozessvariante mit einer Speichereffizienz von 106 % kann der Druckluftspeicher bei 1 MW Ausspeicherleistung länger als eine Stunde liefern, während bei der zweiten Prozessvariante die Kompressionsphase länger andauern müsste, damit später 1 MW für eine Stunde bereitgestellt werden kann. Eine weitere Option besteht darin, die Anlage mit anderen Leistungen auszulegen, um die Vorgabe einer Stunde beim Einspeicher- und Ausspeichervorgang einzuhalten. Diese Variante soll hier jedoch nicht weiter erörtert werden.

Ein weiterer wichtiger Punkt für die Auslegung sind die verfügbaren Wärmemengen, die für eine Dimensionierung des Wärmespeichers benötigt werden. Die angenommene Biogasanlage mit 500 kW Leistung liefert täglich rund 10 MWh Abgasabwärme bei rund 500 °C. Benötigt wird laut Annahme eine Abwärmtemperatur von 730 °C. Die Kompression in zwei Stufen stellt eine Wärmemenge von rund 154 kWh bei rund 260 °C bereit. Der über

die bereits vorhandene Kompressionswärme hinausgehende Wärmebedarf für die angenommene Lieferzeit von abgerundet einer Stunde bei 1 MW Leistung liegt bei der ersten Prozessvariante bei rund 349 kWh und bei der zweiten Prozessvariante bei rund 233 kWh für 1.000 m³ durchgesetztem Luftvolumen (bei 1bar, 20 °C). Die erforderliche Gesamtspeicherkapazität des Wärmespeichers für die beiden Beispielprozesse ergibt sich aus der Summe der Kompressionswärme und der jeweilig benötigten Zusatzwärme zu 503 kWh beziehungsweise 387 kWh für 1.000 m³ Luft. Wird vereinfachend die größere, benötigte Luftmenge von 5.990 m³ für beide Prozesse angenommen, dann ergibt sich eine erforderliche Wärmespeicherkapazität von 3,01 MWh beziehungsweise 2,32 MWh. Der über die Kompressionswärmemenge hinausgehende Bedarf an transformierter Abgasabwärme aus der Biogasanlage oder sensibel gespeicherter Abwärme aus einem Industrieprozess liegt bei 2,09 MWh beziehungsweise 1,40 MWh.

Damit würde die tägliche Abwärmemenge des Abgases der Biogasanlage je nach Prozessvariante theoretisch für fast fünf beziehungsweise gut sieben Ausspeichervorgänge ausreichen. Möglich sind deshalb mit der ausgelegten Anlage nach den Vorgaben der Ein- und Ausspeicherdauer von jeweils einer Stunde bei einer Leistung von 1 MW theoretisch mindestens fünf beziehungsweise sieben Zyklen am Tag. Für die hier nicht untersuchten Umsatzverluste für die Transformation von Abgasabwärme in Hochtemperaturwärme bei rund 730 °C durch den chemischen Wärmespeicher, für weitere tägliche Speicherzyklen oder für höhere Lieferleistungen steht also eine große Reserve an Wärme zur Verfügung. Die Abwärmemengen aus industriellen Prozessen können entsprechend kleiner sein, da sie auf passendem Temperaturniveau angenommen werden und nicht unter Verlusten auf eine höhere Temperatur umgewandelt werden müssten.

Als letzter Aspekt sollen noch die Temperaturen der Wärmemengen betrachtet werden, die nach dem Speicherprozess ungenutzt in der Luft und im Wärmespeicher verbleiben. Die Luft verlässt bei der ersten Prozessvariante die letzte Expansionsmaschine bei rund 152 °C und die Expansionsmaschine bei der zweiten Prozessvariante bei rund 381 °C. Zudem bleiben, wenn sie nicht im chemischen Wärmespeicher für die Transformation eingesetzt werden, Wärmemengen aus dem Einspeichervorgang von rund 262 °C ungenutzt. Eine hinter dem Druckluftspeicher angeschlossene Wärmenutzung für andere Prozesse zur Stromerzeugung, zur Trocknung, zu Heizzwecken oder Ähnlichem ist möglich und wünschenswert.

7. Fazit und Ausblick

Die Untersuchungen haben gezeigt, dass es sinnvoll ist, bisher ungenutzte Abwärme mit möglichst hoher Temperatur in einem Druckluftspeicherprozess zu verwenden. Durch dieses Vorgehen werden selbst mehrstufige Druckluftspeicheranlagen mit Standardmaschinen vergleichbar effizient oder effizienter als einstufige AACAES-Prozesse, die nur mit Sondermaschinen realisiert werden können.

An der detailliert beschriebenen Beispielanlage wurde veranschaulicht, dass mit Hochtemperaturabwärme erhebliche Effizienzsteigerungen von ursprünglich 36 % beziehungsweise 56 % auf Werte von 82 % beziehungsweise 106 % möglich sind und die im Prozess verbleibende Hochtemperaturabwärme mit sehr hohen Umsatzraten von bis zu 86 % in zusätzliche, nutzbare elektrische Energie umgewandelt werden kann. Der Bedarf an Wärme im Druckluftspeicherprozess ist dabei relativ gering, und eine weitere Nutzung der Restwärme ist möglich. Unter Berücksichtigung des Umstandes, dass Abwärme aus Biogasanlagen, wenn überhaupt, aktuell in erster Linie zu Heizzwecken verwendet und die Hochtemperaturabwärme dafür auf niedrige Temperaturniveaus abgesenkt wird, besteht ganz erheblicher Handlungsbedarf zur besseren Nutzung vorhandener Exergiemengen.

Die allgemeinen Untersuchungen aus den verlustlosen Betrachtungen legen nahe, dass sich mit hohen Speicherdrücken auch hohe Prozessstufenanzahlen verwirklichen lassen, da der Vorteil von Erhöhungen der Stufenanzahl bei höheren Enddrücken zunimmt. Bei höheren Gesamtstufenanzahlen lässt sich die Anzahl der Einspeicherstufen im Verhältnis zur Anzahl der Ausspeicherstufen zudem feiner auslegen. Würden in den verlustbehafteten Betrachtungen dieser Arbeit Prozesse mit Stufenverhältnissen (Prozess-Einspeicherstufen zu Prozess-Ausspeicherstufen) von maximal 2/1 berechnet, so wären auch Verhältnisse von beispielsweise 3/2 oder 4/3 denkbar.

Eine Besonderheit bei Turbomaschinen ist, dass die Dissipationsverluste die Luft zusätzlich aufheizen und so dem Prozess nicht verloren gehen. Aus den verlustbehafteten Berechnungen geht hervor, dass zum Beispiel bei dem Prozess ohne externe Wärmezufuhr mit jeweils zwei Ein- und Ausspeichermaschinen Restwärmemengen in der Luft verbleiben. Die durch die Verluste der Kompressionsmaschine entstehende zusätzliche Kompressionswärme wird in der Expansionsmaschine, in der ebenfalls Verluste in Form einer Luftaufheizung anfallen, nicht vollständig genutzt. Hier wäre ein Prozess mit zum Beispiel drei Einspeicherstufen und zwei Ausspeicherstufen eventuell in der Lage, die Wärmeenergie auch ohne Wärmezufuhr von außen vollständig zu verwerten, ohne dass die Expansionsmaschinen vereisen. Der Vorteil wäre ein relativ geringer Bauaufwand bei gleichzeitiger Standortunabhängigkeit von Abwärmequellen.

Wie aus den Exergiediagrammen ersichtlich ist, ließen sich bei solchen Prozessen generell die benötigten Absoluttemperaturen für die Expansion und die Temperaturdifferenzen zwischen Ein- und Ausspeichervorgang senken, was diese Prozesse außerdem für den Einsatz von chemischen Wärmespeichern als Wärmepumpen prädestiniert.

Zudem bleiben bis heute große Abwärmemengen nicht nur als Hoch- sondern auch als Niedertemperaturabwärme ungenutzt, die sich mit entsprechend ausgelegten vielstufigen Prozessen vermutlich effizienter nutzen ließen.

Die Skalierbarkeit der hier aufgeführten Prozesse hin zu größeren Leistungen kann als gut möglich angesehen werden, da im hohen Leistungsbereich Turbomaschinen eingesetzt werden, auf deren Funktionsweise und Aufbau die durchgeführten Berechnungen basieren. Die Skalierung hin zu kleinen Leistungen stellt hingegen eine größere Herausforderung dar, da im kleinen Leistungsbereich andere, weniger effiziente Maschinen eingesetzt werden und die durch die maschinellen Verluste auftretenden hohen Temperaturen als Problem bestehen bleiben. Druckspeicher und Wärmespeicher lassen sich prinzipiell in allen Größen und verschiedensten Formen herstellen. Die Technologie ist prinzipiell auch mit anderen Medien wie Erdgas oder Wasserstoff verwendbar.

8. Bewertung der Prozessberechnungen

In diesem Kapitel werden die Ungenauigkeiten und möglichen Fehlerquellen in den Berechnungen dieser Arbeit diskutiert, die sich durch Annahmen und Vereinfachungen ergeben. Die Berechnungen werden zu diesem Zweck in der Reihenfolge behandelt, wie sie in der Arbeit vorkommen.

Mathematische Fehler innerhalb der Arbeit können durch Rundungen der Ergebniswerte auf 2 bis 4 signifikante Stellen auftreten. Im Text durchgeführte Berechnungen ohne Verweise auf Formeln wurden mit einem Taschenrechner durchgeführt und beschränken sich auf einfache Zusammenhänge wie dem Dreisatz. Zwischenergebnisse wurden auf 2 bis 4 signifikante Stellen gerundet, und nachfolgende Berechnungen können gegebenenfalls kleine Abweichungen in den letzten Stellen enthalten.

Innerhalb der Excel-Tabellen wurden keine Rundungen vorgenommen, so dass die internen Berechnungen dort mit der maximalen bei Excel 2010 verfügbaren Genauigkeit durchgeführt worden sind.

8.1 Innere Kompression in Druckspeichern

Die durchgeführten Excel-Berechnungen zur inneren Kompression in Druckspeichern gehen von idealem Gasverhalten und konstanten Stoffwerten aus, was real nicht zutrifft. Zudem werden keine Wärmeübergänge mit der Druckspeicherwandung oder der Umgebung außerhalb der Wandung in den Rechnungen berücksichtigt. Ebenfalls zu Abweichungen vom realen Verhalten könnten die inkrementellen, relativ großen Gasmassen führen, die für die schrittweise durchgeführten Rechnungen verwendet werden. Außerdem wird von einer idealen Durchmischung des Druckspeicherinhalts ausgegangen, während real unvollständige Vermischungen oder sogar Schichtungen auftreten könnten. Zudem ist es denkbar, dass in großen Speichern, insbesondere bei röhrenförmigen Speichern, verschiedene Temperaturen an verschiedenen Orten auftreten.

8.2 Carnot-Wirkungsgrad als Vergleich für reale Prozesse

Der mit Excel berechnete Carnot-Wirkungsgrad stellt die obere, theoretische Grenze für die Effizienz von quasistationären, verlustlosen Prozessen mit verlustlosen Wärmeübergängen ohne die real erforderlichen Wärmedifferenzen dar. Der Vergleich, auch bezüglich Proportionalität, mit realen Prozessen, die in endlicher Zeit ablaufen, kann daher immer nur Orientierungswerte liefern. Für die durchgeführten Trendbetrachtungen hingegen kann der Carnot-Prozess herangezogen werden.

8.3 Simulink-Modell des Wärmespeichers

Bei dem verwendeten Simulink-Modell handelt es sich um eine dynamische Berechnung mit Lösungsverfahren für Differenzialgleichungen, die in dem Programm grafisch aufgestellt wurden. Je nach Lösungsalgorithmus und Randparametern ist es innerhalb der Simulation zu Aufschwingeffekten gekommen. Bei den hier angegebenen Randparametern und der gewählten Rechengenauigkeit sind die berechneten Werte jedoch stabil. Die interne Genauigkeit der Zeitsimulation liegt bei 10^{-3} s. Abweichungen von realen Wärmeübergängen werden durch Vernachlässigung von druck- und temperaturabhängigen Stoffwerten, strömungsabhängigen Wärmeübertragungskennwerten und Einlaufängen der Strömung verursacht. Außerdem besteht das Modell aus einer endlichen Anzahl von Teilelementen, in denen eine einheitliche Temperatur vorliegt.

8.4 Leistungszahl von Wärmepumpen

Die mit Excel berechneten Leistungszahlverläufe für Wärmepumpen gelten ähnlich wie der Carnot-Wirkungsgrad für verlustlose, quasistationäre Prozesse. Der Vergleich, auch bezüglich Proportionalität, mit realen Prozessen, die in endlicher Zeit ablaufen, kann daher immer nur Orientierungswerte liefern. Für die durchgeführten Trendbetrachtungen wurde der reversible Wert der Leistungszahl mit einem festen Literaturwert des Wirkungsgrades multipliziert, was eine bessere Annäherung an reale Prozesse bietet. Real ist dieser Wirkungsgrad für jede Maschine einzeln zu ermitteln.

8.5 Verlustlose thermodynamische Betrachtungen

Die verlustlosen Betrachtungen wurden mit Excel erstellt. Abweichungen zu realen Prozessen treten vor allem durch die Annahmen von konstanten Kennwerten über Temperatur und Druck, idealem Gasverhalten, Vernachlässigung kinetischer Energieanteile, reversiblen Zustandsänderungen, idealen Wärmeübergängen ohne Temperaturdifferenz und als konstant angenommenem Druck im Druckspeicher auf.

8.6 Verlustbehaftete thermodynamische Betrachtungen

Die verlustbehafteten Betrachtungen wurden ebenfalls mit Excel erstellt. Abweichungen zu realen Prozessen treten vor allem durch die Annahmen von konstanten Kennwerten über Temperatur und Druck, idealem Gasverhalten, Vernachlässigung kinetischer Energieanteile und als konstant angenommenem Druck im Druckspeicher auf. Die angenommenen Verluste sind Mittelwerte und können bei real ausgeführten Maschinen abweichen. Die angenommenen Temperaturdifferenzen in den Wärmeaustauschvorgängen können real ebenfalls abweichen. Effekte durch Druckverluste, Skalierung oder Lagerreibung wurden nachträglich als Faktor aufgeschlagen, real müssten anlagenspezifische Druckverluste, Strömungsverhältnisse und andere Einflussfaktoren beachtet werden.

8.7 Auslegung der Beispielanlage

Bei der Auslegung der Beispielanlage sind Ergebnisse aus den erstellten Excel-Modellen verwendet und skaliert worden. Als Annahme dienten Mittelwerte für Maschinenwirkungsgrade und Maschinenleistungen, die real mit Druck und Volumendurchsatz variabel sind. Außerdem wurden elektrische und mechanische Wirkungsgrade des Antriebsstrangs, der Wirkungsgrad der erforderlichen Einspeisetechnik zur Stromnetzsynchrisation sowie Temperaturverluste in den thermischen Wärmespeichern vernachlässigt. Dynamische Anlauf- und Abfahrverluste blieben ebenfalls unberücksichtigt.

9. Quellenverzeichnis

- [Acht] Andreas Acht
Gasspeicher
Technologie und Herausforderungen
Vortrag Leuphana Energieforum 2012
KBB Underground Technologies
DEEP. Underground Engineering
- [ADELE] Adiabater Druckluftspeicher ADELE
Projektinformation bei RWE
<http://www.rwe.com/web/cms/de/365478/rwe/innovation/projekte-technologien/energiespeicher/projekt-adele-adele-ing/>
- [Alibaba] Alibaba (Zwischenhandel-Plattform)
699 Wang Shang Road
Binjiang District
Hangzhou 310052
China
www.alibaba.com
- [Baehr] Hans Dieter Baehr, Stephan Kabelac
Thermodynamik
Grundlagen und technische Anwendungen
13. neu bearbeitete und erweiterte Auflage
Springer Verlag
2006
- [Baehr 1] Seite 209
- [Baehr 2] Seite 215
- [Baehr 3] Seite 284
- [Baehr 4] Seite 114
- [Baehr 5] Seite 414
- [Baehr 6] Seite 216
- [Baehr 7] Seite 412
- [Baehr 8] Seite 412
- [Baehr 9] Seite 404
- [Bargel] Hans Jürgen Bargel, Günter Schulze
Werkstoffkunde Bargel Schulze
VDI Verlag
6., überarbeitete Auflage
1994
- [Bargel 1] Seite 240
- [Bargel 2] Seite 120
- [Bargel 3] Seite 98
- [Bargel 4] Kapitel 4.8.4
- [Böttcher] Jörg Böttcher
Solarvorhaben
Wirtschaftliche, technische und rechtliche Aspekte
Oldenbourg Verlag
2012
- [Böttcher 1] Seite 142
- [Böttcher 2] Seite 143
- [BräunlingA] Willy J. G. Bräunling
Flugzeugtriebwerke: Grundlagen, Aerodynamik, Thermodynamik, Kreisprozesse
2. Auflage

- [BräunlingA 1] Seite 1080
 [BräunlingA 2] Seite 1084
 [BräunlingB] Willy J. G. Bräunling
 Flugzeugtriebwerke: Grundlagen, Aerodynamik, Thermodynamik, Kreisprozesse
 3. Auflage
 [BräunlingB 1] Seite 783
 [Brinkmeier] Brinkmeier, Nielsen, Qi, Leithner
 Isobares GuD – Druckluftspeicherkraftwerk mit Wärmespeicher
 Veröffentlichung
 TK Verlag
 Bd. 2012
 [Chen] Chen, Haisheng; Cong, Thang Ngoc; Yang, Wei; Tan, Chunqing; Li, Yongliang;
 Ding, Yulong
 Progress in electrical energy storage system: a critical review
 Progress in Natural Science, Volume19
 2009
 [Cheung] Cheung, Brian; Cao, Ning; Carriveau, Rupp; Ting, David S.-K.
 Distensible air accumulators as a means of adiabatic underwater compressed air
 energy storage
 International Journal of Environmental Studies, Volume69
 2012
 [DubbelA] W. Beitz, J. Feldhusen
 Dubbel – Handbuch für Maschinenbau
 Springer Verlag
 19. Auflage
 [DubbelA 1] K6
 [DubbelA 2] P29
 [DubbelB] K.-H. Grote, J. Feldhusen
 Dubbel – Handbuch für Maschinenbau
 Springer Verlag
 21. Auflage
 [DubbelB 1] K1
 [DubbelB 10] P31
 [DubbelB 11] P28
 [DubbelB 12] P30
 [DubbelB 13] R70
 [DubbelB 14] R71
 [DubbelB 15] R72
 [DubbelB 16] R70 bis R80
 [DubbelB 17] R82
 [DubbelB 18] R36
 [DubbelB 19] R86
 [DubbelB 2] M83
 [DubbelB 20] R87
 [DubbelB 21] D28
 [DubbelB 3] M8
 [DubbelB 4] M84
 [DubbelB 5] P2
 [DubbelB 6] R1
 [DubbelB 7] R2
 [DubbelB 8] P5

- [DubbelB 9]
[EBE] P40
Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit
Eckpunktepapier der Bundesregierung zur Energiewende
Stand 6. Juni 2012
- [EEG] Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit
Erneuerbare-Energien-Gesetz 2012
- [EON] E.ON Avacon AG
Schillerstraße 3
38350 Helmstedt
- [Faulstich] Martin Faulstich, Heidi Foth, Christian Calliess, Olav Hohmeyer, Karin Holm-
Müller, Manfred Niekisch, Miranda Schreurs
100% erneuerbare Stromversorgung bis 2050: klimaverträglich, sicher, bezahlbar
Stellungnahme
Sachverständigenrat für Umweltfragen
2010
- [Faulstich 1] Seite 58
- [Gaderer] M. Gaderer, M. Lautenbach, T. Fischer
Wärmenutzung bei kleinen landwirtschaftlichen Biogasanlagen
Bayrisches Landesamt für Umwelt
November 2007
- [Gaderer 1] Seite 9
[Gaderer 2] Seite 8
- [GardnerD] Gardner Denver
Schopfheim GmbH
Roggenbachstraße 58
79650 Schopfheim
- [Garvey] Seamus Garvey
Faculty of Engineering
The University of Nottingham
University Park
Nottingham, NG7 2RD
- [Geller] Wolfgang Geller
Thermodynamik für Maschinenbauer
4. erweiterte Auflage
- [Geller 1] Seite 154 ff.
[Geller 2] Seite 92
[Geller 3] Seite 46
[Geller 4] Seite 381
- [Giebel] Carolina Giebel
Perspektiven der stationären elektrischen Energiespeicherung für stark
fluktuierende Erneuerbare Energiequellen im Netzverbund
Studienarbeit
Grin Verlag
1. Auflage, 2010
- [Giebel 1] Seite 26
- [Griesbach] Helga Griesbach, Frank Heinze
Untergroundspeicherung
Exploration, Errichtung, Betrieb
Verlag Moderne Industrie
1996

- [Groß] Bodo Groß, Guillem Tänzer
Industrielle Abwärme – Eine Potentialstudie für Deutschland
IZES gGmbH
29. Oktober 2010
- [Herwig] Heinz Herwig, Andreas Moschallski
Wärmeübertragung
Physikalische Grundlagen – Illustrierte Beispiele – Übungsaufgaben und
Musterlösungen
Heinz Herwig, Andreas Moschallski
Vieweg+Teubner
2. Auflage, 2009
- [Herwig 1] Seite 218
- [Hübner] Stefan Hübner
Hintergrundpapier der VDI-suj Projektgruppe
Energiespeicher
(Energy storage)
November 2011
- [Huntorf] Druckluftspeicherkraftwerk Huntorf
26931 Elsfleth
Deutschland
- [Ibiden] IBIDEN Porzellanfabrik Frauenthal GmbH
Gamsersstraße 38,
8523 Frauental, Österreich
www.frauenthal.net
- [IFAM] Fraunhofer IFAM
Wiener Straße 12
28359 Bremen
www.ifam.fraunhofer.de
- [Iowa] Iowa Stored Energy Park
Iowa
USA
<http://www.isepa.com/>
- [ITE] Institut für Erdöl- und Erdgastechnik
TU-Clausthal
Agricolastraße 10
38678 Clausthal-Zellerfeld
- [IWES] Yves-Marie Saint-Drenan, Amany von Oehsen, Norman Gerhardt
Dr. Michael Sterner, Dr. Stefan Bofinger, Dr. Kurt Rohrig
Abschlussbericht
Dynamische Simulation der Stromversorgung in Deutschland nach dem
Ausbauszenario der Erneuerbaren-Energien-Branche
IWES Kassel
Dezember 2009
- [IWES 1] Seite 33
- [Kagawa] Kagawa, Kameichiro
Electric energy storage system. Compressed air energy storage (CAES)
Enerugi, Shigen, Volume22
2001
- [Kerskes] Henner Kerskes, Florian Bertsch, Barbara Mette, Antje Wörner, Franziska
Schaube
Übersichtsbeitrag
Thermochemische Energiespeicher
3.8.2011

- [Kikuchi] Kikuchi, Kazuhiro; Ushiyama, Izumi
A study of wind/compressed air energy storage-generation system
Ashikaga Kogyo Daigaku Kenkyu Shuroku, Volume30
2000
- [Kohler] Stephan Kohler, Annegret-Cl. Agricola, Hannes Seidl
Dena Netzstudie II – Integration erneuerbarer Energien in die deutsche
Stromversorgung im Zeitraum 2015 – 2020 mit Ausblick 2025
Zusammenfassung
Amprion GmbH, BARD Engineering GmbH, Bundesministerium für Umwelt,
Naturschutz und Reaktorsicherheit (BMU), Bundesministerium für Wirtschaft und
Technologie (BMWi), Bundesverband der Energie- und Wasserwirtschaft e.V.
(BDEW) und andere
2010
- [Kurzweil] Peter Kurzweil
Das Vieweg Formel-Lexikon
Basiswissen für Ingenieure, Naturwissenschaftler und Mediziner
Vieweg
2002
- [Kurzweil 1] Seite 427
- [Lambrecht] Jürgen Lambrecht, Dieter Karsten
„Forschungsbericht T82-042
Stromerzeugungspotential aus industrieller Abwärme in der deutschen
chemischen und petrochemischen Industrie einschließlich Erdöl-Raffinerien“
Projektleiter Dipl. Ing. Jürgen Lamprecht
April 1982
- [Linden] van der Linden, Septimus
Bulk energy storage potential in the USA, current developments and future
prospects
Energy (Oxford, United Kingdom), Volume31
2006
- [LTA] Daniel Wolf, Marcus Budt, H.-J.Prümper
LTA-CAES Niedertemperatur Druckluftspeicherkraftwerke
Conference Paper, Eurosolar 2011
November 2011
- [Lucas] Klaus Lucas
Thermodynamik
Die Grundgesetze der Energie und Stoffumwandlungen
Springer Verlag
5., korrigierte und erweiterte Auflage
2006
- [Lucas 1] Seite 389
- [Lucas 2] Seite 407
- [Lüdemann] Lüdemann, Bruno
Auslegung, Energiebedarf und Komfort von Anlagen zur Heizung und
Warmwasserbereitung im Niedrigenergiehaus bei Berücksichtigung des
Nutzerverhaltens
Technische Universität Hamburg
2002
- [Lüdemann 1] Seite 125
- [Mahnke] Mahnke, Eva; Mühlhoff, Jörg
Renews Spezial – Strom Speichern
Hintergrundinformation
der Agentur für Erneuerbare Energien
Ausgabe 57
Februar 2012
- [Mahnke 1] Seite 7

- [Mahnke 2] Seite 8
- [MAN] MAN Diesel & Turbo
www.mandieselturbo.com
- [Maton] Maton, Jean-Paul; Zhao, Li; Brouwer, Jacob
Dynamic modeling of compressed gas energy storage to complement renewable
wind power intermittency
International Journal of Hydrogen Energy, Volume38
2013
- [McIntosh] McIntosh CAES
Alabama
USA
www.powersouth.com/mcintosh_power_plant
- [Mehrer] Josef Mehrer GmbH & CO KG
Maschinenfabrik
72307 Mahlingen
- [Merker] Günter P. Merker, Christian Schwarz, Rüdiger Teichmann
Grundlagen Verbrennungsmotoren
Funktionsweise, Simulation, Messtechnik
Vieweg+Teubner
Auflage 2012
- [Merker 1] Seite 73
- [Merker 2] Seite 335
- [Mohamed] El-Shahat Fayed Abd-El Fatah Mohamed
Uncooled compressed air storage for balancing of fluctuating wind energy
Doktorarbeit
2005
- [Mohamed 1] Seite 125
- [Mohamed 2] Seite 164
- [Nölke] Marcus Nölke
Compressed Air Energy Storage (CAES) – eine sinnvolle Ergänzung zur
Energieversorgung?
Promotionsvortrag
20. Oktober 2006
- [Norton] Norton Energy Storage
Ohio
USA
www.hydrodynamics-group.net/norton.html
- [OBA] Oberbergamt Clausthal-Zellerfeld
An der Marktkirche 9
38678 Clausthal-Zellerfeld
- [Oldenburg] Oldenburg, Curtis M.; Pan, Lehua
Utilization of CO₂ as cushion gas for porous media compressed air energy
storage
Greenhouse Gases: Science and Technology, Volume3
2013
- [P10] Patent
DT 25 36 447 B2
16. August 1975
- [P12] Patent
AT 34 75 59 B
30. September 1974

- [P13] Patent
DE 19 41 062 A
19. März 1970
- [P14] Patent
EP 1 857 614 A2
2. April 2007
- [Popp] Matthias Popp
Speicherbedarf bei einer Stromversorgung mit erneuerbaren Energien
Dissertation
2010
- [Rebhan] E. Rebhan
Energiehandbuch
Gewinnung, Wandlung und Nutzung von Energie
Springer Verlag
2002
- [Rebhan 1] Seite 645
- [Roloff] Roloff; Matek
Maschinenelemente
Vieweg Verlag
13., überarbeitete Auflage
- [Roloff 1] Seite 119
- [Rummich] Erich Rummich
Energiespeicher
Grundlagen – Komponenten – Systeme und Anwendungen
2009
- [Rummich 1] Seite 24
- [Rummich 2] Seite 25
- [Rummich 3] Seite 92
- [Salzgitter] Salzgitter Flachstahl GmbH
No. 5 Produkt Magazin
März 2011
- [Sano] Sano, Ken-ichi; Morishima, Hiroyoshi; Kono, Misuo
Instability of void wave in a vertical bubble flow
Nippon Kikai Gakkai Ronbunshu, B-hen, Volume68
2002
- [Schmidt] Thomas Schmidt, Wolfgang Ruck
Projekt Thermische Batterie
Institut für Umweltchemie
Leuphana Universität Lüneburg
- [Schütte] Andreas Schütte
Fachagentur Nachwachsende Rohstoffe
Stand 2012
www.fnr.de
- [SHB] Wärmenutzungspotentiale von Biogasanlagen in Schleswig-Holstein
Eine Untersuchung im Rahmen der Energieeffizienz-Initiative Schleswig-Holstein
im Auftrag des Ministeriums für Wissenschaft, Wirtschaft und Verkehr des Landes
Schleswig-Holstein
April 2009
- [Siemens] Siemens Energy, Siemens AG
Sitz der Gesellschaft: Berlin und München, Deutschland
www.siemens.de/energy

- [Sigloch] Herbert Sigloch
Strömungsmaschinen
Grundlagen und Anwendungen
3., neu bearbeitete Auflage
Hanser Verlag
2006
- [Sommer] Sommer, M.; Gradmann, A.; Ferderowski, A.; Erlei, M.
Grundlast von der Nordsee
Abschlussbericht im Rahmen der Projektstudie Netzintegration von Offshore-
Großwindanlagen
Teilprojekt: Wirtschaftlichkeitsanalyse des Kombikraftwerks
TU-Clausthal
1. Auflage, 2008
- [Sommer 1] Seite 186
- [Statista] Statista GmbH
Johannes-Brahms-Platz 1
20355 Hamburg
www.statista.com
- [Steinmann] Wolf-Dieter Steinmann, DLR
Jochen Fink, Stadtwerke Esslingen
EVA
Thermische Energiespeicher zur Verstromung diskontinuierlicher Abwärme
Teil 1
2009
- [Steinmann 1] Seite 8
- [Stephan] Peter Stephan, Karlheinz Schaber, Karl Stephan, Franz Mayinger
Thermodynamik
Band 1, Einstoffsysteme
Grundlagen und technische Anwendungen
Springer Verlag
16., vollständig neu bearbeitete Auflage
2006
- [Stephan 1] Seite 321
- [Stephan 2] Seite 322
- [Stephan 3] Seite 322
- [SustainX] SustainX
72 Stard Rd
Seabrook, NH 03874
www.sustainx.com
- [VDI-WA] VDI-Wärmeatlas
Band 1
VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen
Springer Verlag
10. Auflage
2006
- [VDI-WA 1] Oa1
- [VDI-WA 2] Nb10
- [VDI-WA 3] Nb13
- [Wang] Wang, Shenglong; Chen, Guangming; Fang, Ming; Wang, Qin
A new compressed air energy storage refrigeration system
Energy Conversion and Management, Volume47
2006

- [Wankel] Felix Wankel
Einteilung der Rotationskolbenmaschinen
Deutsche Verlags-Anstalt GmbH
1963
- [Werdich] Martin Werdich, Kuno Kübler
Stirling Maschinen
Grundlagen, Technik, Anwendung
10. Auflage, 2005
- [Werdich 1] Seite 95
- [Wolf] Wolf, D.; Dötsch, C.; Span, R.
Fraunhofer Umsicht Institut, IHRES 2010
Information Paper 2010/11/09
Application Orientated Design of Adiabatic CAES
- [Züblin] Ed. Züblin AG
Albstadtweg 3
70567 Stuttgart

10. Abbildungsverzeichnis

Abb. 3-1 Energieversorgung bis 2050 [Faulstich]	10
Abb. 3-2 Huntorf (1978), McIntosh (1991), Norton (geplant) [Nölke].....	12
Abb. 3-3 Prozesse von Huntorf und McIntosh	12
Abb. 3-4 ACAES Versuchsanlage an der TU-Clausthal, li. o. Kompressor,.....	13
Abb. 3-5 ADELE Aufbau, Prozess und Wärmespeicher [ADL]	14
Abb. 3-6 AACAES Patent von 1974, rechts Grafik aus [P12]	14
Abb. 3-7 isotherme Kompressionsanordnung [SustainX]	15
Abb. 3-8 Wirkungsgrade (aufgen. el. Energie zu abgeg. el. Energie) verschiedener Speichertechnologien, Quelle Daten [Mahnke], Quelle Bild [Statista]	16
Abb. 4-1 Komponenten eines AACAES	18
Abb. 4-2 a) Gleitdruckspeicherkaverne b) und c) Gleichdruckspeicher [Rummich 2].....	19
Abb. 4-3 Gleichdruckspeicher für einen Druckluftkavernenspeicher [P10]	19
Abb. 4-4 Befüllung des Druckspeichers; 1, 10 und 100 bar Startdruck;	21
Abb. 4-5 Befüllung des Druckspeichers; 100, 1.000 und 10.000 m ³ Speichergröße;	22
Abb. 4-6 Befüllung des Druckspeichers; 1 und 10 bar Startdruck;.....	22
Abb. 4-7 Befüllung des Druckspeichers; 1 und 10 bar Startdruck;.....	23
Abb. 4-8 Entleerung des Druckspeichers bis 1, 10 und 100 bar Enddruck,.....	24
Abb. 4-9 Entleerung des Druckspeichers bis 10 bar Enddruck,.....	25
Abb. 4-10 Dampfdruckkurve [Baehr 3].....	25
Abb. 4-11 Belastungen an einem geschweißten Drucktank als	26
Abb. 4-12 Solen einer Kaverne in Salzgestein [Acht].....	28
Abb. 4-13 Druckarbeitsbereich einer Kaverne [Acht]	28
Abb. 4-14 Unterwasserdruckspeicher mit Ballon [Garvey]	30
Abb. 4-15 Carnot-Wirkungsgrad über Prozesstemperatur	31
Abb. 4-16 Gegenstrom- und Gleichstrom-Wärmetauscher,.....	31
Abb. 4-17 Schichtspeichermodell [Lüdemann 1]	32
Abb. 4-18 Speicherkeramik mit quadratischen Kanälen [Alibaba]	33
Abb. 4-19 Wärmespeicherpatent der Firma Züblin [ZÜP].....	34
Abb. 4-20 Beladung einer Regeneratormatrix [VWA Nb10]	35
Abb. 4-21 Simulink-Modell des Wärmespeichers	35
Abb. 4-22 Aufbau des Wärmespeicher-Moduls mit 10 Einzelmassen	35
Abb. 4-23 y-Achse Temperatur in °C, x-Achse Zeit in Sekunden, die Kurven entsprechen von links nach rechts den Luft-Temperaturen an der Zuströmseite (links) und am Austritt (rechts).....	36
Abb. 4-24 Latenter Wärmespeicher, 1970 [P13].....	37
Abb. 4-25 Metallhohlkugeln mit Phasenwechselmaterialien [IFAM].....	37
Abb. 4-26 Stoffkombinationen verschiedener Einsatztemperaturen [Kerskes]	38
Abb. 4-27 Verschiedene Trägerstrukturen [Kerskes]	38
Abb. 4-28 Experimentell validierte Speicherdichten [Kerskes].....	39
Abb. 4-29 Zyklenfestigkeit [HSG]	39
Abb. 4-30 Einfluss des Drucks auf die Temperatur [Kerskes]	40
Abb. 4-31 Verdampferwärmemaschine [DubbelB 3].....	41
Abb. 4-32 Leistungszahl in Abhängigkeit von der Temperaturdifferenz	42
Abb. 4-33 Jahresdauerlinien der Stromerzeugung 2020 [IWES 1]	43
Abb. 4-34 Wirkungsgrade Biogas-BHKWs [Gaderer 2].....	44
Abb. 4-35 Anzahl der Biogasanlagen in Deutschland [Schütte].....	44
Abb. 4-36 Wärme- und Temperaturbedarf in der Industrie [NIU]	45
Abb. 4-37 Skizze einer Hubkolbenmaschine;	46
Abb. 4-38 Zweistufiger, ölfreier Kolbenverdichter der Firma Mehrer, 30 bar, 37 kW [Mehrer].....	47
Abb. 4-39 Einzelringventil; 1 Hubfänger, 2 Feder, 3 Ring,	48
Abb. 4-40 c Schraubenverdichter, d Drehschieber Rotationsverdichter, e Flüssigkeits-	48
Abb. 4-41 C-DLR 500, Elmo Rietschle; a 1.200 mm, c ₁ 525 mm, 2 bar, 36 kW [GardnerD].	49
Abb. 4-42 R Radialmaschinen, A Axialmaschinen [DubbelB 13]	50

Abb. 4-43 axialer MAN Turboverdichter mit 2 Radiallagern (8) und 1 Axiallager (7) [DubbelB 14].....	50
Abb. 4-44 Radialer MAN Turboverdichter mit 2 Radiallagern (3) und 1 Axiallager (4) [DubbelB 15].....	51
Abb. 4-45 Schaufelkühl-Techniken [DubbelB 19]	52
Abb. 4-46 Isentropenexponent mehratomiger Gase [Baehr 6]	54
Abb. 4-47 Angenähert isothermer Prozess [Baehr 7].....	56
Abb. 4-48 Angenähert isothermer Radialverdichter [MAN].....	57
Abb. 4-49 Adiabate Verdichtungsendtemperatur über Verdichtungsverhältnis / Enddruck...	58
Abb. 4-50 Betrag der Verdichtungsarbeit für verschiedene Stufenanzahl	59
Abb. 4-51 Prozentuale Energieeinsparung im Vergleich zum einstufigen Verdichtungsprozess.....	60
Abb. 4-52 Verdichtungswärme bei verschiedenen Stufenanzahlen, $\varepsilon_{\text{End}} = 30$	61
Abb. 4-53 Faktor k_{ef} für einstufige Ausspeicherung bei zwei- bis sechsstufiger Einspeicherung	63
Abb. 4-54 Expansionsarbeit, 1.000 m ³ (1 bar), Start- und Endtemperatur von 30 auf 1 bar .	64
Abb. 4-55 Expansionsarbeit in Abhängigkeit von der Zwischenerhitzungstemperatur	64
Abb. 4-56 Wärmemengen bei zwei- bis vierstufiger Kompression und einstufiger Expansion.....	65
Abb. 4-57 Wärmemengen bei ein- bis sechsstufiger Kompression und einstufiger Expansion.....	66
Abb. 4-58 Irreversible Kompression (links) und Expansion (rechts) von E nach A [BräunlingA 1].....	67
Abb. 4-59 Irreversible Kompression (links) und Expansion (rechts) von E nach A [BräunlingA 2].....	67
Abb. 4-60 Tabelle mit axialen Auslegungsparametern und Wirkungsgraden für die Berechnung	70
Abb. 4-61 Berechnungsablauf für die Maschinenstufen.....	71
Abb. 4-62 Kompression von 1 bar (20 °C) auf 30 bar, 1,180 kg Luft.....	73
Abb. 4-63 Expansion von 30 bar (660 °C) auf 1 bar, 1,180 kg Luft.....	74
Abb. 4-64 Kompression und Expansion mit und ohne Verluste, 1 bis 30 bar, 1.180 kg Luft.	75
Abb. 4-65 Kompression, Wärmeaustausch und Expansion, 1 bis 30 bar, 1.180 kg Luft	75
Abb. 4-66 Kompression, Wärmeaustausch und Expansion, 1 bis 30 bar, 1.180 kg Luft	76
Abb. 4-67 zweistufige Kompression, einstufige Expansion, 1 bis 30 bar, 1.180 kg Luft	77
Abb. 5-1 Drossel nach verkürzter Turbine, 1 bis 30 bar, 1.180 kg Luft	78
Abb. 5-2 Wärmemengen Drosselbetrieb 257 °C, 1 bis 30 bar, 1.180 kg Luft	79
Abb. 5-3 Vergleich Zwischenerhitzung 419 °C / 850 °C, 1 bis 30 bar, 1.180 kg Luft.....	80
Abb. 5-4 Wärmemengen Expansion bei 419 °C / 850 °C, 1 bis 30 bar, 1.180 kg Luft.....	81
Abb. 5-5 Wärmemengen Expansion bei 258 °C / 850 °C, 1 bis 30 bar, 1.180 kg Luft.....	83
Abb. 5-6 Wärmemengen Expansion bei 258 °C / 850 °C, 1 bis 30 bar, 1.180 kg Luft.....	83
Abb. 5-7 Verschiedene Prozesse im Vergleich, 1 bis 30 bar, 1.180 kg Luft	84
Abb. 12-1 Simulink-Modell, TL ist Temperatur der Luft, TR ist Temperatur des Regeneratormaterials, mzu ist Massenstrom der Luft, Aü ist die Fläche.....	107

11. Symbolverzeichnis

V	Volumenstrom	[m ³ /s]
A	Querschnittsfläche	[m ²]
C ₁	Geschwindigkeit Prozessschritt 1	[m/s]
C ₂	Geschwindigkeit Prozessschritt 2	[m/s]
C _p	Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck	[J/kg K]
C _v	Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Volumen	[J/kg K]
f	Faktor für Reynoldszahl und Widerstandsbeiwerten (Druckverlust)	[Pa s ² /m ²]
g	Gravitationskonstante	[kg/m s ²]
h ₁	Spezifische Enthalpie Prozessschritt 1	[J/kg]
h ₂	Spezifische Enthalpie Prozessschritt 2	[J/kg]
h _A	Spezifische Enthalpie Prozessschritt A	[J/kg]
h _{A0}	Spezifische Enthalpie Prozessschritt A ₀	[J/kg]
h _E	Spezifische Enthalpie Prozessschritt E	[J/kg]
k _{ef}	Gesamteffizienz	[-]
k _u	Wärmeumsatzgrad	[-]
k _{ua}	Erweiterter Wärmeumsatzgrad	[-]
m	Gesamtanzahl der Maschinenstufen	[-]
m _{Luft}	Luftmasse	[kg]
m _{Sp}	Luftmasse (im Druckspeicher)	[kg]
m _{zu}	Zugeführte Luftmasse (in den Druckspeicher)	[kg]
n	Anzahl der Prozess-Verdichtungsstufen	[-]
p	Spezifischer Druck (ideales Gasgesetz)	[Pa/mol]
p ₁	Druck Prozessschritt 1	[Pa]
p ₂	Druck Prozessschritt 2	[Pa]
p _{End}	Enddruck nach allen Verdichtungsstufen	[Pa]
P _{Ex,i}	Druck vor der Expansions-Maschinenstufe i	[Pa]
P _{Ex,i+1}	Druck vor der Expansions-Maschinenstufe i+1	[Pa]
p _i	Druck Prozessschritt i	[Pa]
P _{Ko,i}	Druck vor der Kompressions-Maschinenstufe i	[Pa]
P _{Ko,i+1}	Druck vor der Kompressions-Maschinenstufe i+1	[Pa]
p _{Sp}	Druck der Luft (im Druckspeicher)	[Pa]
p _{Start}	Startdruck	[Pa]
Q	Wärmeenergie	[J]
Q ₊	Zusätzlich eingesetzte Wärmeenergie	[J]
q ₁₂	Spezifische Wärmeenergie von Prozessschritt 1 zu 2	[J/kg]
Q _{Abluft+}	Zusätzlich in der Abluft verbleibende Wärmeenergie	[J]
Q _{ein}	Summe der eingebrachten Wärmeenergien	[J]
q _{isobar}	Spezifische Wärmemenge bei isobarer Zustandsänderung	[J/kg]
Q _o	Abgegebene Wärme bei T _o (bei Wärmepumpen)	[J]
R _i	Universelle Gaskonstante	[J/mol K]
R _{Luft}	Spezifische Gaskonstante für Luft	[J/kg K]
T	Temperatur	[K]
T ₀	Temperatur der Umgebung (für Carnotwirkungsgrad)	[K]
T ₁	Temperatur Prozessschritt 1	[K]
T ₂	Temperatur Prozessschritt 2	[K]
T ₃	Temperatur Prozessschritt 3	[K]
T _A	Temperatur Prozessschritt A	[K]
T _{A0}	Temperatur Prozessschritt A ₀	[K]
T _E	Temperatur Prozessschritt E	[K]
T _{Ex,i}	Temperatur vor der Expansions-Maschinenstufe i	[K]
T _{Ex,i+1}	Temperatur vor der Expansions-Maschinenstufe i+1	[K]
T _i	Temperatur Prozessschritt i	[K]
T _{Ko,i}	Temperatur vor der Kompressions-Maschinenstufe i	[K]
T _{Ko,i+1}	Temperatur vor der Kompressions-Maschinenstufe i+1	[K]
T _{nach}	Temperatur der Luft nach Verdichtung (im Druckspeicher)	[K]
T _o	Obere Temperatur (bei Wärmepumpen)	[K]
T _{Speicher}	Temperatur der Luft im Druckspeicher	[K]
T _u	Obere Temperatur (bei Wärmepumpen)	[K]
T _{vor}	Temperatur der Luft vor Verdichtung (im Druckspeicher)	[K]
T _{zu}	Temperatur der zugeführten Luft (in den Druckspeicher)	[K]
v	Strömungsgeschwindigkeit (Druckverlust)	[m/s]
v	Spezifisches Volumen (ideales Gasgesetz)	[m ³ /mol]
V ₁	Volumen Prozessschritt 1	[m ³]
V ₂	Volumen Prozessschritt 2	[m ³]
V _i	Volumen Prozessschritt i	[m ³]
V _{Sp}	Volumen der Luft (im Druckspeicher)	[m ³]

V_{zu}	Volumen der zugeführten Luft (in den Druckspeicher)	[m ³]
W_+	Zusätzlich gewonnene Arbeit	[J]
W_{1Stufe}	Kompressionsarbeit mit einer Prozessstufe	[J]
$W_{adiabat}$	Spezifische adiabate Kompressionsarbeit	[J/kg]
$W_{adiabat}$	Adiabate Kompressionsarbeit	[J]
W_{aus}	Summe der Ausspeicherarbeiten	[J]
W_{ein}	Summe der Einspeicherarbeiten	[J]
W_{el}	Aufgenommene elektrische Arbeit (bei Wärmepumpen)	[J]
W_{Ex}	Angenähert polytrope Expansionsarbeit einer Maschine / eines Prozesses	[J]
$W_{Ex,i}$	Angenähert polytrope Expansionsarbeit der Maschinenstufe i	[J]
$W_{Ex,i,isen}$	Isentrope Expansionsarbeit der Maschinenstufe i	[J]
$W_{Ex,x}$	Expansionsarbeit einer Maschine / eines Prozesses mit Zusatzverlusten	[J]
W_{Ko}	Angenähert polytrope Kompressionsarbeit einer Maschine / eines Prozesses	[J]
$W_{Ko,i}$	Angenähert polytrope Kompressionsarbeit der Maschinenstufe i	[J]
$W_{Ko,i,isen}$	Isentrope Kompressionsarbeit der Maschinenstufe i	[J]
$W_{Ko,x}$	Kompressionsarbeit einer Maschine / eines Prozesses mit Zusatzverlusten	[J]
W_{nStufe}	Kompressionsarbeit mit n Prozessstufen	[J]
w_t	Spezifische technische Arbeit	[J/kg]
W_t	Technische Arbeit	[J]
$W_{t,isentrop}$	Technische Arbeit bei isentropen Zustandsänderung	[J]
x_D	Druckverlustfaktor in den Wärmetauschern	[%] bzw. [-]
x_R	Reibungsverlustfaktor in den Maschinenlagern	[%] bzw. [-]
x_S	Skalierungsverlustfaktor	[%] bzw. [-]
Δp	Druckdifferenz (Druckverlust)	[Pa]
ΔS_i	Differenz der Entropie Prozessschritt i	[%]
ΔT	Temperaturdifferenz	[K]
ΔW	Differenz der Kompressionsarbeit (Vergleich der Stufenverdichtungsarbeit)	[%]
$\Delta W_{i,diss}$	Differenz der Dissipationsarbeit Prozessschritt i	[%]
$\Delta W_{i,isen}$	Differenz der isentropen Arbeit Prozessschritt i	[%]
α	Wärmeübergangskoeffizient	[W/K m ²]
ε	Leistungszahl (bei Wärmepumpen)	[-]
ε	Verdichtungsverhältnis	[-]
ε_{End}	Gesamtverdichtungsverhältnis	[-]
$\varepsilon_{Ex,Stufe}$	Stufenexpansionsverhältnis einer Kompressions-Maschinenstufe	[-]
$\varepsilon_{Ko,Stufe}$	Stufenverdichtungsverhältnis einer Kompressions-Maschinenstufe	[-]
ε_{rev}	Leistungszahl reversibler Prozesse (bei Wärmepumpen)	[-]
ε_{Stufe}	Stufenverdichtungsverhältnis	[-]
η_{Carnot}	Carnotwirkungsgrad	[-]
$\eta_{Ex,isentrop}$	Isentroper Wirkungsgrad für die Expansion	[-]
$\eta_{Ex,Stufe}$	Isentroper Wirkungsgrad für die Expansion in einer Maschinenstufe	[-]
$\eta_{Ko,isentrop}$	Isentroper Wirkungsgrad für die Kompression	[-]
$\eta_{Ko,Stufe}$	Isentroper Wirkungsgrad für die Kompression in einer Maschinenstufe	[-]
η_{Stufe}	Isentroper Wirkungsgrad für eine Maschinenstufe	[-]
η_{th}	Wirkungsgrad theoretisch	[-]
η_{Wp}	Wirkungsgrad (bei Wärmepumpen)	[-]
κ	Isentropenexponent von Luft	[-]

12. Anhang

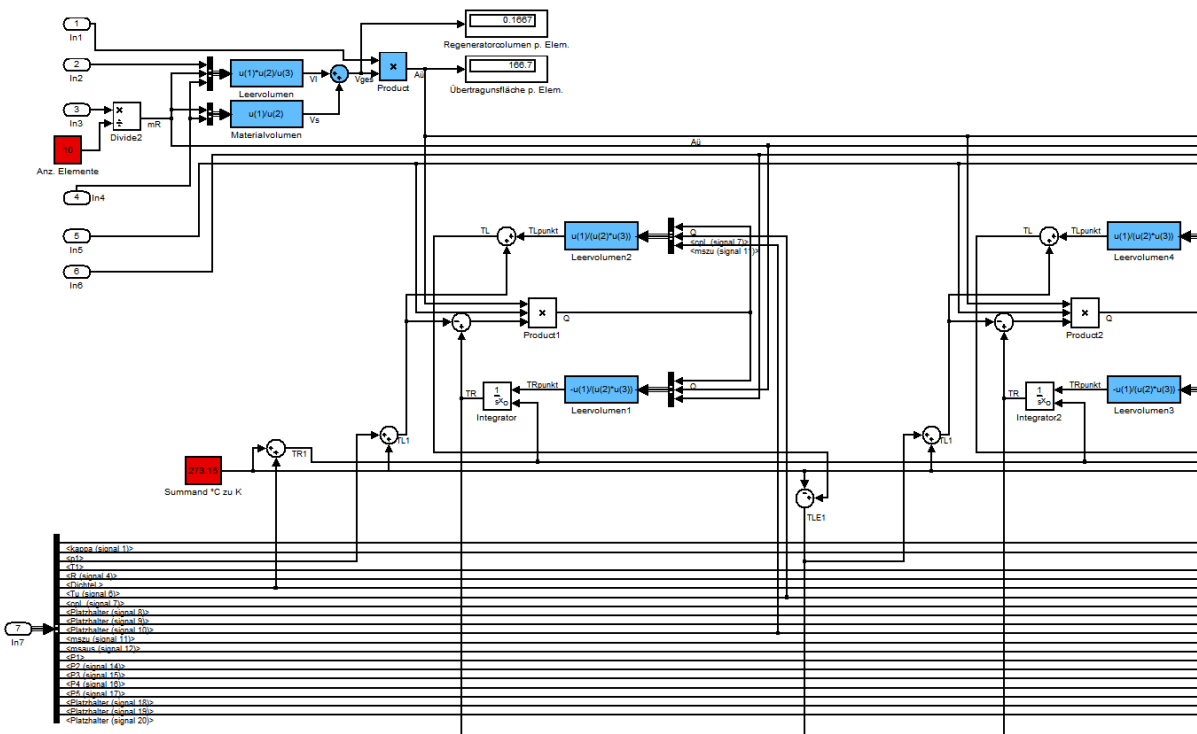


Abb. 12-1 Simulink-Modell, TL ist Temperatur der Luft, TR ist Temperatur des Regeneratormaterials, mzu ist Massenstrom der Luft, Aü ist die Fläche