



Simulation/Jahresertragsanalyse eines solarthermischen Kraftwerks mit Latentwärmespeicher:

Masterarbeit

im Studiengang Industrielle Energietechnik
an der Montanuniversität Leoben

angefertigt am
Fraunhofer Institut für Solare Energiesysteme (ISE)
Freiburg im Breisgau

vorgelegt von
Raimund Udvary BSc
Matr.-Nr.: 0631315

Betreuer:
Dipl.-Ing. Verena Zipf
Dipl.-Ing. Dr.mont. Andreas Hammer

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre hiermit an Eides Statt, dass ich die vorliegende Masterarbeit selbstständig angefertigt habe. Die aus fremden Quellen direkt oder indirekt übernommenen Gedanken sind als solche kenntlich gemacht. Die Arbeit wurde bisher weder in gleicher noch in ähnlicher Form einer anderen Prüfungsbehörde vorgelegt und auch noch nicht veröffentlicht.

Statutory Declaration

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources/resources, and that I have explicitly marked all material which has been quoted either literally or by content from the used sources.

Leoben, am.....

.....

(Unterschrift)

Kurzfassung

Eine wichtige Herausforderung in der Zukunft wird die nachhaltige Bereitstellung von Nutzenergie sein. Eine Möglichkeit hierzu bieten solarthermische Kraftwerke, mit denen die Primärenergie der Sonne in elektrische Energie umgewandelt werden kann. Solarthermische Kraftwerke haben gegenüber anderen erneuerbaren Technologien den Vorteil, dass sich thermische Energiespeichersysteme integrieren lassen, die in Bedarfszeiten entladen werden können.

Im INNOLAT – Projekt des Fraunhofer Instituts für Solare Energiesysteme (ISE) wird an einem Konzept eines Latentwärmespeichers gearbeitet, welches in Verbindung mit Wasser(dampf) für den Einsatz in solarthermischen Kraftwerken geeignet ist. Die Innovation des Konzepts ist der Schneckenwärmeübertrager. Mit diesem ist es möglich das Phasenwechselspeichermaterial während des Phasenwechsels zu fördern. Durch den Einsatz des Schneckenwärmeübertragers kann die Wärmeübertragerfläche von der Speicherkapazität entkoppelt werden (d.h. eine Vergrößerung des thermischen Speichers führt zu keiner vergrößerten Wärmeübertragerfläche). Um die Wirtschaftlichkeit dieses neuen Konzepts am freien Markt zu bewerten, wird in dieser Arbeit eine detaillierte Kostenstruktur eines direktverdampfenden solarthermischen Kraftwerks mit einem Latenwärmespeichersystem aufgestellt, wobei ein besonderes Augenmerk auf dem Speicher liegt. Parallel dazu werden zwei verschiedene Speicherkonfigurationen untersucht: Eine mit Drei Speichertanks, die andere mit Zwei – Tanks und einem fossil gefeuerten Zusatzbrenner. Für die beiden Konfigurationen werden Exergieanalysen durchgeführt und die Prozessbedingungen festgelegt. Anschließend erfolgt in der Simulationsumgebung ColSim der Aufbau eines Systemsimulationsmodells für ein direktverdampfendes solarthermisches Kraftwerk mit den beiden Speichersystemen. Anhand von Jahressimulationen kann damit der elektrische Ertrag eines Jahres errechnet werden. Aus dem elektrischen Ertrag und der Kostenstruktur ist es in Zukunft möglich, die Stromgestehungskosten eines direktverdampfenden Kraftwerks mit einem Latentwärmespeicher zu bestimmen und mit anderen, bestehenden Technologien zu vergleichen.

Abstract

One of the most important challenges in the future will be the constant supply of renewable energy. The technology of concentrated solar power (CSP) could offer a solution: it is possible to collect thermal energy and convert it into electricity. CSP plants have a distinct advantage over other renewable energies, because a thermal energy storage system (TES) can be integrated into the power plant layout. A TES can be charged during excess periods and later be discharged when there is a shortage of thermal energy leading to a more reliable supply of energy.

With the INNOLAT – Project the Fraunhofer Institute for Solar Energy Systems (ISE) tries to develop a new latent heat storage system in conjunction with steam/water for the use in CSP plants. The innovation of the concept is the screw heat exchanger (SHE). With this special heat exchanger it is possible to transport the latent heat storage medium during heat exchange. Moreover it is possible to uncouple the heat exchange surface from the storage size, i.e. an increase in storage size doesn't increase heat exchange area. To investigate the economic feasibility of the concept, a detailed cost structure of the direct steam generating CSP plant with latent heat storage will be presented. Two storage system configurations will be analyzed: one with three storage tanks, the other one with two tanks and a fossil fuel booster heater. An exergy analysis for the two storage systems will be performed and the process parameters will be fixed. Then the computer software ColSim will be used to develop a system simulation of a direct steam generating CSP plant with the two different TES. Annual yield simulations will be conducted and the electrical output of the CSP plant will be calculated. With the electrical output and the investment costs the levelized costs of energy (LCOE) will be calculated. LCOE can be used to compare the investigated CSP plant with other renewable energy sources as well as with conventional power plants.

Aufgabenstellung

Simulation/Jahresertragsanalyse eines solarthermischen Kraftwerks mit Latentwärmespeicher:

Stattet man ein solarthermisches Kraftwerk mit einem Speicher aus, kann auch in der Nacht erneuerbare Energie bereitgestellt werden. Speichersysteme sind auch bei schwankender Sonneneinstrahlung vorteilhaft, da mit ihnen kontinuierlich Elektrizität bereitgestellt werden kann. Deshalb wird im Projekt INNOLAT – CSP ein Latentwärmespeicher für den Einsatz in einem direktverdampfenden solarthermischen Kraftwerk entwickelt. Das Speichersystem soll mit Dampf be- und entladen werden. Das Speichermedium, Natriumnitrat, speichert die Energie in einem Phasenwechsel (flüssig/fest). Der Phasenübergang findet in einem Schneckenwärmeübertrager (SWÜ) statt, um die Größe der Wärmeübertragerfläche von der Speicherkapazität zu entkoppeln (d.h. bei gleich bleibender thermischer Leistung bedeutet ein vergrößerter keine vergrößerte Wärmeübertragerfläche). Bei anderen, momentan untersuchten Latentspeicherkonzepten, ist dies nicht der Fall.

In dieser Arbeit werden durch Simulation zwei Systemkonfigurationen für das direktverdampfende solarthermische Kraftwerk untersucht: (1) ein Speichersystem mit Drei Tanks, (2) ein Speichersystem mit Zwei Tanks und einem fossil gefeuerten Zusatzbrenner. Dieser wird beim Entladen für die Erhöhung der Dampftemperatur eingesetzt. Das erste Ziel der Diplomarbeit ist die Überarbeitung des bereits bestehenden Modells des Schneckenwärmeübertragers. Daraufhin soll mit weiteren Komponenten ein 50 MW Kraftwerk aufgebaut werden. Neben der Simulation soll eine Kostenstruktur für die Speichersysteme bzw. das solarthermische Kraftwerk aufgestellt werden. Diese wird in Zukunft für die Bewertung von Jahresertragssimulation mittels Energiegestehungskosten (LCOE = levelized cost of electricity) benötigt.

Inhalt

Kurzfassung.....	i
Aufgabenstellung	v
Inhalt	vi
1 Einleitung	1
1.1 Motivation	1
2 Stand der Technik	3
2.1 Funktionsweise von solarthermischen Kraftwerken mit einem thermischen Speichersystem	3
2.2 Thermische Speicher in solarthermischen Kraftwerken.....	5
2.3 Grundlagen der Wärmespeicherung.....	7
2.3.1 Sensible Wärmespeicherung:.....	7
2.3.2 Latentwärmespeicherung	8
2.3.3 Thermochemische Speicherung.....	10
2.4 Kenngrößen zur Beurteilung von Speicherkonzepten	11
2.5 Direktverdampfung in solarthermischen Kraftwerken	12
2.6 Der Schneckenwärmeübertrager	12
3 Material und Methoden	15
3.1 Das INNOLAT - CSP Projekt.....	15
3.2 Natriumnitrat.....	15
3.3 Wichtige Kenngrößen in solarthermischen Kraftwerken.....	16

3.4	Beschreibung und Systemparameter des direktverdampfenden Kraftwerks	18
3.5	Exergieanalyse der Direktverdampfung und der Zwei und Drei Tank Speicher Systeme	19
3.5.1	Exergieanalyse der Direktverdampfung mit einem sensiblen Speichermedium	20
3.5.2	Exergieanalyse des Zwei – Tank Systems	21
3.5.3	Einsatz eines Zusatzbrenners in einem Zwei – Tank System.....	23
3.5.4	Exergieanalyse des Drei - Tank Systems	24
3.6	Das Drei - Tank Speicherkonzept.....	26
3.6.1	Der Ladevorgang des Drei – Tank Systems.....	28
3.6.2	Der Entladevorgang des Drei – Tank Systems.....	29
3.7	Das Zwei - Tank Speicherkonzept.....	29
3.7.1	Der Ladevorgang des Zwei – Tank Systems.....	30
3.7.2	Der Entladevorgang des Zwei – Tank Systems.....	31
3.8	Die Simulationssoftware ColSim	31
3.8.1	Das Plug Flow Modell	33
4	Aufstellung einer Kostenstruktur für ein direktverdampfendes solarthermisches Kraftwerk	36
4.1	Kostenstruktur des Drei - Tank Speicherkonzepts	37
4.1.1	Kosten des Thermischen Energiespeichersystems	38
4.1.1.1	Kosten für Schneckenwärmeübertrager.....	39
4.1.1.2	Sensible Wärmeübertrager.....	43
4.1.1.3	Kosten für das Speichermaterial	43
4.1.1.4	Speichertanks	44

4.1.1.5	Nitratsalzpumpen.....	46
4.1.1.6	Schneckenförderer	46
4.1.1.7	Peripheriekomponenten.....	47
4.1.1.8	Organisches Wärmeträgermedium	47
4.1.2	Solarfeldkosten.....	47
4.1.3	Kraftwerksblock.....	48
4.1.4	Arbeits- und sonstige Kosten.....	48
4.2	Kostenstruktur des Zwei - Tank Speichermodells.....	49
5	Modellierung des direktverdampfenden Kraftwerks in ColSim	52
5.1	Die Pumpe	52
5.2	Schneckenwärmeübertrager	53
5.3	Sensible Wärmeübertrager.....	55
5.4	Kraftwerksblock	55
5.5	Die Speichertanks.....	57
5.6	Das Solarfeld.....	58
5.7	Der Erhitzer	60
5.8	Diverter, Mixer.....	61
5.9	Main Controller.....	61
5.9.1	Betriebsstrategien - Tag	61
5.9.2	Betriebsstrategien - Nacht.....	62
6	Ergebnisse und Diskussion.....	64

6.1	Randbedingung der Systemsimulationen	64
6.2	Ergebnisse der Jahressimulationen	65
6.3	Energiebilanzierung	68
6.3.1	Plausibilität des Drei – Tank Modells	68
6.3.1.1	Simulation eines Tagesverlaufs	69
6.3.1.2	Energiebilanz des Kraftwerks	73
6.3.1.3	Energiebilanz des thermischen Speichersystems	75
6.3.2	Plausibilität des Zwei - Tank Modells.....	78
6.3.2.1	Simulation eines Tagesverlaufs	79
6.3.2.2	Energiebilanz des Kraftwerks	81
6.3.2.3	Energiebilanz des thermischen Speichersystems	83
7	Zusammenfassung und Ausblick.....	85
7.1	Zusammenfassung	85
7.2	Ausblick.....	86
8	ANHANG	I
	Abbildungsverzeichnis	I
	Tabellenverzeichnis.....	III
	Formelzeichen.....	IV
8.1	Fits von NaNO_3	VIII
8.2	Das thermische Speichersystem unter stationären Bedingungen	IX
9	Literaturverzeichnis	XI

1 Einleitung

1.1 Motivation

Der enorme technologische Fortschritt, der durch die industrielle Revolution erreicht wurde, geht Hand in Hand mit einer stark steigenden Nachfrage an Primärenergie. Dieser wachsende Bedarf an Primärenergie wurde bisher vor allem durch die Nutzung von Kernenergie und fossilen Rohstoffen gedeckt. Mit beiden entstehen jedoch gravierende Probleme: Bei der Kernkraft ist seit deren Nutzung die Frage der Endlagerung unbefriedigend beantwortet. Außerdem ist beim Betrieb von Kernkraftwerken immer ein nicht auszuschließendes Risiko für verheerende atomare Unfälle gegeben (Fukushima, Tschernobyl). Fossile Energieträger - hauptsächlich Erdöl, Erdgas und Kohle – sind Kohlenwasserstoffe. Deshalb wird bei der Verbrennung immer Wasser und Kohlendioxid frei. Kohlendioxid ist für mehr als 50% des von Menschenhand verschuldeten Treibhauseffekts verantwortlich [1]. Durch die erhöhte Kohlendioxid Konzentration in der Atmosphäre wird die Durchschnittstemperatur auf der Erde steigen [2]. Die daraus resultierenden Folgen sind nur schwer abschätzbar. Ein weiterer Nachteil fossiler Ressourcen ist, dass sie nur beschränkt vorhanden sind. Deshalb muss man in Zukunft mit einem starken Preisanstieg rechnen. Die erwarteten erhöhten Kosten in der konventionellen Elektrizitätsbereitstellung bieten jedoch beträchtliche Chancen für erneuerbare Energien, wie zum Beispiel Windkraft, Photovoltaik oder solarthermische Kraftwerke (CSP). Windkraft und Photovoltaikanlagen sind einer starken Volatilität unterworfen und haben den Nachteil, dass sie nach dem heutigen technischen Stand nicht in der Lage sind Regelenergie zur Verfügung zu stellen, da die dazu benötigten elektrischen Speicher zum jetzigen Zeitpunkt wirtschaftlich nicht konkurrenzfähig sind. Mit thermischen Speichern ausgestattete solarthermische Kraftwerke sind hingegen in der Lage Regelenergie bereitzustellen [3]. Stand der Technik bei thermischen Speichern in solarthermischen Kraftwerken ist ein sensibles Zwei - Tank System mit Salzschnmelze als Speichermedium, Thermoöl als Wärmeträger, einem Salz – Thermoöl und einem Thermoöl – Wasser Wärmeübertrager.

Die Technologie der Direktverdampfung könnte in Zukunft die Konkurrenzfähigkeit von solarthermischen Kraftwerken steigern und die Kosten von solar erzeugtem Strom senken [4]. Bei der Direktverdampfung ist die sensible Wärmespeicherung wegen hoher Exergieverluste nicht vorteilhaft (vgl. Kapitel 3.5). Eine mögliche Lösungsmethode ist der Einsatz eines Latentwärmespeichers. Mit diesem kann der Exergieverluste beim Laden und Entladen gegenüber einem sensiblen Speichermedium verringert werden. Für die Wärmeübertragung in Verbindung mit einem Phasenwechselspeichermaterial wird ein spezieller Wärmeübertrager benötigt. Im INNOLAT Projekt wird hierfür der Schneckenwärmeübertrager (SWÜ) untersucht. Mit dem Schneckenwärmeübertrager ist es möglich den Phasenübergang von Salz (fest – flüssig) und den von Wasser (flüssig- gasförmig) zu bewältigen. Dieses Konzept entkoppelt außerdem das Speichervolumen von der Wärmeübertragerfläche. Die Schwierigkeiten beim Einsatz von Latentwärmespeichern liegen vor allem bei der geringen Wärmeleitfähigkeit λ [W/(m K)] der in Frage kommenden Speichermedien, bei denen es sich meistens um Salze bzw. Salzverbindungen handelt [1]. Bis zum heutigen Zeitpunkt gibt es keine Latentwärmespeicher die großtechnisch im Hochtemperaturbereich eingesetzt werden [5]. Zur Bewertung wird das vorgeschlagene Kraftwerk mit Speicher und Schneckenwärmeübertragern in die Simulationsumgebung ColSim eingebunden und eine Jahresertragsrechnung durchgeführt. Parallel dazu wird eine ökonomische Betrachtung des Kraftwerks durchgeführt.

2 Stand der Technik

2.1 Funktionsweise von solarthermischen Kraftwerken mit einem thermischen Speichersystem

Ein solarthermisches Kraftwerk wandelt die Primärenergie der Sonne in elektrische Energie um. Es kann jedoch nur das direkt eingestrahlte Sonnenlicht verwendet werden. Der diffuse Anteil ist im Gegensatz zur Photovoltaik für solarthermische Kraftwerke nicht zu gebrauchen. Solarthermische Kraftwerke mit einem thermischen Speichersystem bestehen grundsätzlich aus drei Grundkomponenten, wie Abbildung 1 zeigt: dem (1) Solarfeld, einem (2) Speichersystem und (3) dem Powerblock. Das Solarfeld ist die "Energiequelle" und besteht aus vielen einzelnen Spiegeln, mit denen Sonnenlicht konzentriert wird um hohe Temperaturen in einem Arbeitsfluid zu erreichen. Das gebündelte Licht wird auf einen Absorber gerichtet, der von einem Arbeitsfluid (z.B. Thermoöl) durchflossen wird. Dieses wird durch diesen Vorgang aufgeheizt und zu einem Wärmeübertrager geleitet, in dem es Wasser erwärmt, verdampft und überhitzt. Die Energie im Wasserdampf wird dann durch einen Clausius - Rankine Kreisprozess in einer Turbine in elektrische Energie umgewandelt: Dampf fließt unter hohem Druck und bei hoher Temperatur in die Turbine. Dort wird ein Teil der aufgenommenen Energie in Form von Bewegungsenergie an die Turbine abgegeben. In einem Generator wird dann die mechanische Energie der Turbine in elektrische Energie umgewandelt. Der entspannte Wasserdampf wird anschließend kondensiert und der Druck des Arbeitsmediums wird wieder erhöht. Steht im Solarfeld mehr Wärme zur

Verfügung, als die Turbine umwandeln kann, besteht die Möglichkeit diese

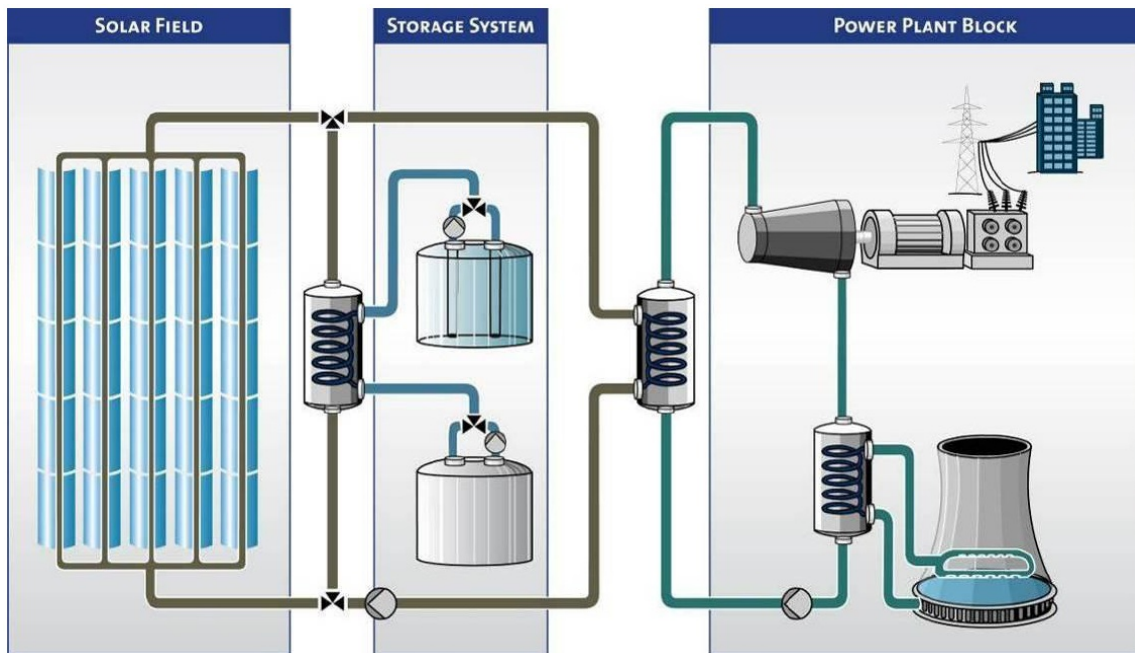


Abbildung 1: Die drei wichtigsten Komponenten eines solarthermischen Kraftwerkes [6]

Wärme in einem Wärmespeicher zu speichern. Die solarthermischen Kraftwerke Andasol in der spanischen Provinz Granada sind die ersten großtechnischen Kraftwerke die mit einem thermischen Energiespeicher ausgestattet wurden. Sie verwenden ein 2 – Tank – Speichersystem mit Nitratsalz als sensiblen Wärmespeicher [7]. Beim Laden des Speichers kommt heißes Thermoöl aus dem Solarfeld in den Wärmeübertrager und gibt Wärme an das Salz ab. Das Salz wird bei diesem Vorgang vom kalten in den heißen Tank gepumpt und dort gespeichert. Beim Entladen dreht sich der Prozesse um: Salz wird vom heißen Tank in den Wärmeübertrager gefördert, gibt dort Wärme an das Thermoöl ab und wird im kalten Tank gelagert [6].

Bei dem Kraftwerk, das in dieser Arbeit untersucht wird, handelt es sich um ein direktverdampfendes Kraftwerk. Bei dieser Art von Kraftwerk wird als Wärmeträgermedium nicht Thermoöl, sondern Wasser/Dampf verwendet: Wasser zirkuliert durch das Solarfeld, wird dort erhitzt, verdampft und überhitzt. Anschließend wird der Wasserdampf in der Turbine entspannt. Diese Methode hat den Vorteil dass die Thermoöl – Wasser Wärmeübertrager nicht benötigt werden, wodurch Kosten gesenkt und Wärmeverluste vermieden werden können. Außerdem können Dampftemperaturen von über 500 °C erreicht werden, wodurch eine effizientere Arbeitsweise der Dampfturbine möglich ist. Dies kann alles zu potentiell niedrigeren Stromgestehungskosten führen [4].

2.2 Thermische Speicher in solarthermischen Kraftwerken

Wegen der Erdrotation ist im Verlauf eines Tages eine natürliche Periode gegeben, in der keine Sonnenenergie zur Verfügung steht, womit die Energiequelle für solarthermische Anlagen ausfällt. Die natürliche Einstrahlungszeit und die Zeit, in der Bedarf an Elektrizität gegeben ist, stimmen oft nicht überein. Will man das solarthermische Kraftwerk trotzdem ohne zusätzlicher, meist fossiler, Feuerung betreiben wird die Speicherung von solarer Energie unerlässlich. Hier bietet sich vor allem die thermische Speicherung an, da sie im Vergleich zu anderen Speicherarten, wie z.B. mechanischer oder elektrischer Energiespeicherung, weniger kostet [5].

Thermische Speicher erhöhen die Nutzungsdauer und die Zuverlässigkeit eines solarthermischen Kraftwerks: mit ihnen kann wegen der schnellen Reaktionszeit Regelenergie bereitgestellt werden. Somit kann die Strombereitstellung in eine Zeit mit höheren Preisen für Elektrizität verschoben werden, wodurch sich die Wirtschaftlichkeit des Kraftwerks erhöht [3]. Außerdem kann nachts, wenn es keine Sonneneinstrahlung mehr gibt, der Kraftwerksbetrieb aufrechterhalten werden und elektrische Energie bereitgestellt werden.

Je höher die Elektrizitätspreise bei fehlender Sonneneinstrahlung sind, desto interessanter wird ein thermischer Speicher für das solarthermische Kraftwerk. Wegen des Speichers ergibt sich eine höhere Auslastung des Kraftwerks und somit

ein höherer Annual Capacity Factor. (Der Annual Capacity Factor ist ein Parameter, der die bereitgestellte elektrische Energie (MWh) mit der Energiemenge (MWh) vergleicht, die bereitgestellt werden hätte können, wenn das Kraftwerk im selben Zeitraum kontinuierlich bei der maximalen Auslastung gelaufen wäre [5].) Dieser Umstand bringt zusätzlich Vorteile bezüglich der spezifischen Kosten eines Kraftwerks mit sich, da z.B. eine Dampfturbine die durchgehend betrieben wird spezifisch günstiger ist als eine Dampfturbine die nur mit Unterbrechungen betrieben wird. Ein weiterer Vorzug eines thermischen Speichers ist das Buffering. Auf Grund von Wolkendurchzügen kann es immer wieder vorkommen, dass sich die vom Solarfeld bereitgestellte thermische Leistung reduziert. Mit einem Speicher kann dieser Leistungsausfall kompensiert werden. Man muss sich hier aber nicht ausschließlich auf den Speicher verlassen, da Wärmeträgermedien, die in solarthermischen Kraftwerken eingesetzt werden, mit einer gewissen thermischen Trägheit auf kurze Verminderungen der Sonneneinstrahlung reagieren. Diesen Effekt nennt man "ride out" [3]. Somit können außerdem Turbinen start-ups, bei denen nicht optimale Bedingungen herrschen, verhindert werden.

Es gibt also eine Vielzahl von Argumenten für die Integration eines thermischen Speichers in solarthermische Kraftwerke.

Nachteile von thermischen Energiespeichern in solarthermischen Kraftwerken sind:

- Erhöhung der Investitionskosten durch den Bau eines Speichersystems (vgl. Kapitel 4)
- Erhöhung der Personal-, Instandhaltungs- und Wartungskosten
- Erhöhter Platzbedarf
- Höhere Komplexität des gesamten solarthermischen Kraftwerks
- Zusätzlicher Fluidkreislauf mit zusätzlichen Wärmeübertragern
- Zusätzliche Wärmeverluste im thermischen Speichersystem (Tanks, Wärmeübertrager)

2.3 Grundlagen der Wärmespeicherung

Prinzipiell kann die Wärmespeicherung, wie Abbildung 2 zeigt, in drei Teilbereiche unterteilt werden: (1) sensible Wärmespeicherung, (2) latente Wärmespeicherung und (3) thermochemische Wärmespeicherung. Diese Mechanismen der Wärmespeicherung sollen in diesem Kapitel genauer beschrieben werden.

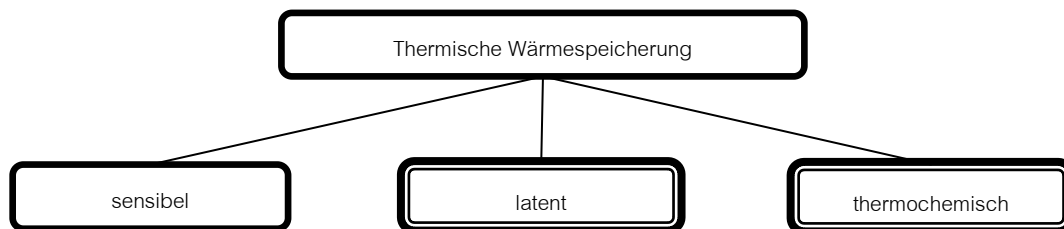


Abbildung 2: Die drei Prinzipien der Wärmespeicherung

2.3.1 Sensible Wärmespeicherung:

Bei der sensiblen Wärmespeicherung wird Wärme durch Erhöhung der Temperatur des Speichermediums gespeichert. Die Wärmemenge Q hängt dabei von den Stoffeigenschaften (ρ und c_p) des verwendeten Speichermediums ab und kann mit Gleichung (Gl. 2-1) bestimmt werden:

$$Q = m \cdot c_p \cdot \Delta T = \rho \cdot V \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (\text{Gl. 2-1})$$

, wobei Q die gespeicherte Energiemenge, m die Masse, c_p die Wärmekapazität und ΔT die Temperaturdifferenz ist.

Die Speichermedien bei der sensiblen Wärmespeicherung sind entweder flüssig oder fest. Feste Speichermedien für den Einsatz bei hohen Temperaturen (120 – 600 °C) sind z.B. feuerfeste Keramik oder Beton. Oft werden feste Speichermedien in Feststoffschüttungen ("packed bed systems") angeordnet, d.h. das feste Speichermedium wird so angeordnet, dass es vom flüssigen Arbeitsmittel durchflossen wird und mit diesem in direktem Kontakt steht. Bei

sensiblen, flüssigen Speichermedien handelt es sich meist um Salzschnmelzen, um mineralische oder synthetische Öle oder um Wasser [1].

Sensible Wärmespeicherung in solarthermischen Kraftwerken:

Die zwei wichtigsten Vertreter der flüssigen, sensiblen Wärmespeicherung in solarthermischen Kraftwerken sind (1) "solar salt", eine eutektische Mischung aus 60% NaNO₃ und 40% KNO₃ und (2) HitecXC, das aus 48% Ca(NO₃)₂, 7% NaNO₃ und 45% KNO₃ besteht [1, 7]. Alle zurzeit existierenden Kraftwerke, die einen thermischen Speicher für großtechnische Anwendungen haben, beruhen auf einem Konzept mit sensibler Wärmespeicherung [5]. Ein Grund hierfür ist die gut ausgereifte Technologie bei sensiblen Wärmeübertragern. Stand der Technik bei Wärmespeichern ist ein indirektes 2 Tank System mit einem heißen und einem kalten Tank. Als Speichermedium wird Salzschnmelze verwendet [5]. Ein Beispiel hierfür ist das Andasol – 1 Kraftwerk in Aldeire, Granada (Spanien). Es ist das erste Parabolrinnenkraftwerk der Welt, das einen thermischen Energiespeicher benützt, der für den großtechnischen Einsatz geeignet ist. Die Salzmischung, die für die Wärmespeicherung verwendet wird ist "solar salt". Der Speicher kann Wärme für 7,7 h Volllastbetrieb liefern [7].

2.3.2 Latentwärmespeicherung

Bei dieser Art von Wärmespeicherung wird der Umstand ausgenutzt, dass Energie beim Phasenwechsel frei bzw. gebunden wird. Oft handelt es sich dabei um Schmelzwärme (flüssig – fest), da beim Phasenwechsel flüssig – gasförmig der unerwünschte Effekt von einer starken Änderung des Volumens auftritt [1, 8]. Die Wärmemenge, die von einer Masse m vom Speichermedium gespeichert werden kann, setzt sich wie folgt zusammen:

$$Q = m \cdot \Delta h \quad (\text{Gl. 2-2})$$

,wobei Q die gespeicherte Wärmemenge, m die Masse und Δh die Phasenwechselenthalpie ist. Bei dieser Art der Wärmespeicherung kann Wärme isotherm gespeichert werden. Das hat vor allem bei der Direktverdampfung Vorteile, da

damit die mittlere Temperaturdifferenz zwischen dem Speichermedium und dem Wasser/Dampfgemisch gering gehalten werden kann, was zu geringeren Exergieverlusten führt, als z.B. bei der sensiblen Wärmespeicherung (vgl. Kapitel 3.1).

Bei der Wahl eines Phasenwechselmaterials (PCM) als Speichermedium muss der Schmelzpunkt innerhalb des gewünschten Temperaturbereichs von Laden/Entladen des Speichers liegen. Die spezifische Schmelzenthalpie sollte möglichst hoch sein, um eine hohe Energiedichte zu erreichen. Im Vergleich zur sensiblen Wärmespeicherung ist bei der Latentwärmespeicherung die massenbezogene spezifische Energiedichte höher. Durch eine höhere Energiedichte können potentiell Kosten gespart werden (kleinere Speichereinheiten, weniger Speichermedium). Das ist ein wichtiger Grund, warum an Latentwärmespeichern Forschungsarbeit geleistet wird. Die Phasenwechsel – Materialien sollten außerdem nicht korrosiv, nicht giftig/entflammbar, nicht explosiv und chemisch stabil sein. Um in großtechnischen Anlagen eingesetzt werden zu können müssen Phasenwechsel – Materialien günstig und in ausreichend großem Maß vorhanden sein [8]. Es ist wünschenswert, dass Wärmespeichermedien für Latentspeicher eine hohe Wärmeleitfähigkeit λ haben, da diese eine ausschlaggebende Größe für die (Ent-)Ladegeschwindigkeit des Speichers darstellt. Die Wärmeleitfähigkeit λ stellt bis jetzt den größten Schwachpunkt von Phasenwechselspeichern dar, da λ meist unter 1 W/(m K) liegt [8].

In Abbildung 3 ist ein Vergleich zwischen sensibler Wärmespeicherung mit der Kombination sensible und latente Wärmespeicherung in einem Q-T Diagramm dargestellt: Bei gleichem ΔT kann mit der latenten mehr Wärme gespeichert werden als mit der sensiblen Methode.

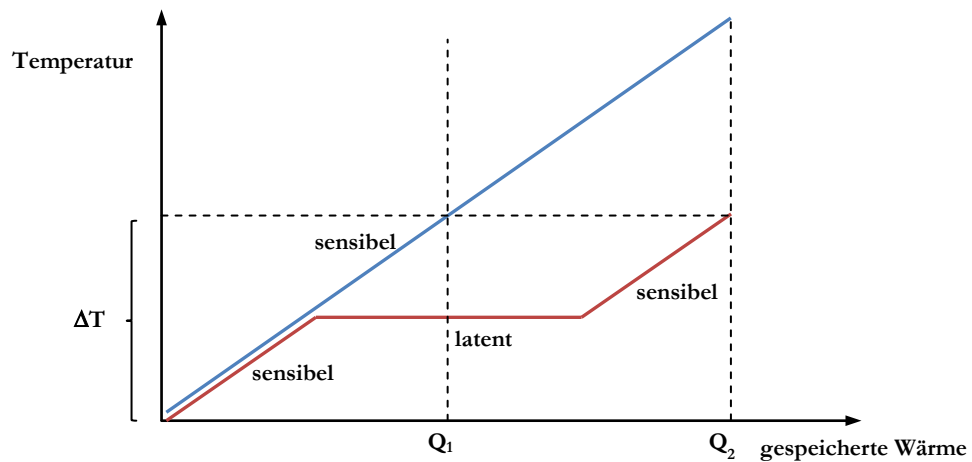


Abbildung 3: Vergleich der Energiedichten bei sensiblen und latenten Wärmespeichern

2.3.3 Thermochemische Speicherung

Thermochemische Speicherung ist die dritte Möglichkeit Wärme zu speichern. Hierbei wird die vom Solarfeld kommende Wärme endothermen chemischen Reaktionen zugeführt. Diese Reaktionen müssen reversibel sein, sodass die thermische Energie zu einem späteren Zeitpunkt genutzt werden kann. Vorteilhaft an dieser Methode ist, dass die Wärme bei Umgebungstemperatur sehr lange gespeichert werden kann (über Jahreszeiten hinaus). Des Weiteren ist die volumetrische Energiedichte bei der thermochemischen Energiespeicherung höher als bei der sensiblen oder der latenten. Gleichzeitig befindet sich die Forschungs- und Entwicklungsarbeit ganz am Anfang. Deshalb muss noch sehr viel Arbeit geleistet werden, bevor diese Methode in der Praxis anwendbar ist [1].

2.4 Kenngrößen zur Beurteilung von Speicherkonzepten

- Die **Absolute Speicherkapazität** gibt die gespeicherte Wärmemenge in kJ oder kWh an. Diese Kennzahl ist einerseits von der thermischen bzw. elektrischen Leistung des Kraftwerks, andererseits von der Speicherdauer (h) abhängig.
- Die **Spezifische Speicherkapazität** ist die Energiemenge, die auf das Volumen bzw. die Speichermasse bezogen gespeichert werden kann. Gemessen wird sie in kJ/kg oder kJ/m³.
- Die **Lade/Entladeleistung** [kW] des Speichers ist die thermische Leistung, mit der der Speicher Be-/Entladen werden kann.
- Der **Temperaturbereich**, in der die Speicherung erfolgen soll.
- Die **Speicherdauer**, ist die Dauer, die für die vollständige Auf/Entladung des Speichers notwendig ist. Sie kann in der Größenordnung von Sekunden bis zu Monaten liegen.
- **Ökonomische Kennwerte** sind z.B. Investitionskosten, Lebensdauer oder Wartungskosten
- **Sonstige Überlegungen**: In diese Kategorie fallen Punkte bezüglich der Umweltverträglichkeit, bezüglich der Auswirkungen auf den Menschen (giftig, etc.), bezüglich der Verfügbarkeit (ausreichend vorhanden? Leicht verfügbar?) und Überlegungen bezüglich der Prozessführung (korrosives Medium?).

2.5 Direktverdampfung in solarthermischen Kraftwerken

Bei der Direktverdampfung wird Wasser als Wärmeträgerfluid eingesetzt, d.h. Wasser wird durch das Solarfeld gepumpt, dabei erhitzt und verdampft. Der überhitzte Wasserdampf kann dann direkt und ohne weitere Umwandlungsverluste zu der Turbine transportiert und genutzt werden.

Vorteile der Direktverdampfung in solarthermischen Kraftwerken gegenüber Thermoöl (momentaner Stand der Technik) sind [9]:

- *Höhere Temperaturen* im Wärmeträgermedium. Thermoöl zersetzt sich ab 400 °C. Diese Einschränkung gibt es bei Wasser nicht. Dadurch kann die Dampfturbine mit höheren Temperaturen betrieben werden, wodurch sich der Kraftwerkswirkungsgrad erhöht.
- Eine *einfachere Anlagenkonfiguration* (kein Thermoölkreislauf, keine zusätzlichen Wärmeübertrager) und daraus resultierende geringere Investitionskosten.
- *Geringeres Umweltrisiko* von Wasser bei Leckagen.

2.6 Der Schneckenwärmeübertrager

Schneckenwärmeübertrager (Abbildung 4) bestehen aus (mindestens) einer hohlen Schnecke. Der Trog und die Welle(n) können von innen mit einem Wärmeträgermedium (z.B. Wasser oder Thermoöl) durchströmt werden. Das Phasenwechselspeichermaterial wird von außen auf die Welle gegeben. Die Temperaturdifferenz zwischen Salz und Wasser(dampf) ermöglicht eine Wärmeübertragung. Gleichzeitig zur Wärmeübertragung kann Salz durch die Drehbewegungen der Schnecke kontinuierlich gefördert werden. Mit dem Schneckenwärmeübertrager ist es möglich Granulat gleichzeitig zu fördern und Wärme zu übertragen.

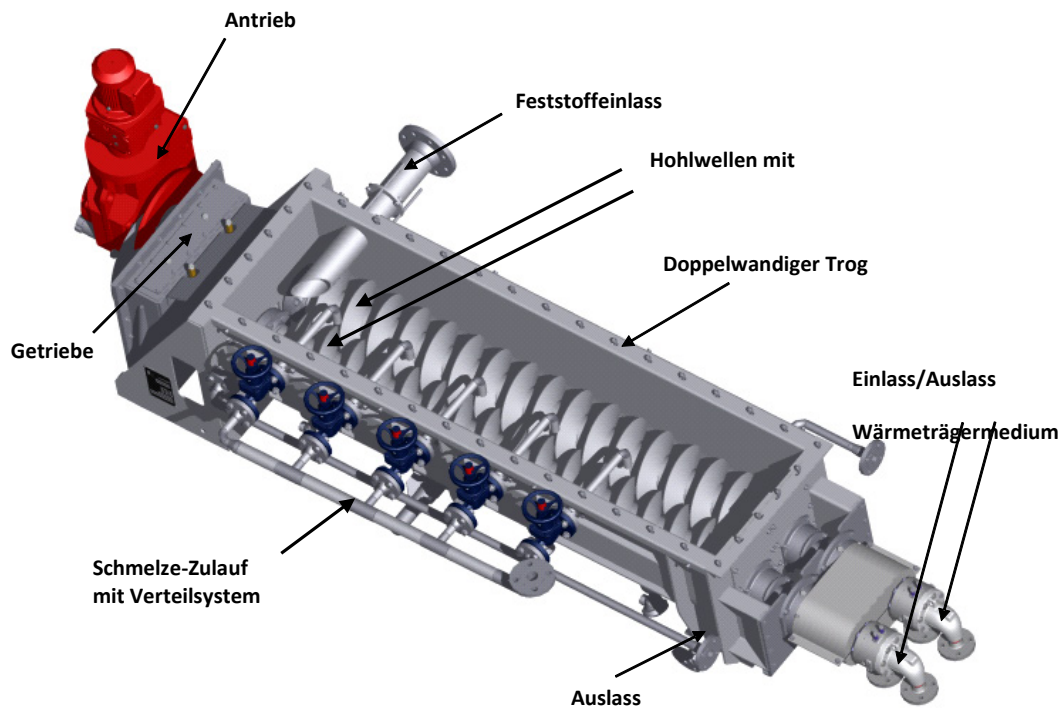


Abbildung 4: Schneckenwärmeübertrager mit zwei Wellen [10]

Beim Entladen des Speichersystems bildet sich auf den Wärmeübertragerflächen eine Schicht, die die Wärmeübertragung zwischen Speicher- und Wärmeträgermedium behindert. Ordnet man zwei Wellen nebeneinander an (Abbildung 5), ist es möglich einen Selbstreinigungseffekt bei den Schnecken herbei zu führen [10].

Beim *Laden des Speichersystems* (Schmelzen des Phasenwechsel Speichermediums) wird festes Phasenwechsel Speichermaterial in den Trog und auf die Schnecken gebracht. Gleichzeitig wird der Schneckenwärmeübertrager von innen mit heißem Wasserdampf durchströmt. Der heiße Wasserdampf gibt Wärme an das Phasenwechsel Speichermaterial ab. Dadurch kondensiert der Wasserdampf und das Phasenwechselmaterial wechselt seine Phase (fest – flüssig). Der Phasenübergang von Speicher- und Wärmeträgermedium findet gleichzeitig im Schneckenwärmeübertrager statt.

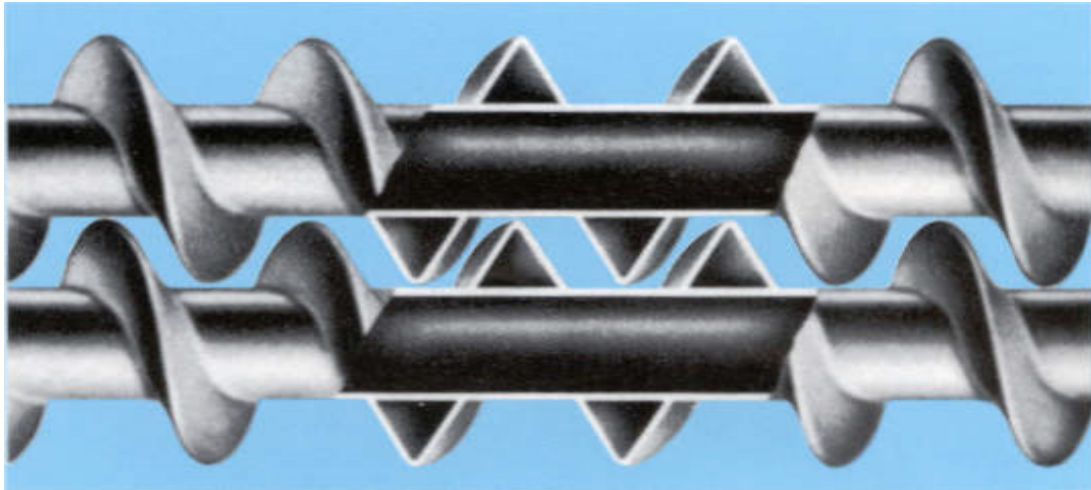


Abbildung 5: Schneckenprofil "Variocleaner" [11]

Beim *Entladen des Speichersystems* wird das heiße, flüssige Phasenwechsel Speichermaterial in den Schneckenwärmeübertrager auf die Schnecke geleitet. Es gibt dort Wärme an das Wasser innerhalb der Schnecke und des Troges ab, das dadurch verdampft. Das Phasenwechsel Speichermaterial erstarrt in diesem Prozess und wird durch die drehenden Schnecken aus dem Schneckenwärmeübertrager gefördert. Wie beim Laden, findet auch beim Entladen der Phasenübergang von Wasser und Salz gleichzeitig im Schneckenwärmeübertrager statt.

3 Material und Methoden

3.1 Das INNOLAT - CSP Projekt

Am Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme ISE wird zurzeit an dem Projekt "INNOLAT - CSP" gearbeitet. In diesem Projekt wird ein neues Speicherkonzept für direktverdampfende solarthermische Kraftwerke entwickelt. Das Konzept basiert darauf, dass exergetische Verluste beim Be- und Entladen des Phasenwechselfspeichers in Verbindung mit Direktverdampfung reduziert werden können (vgl. Abschnitt 3.5). Außerdem wird die Speicherkapazität von der Wärmeübertragerfläche entkoppelt, d.h. bei einer konstanten thermischen Leistung führt eine Vergrößerung der Speicherkapazität nicht zu einer vergrößerten Wärmeübertragerfläche: für die latente Wärmeübertragung zwischen Speichermedium und Wärmeträgermedium wird ein Schneckenwärmeübertrager (SWÜ) eingesetzt. In diesem findet der Phasenübergang von Wasser und Salz statt. Gleichzeitig zum Phasenübergang können die Materialien gefördert werden. Durch diese Maßnahmen sollen die Systemkosten gesenkt werden.

3.2 Natriumnitrat

Die Wahl des Speichermediums hat einen großen Einfluss auf die Funktionsweise des Speichersystems: Es beeinflusst die Betriebstemperaturen, den Betriebsdruck und die Phasenwechseltemperatur von Wasser. Unter der Berücksichtigung von den Kennwerten aus Abschnitt 2.4 wurde entschieden, dass Natriumnitrat (NaNO_3) als Speichermedium eingesetzt wird. Die Stoffwerte dieses Salzes sind von großer Bedeutung für die Simulation, da durch diese die Speichereigenschaften (die Wärmekapazität c_p oder die Dichte ρ) von NaNO_3 beschrieben werden. Deshalb wurde in einer Literaturrecherche ein Datensatz für Natriumnitrat erstellt. Dieser Datensatz wurde dazu verwendet Korrelationsgleichungen für physikalische Eigenschaften des Salzes mittels linearer Regression aufzustellen. Die Formeln für die physikalischen Größen sind im Anhang zu finden.

Tabelle 1: Unterschiedliche Schmelztemperaturen von NaNO₃ in verschiedenen Quellen

Quelle	[12]	[13-15]	[16]	[17]	[18]
Schmelztemperatur	305,85	306	307	308	310

Es ist anzumerken, dass widersprüchliche Informationen über die Stoffdaten von Natriumnitrat in der Literatur vorliegen. Ein Beispiel dafür ist die Schmelztemperatur, dargestellt in Tabelle 1. In dieser Arbeit wird 306 °C als Schmelzpunkt von Natriumnitrat verwendet [13].

3.3 Wichtige Kenngrößen in solarthermischen Kraftwerken

In diesem Abschnitt werden verschiedene Kenngrößen definiert, die zur Bewertung und zum Vergleich von Kraftwerkskonfigurationen nützlich sein können [39]:

- Die Wärmeleistung, die im Solarfeld $\dot{Q}_{use,solar}$ aufgenommen werden kann ist gegeben durch Gleichung (Gl. 3-1)

$$\dot{Q}_{use,solar} = A \cdot (DNI \cdot \eta_{opt}(\theta_Z, \gamma) - P_{loss}) \quad (Gl. 3-1)$$

, wobei A die Kollektorfläche [m²], DNI die Direktnormaleinstrahlung [W/m²], η_{opt} der optische Wirkungsgrad der Kollektoren und P_{loss} [W/m²] die thermischen Verluste sind. Der optische Wirkungsgrad ist abhängig vom Zenit- θ_Z und vom Azimutwinkel γ . Die Direktnormaleinstrahlung wird in der Simulation aus einem Wetter Datensatz ausgelesen. Die Wärmeverluste P_{loss} [W/m²] können durch folgende Gleichung bestimmt werden:

$$P_{loss} = u_0 \cdot (T_m - T_{amb}) + u_3 \cdot (T_m - T_{amb})^4 \quad (Gl. 3-2)$$

, mit $T_m = (T_{ein} + T_{aus})/2$, wobei T_{ein} die Eintrittstemperatur und T_{aus} die Austrittstemperatur aus dem Absorberrohr sind. Die Faktoren u_0 und u_3 sind Kollektor abhängig.

- Der Systemwirkungsgrad η_{sys} ist durch Gleichung (Gl. 3-3) gegeben:

$$\eta_{\text{Sys}} = \frac{Q_{\text{net},el}}{A * DNI} \quad (\text{Gl. 3-3})$$

, wobei $Q_{\text{net},el}$ [J] die elektrische Nettoenergie ist, die der Generator zur Verfügung stellt, A die nutzbare Kollektorfläche und DNI die Direktnormalstrahlung (englisch: „direct normal irradiation“).

Wird im Kraftwerk ein fossiler Zusatzbrenner eingesetzt, wird der Systemwirkungsgrad mit dem Anteil der solar zur Verfügung gestellten Energie multipliziert. Der Systemwirkungsgrad ist dann:

$$\eta_{\text{Sys}} = \frac{Q_{\text{net},el}}{A * DNI} * \frac{Q_{\text{use},solar}}{Q_{\text{use},solar} + Q_{\text{Zusatzbrenner}}} \quad (\text{Gl. 3-4})$$

, wobei $Q_{\text{use},solar}$ [J] die aufgenommene Wärme des Solarfelds ist und $Q_{\text{Zusatzbrenner}}$ [J] die mit dem Zusatzbrenner zugeführte Wärme ist.

- Der Kraftwerkswirkungsgrad ist gegeben durch

$$\eta_{\text{Kraftwerk}} = \frac{Q_{\text{net},el}}{Q_{\text{in},Turbine}} \quad (\text{Gl. 3-5})$$

, wobei $Q_{\text{net},el}$ [J] die elektrische Nettoenergie ist, die der Generator bereit stellt und $Q_{\text{in},Turbine}$ [J] ist die thermische Energie, die der Turbine zugeführt wird. Das bedeutet, dass der Kraftwerkswirkungsgrad den Turbinenwirkungsgrad, den Getriebewirkungsgrad und den Generatorwirkungsgrad beinhaltet.

- Der Wirkungsgrad η_{Defokus} ist der Anteil der Energie, der vom Solarfeld aufgenommen hätte werden können, aber defokussiert wurde:

$$\eta_{\text{Defokus}} = \frac{Q_{\text{Defokus}}}{Q_{\text{use},solar} + Q_{\text{Defokus}}} \quad (\text{Gl. 3-6})$$

, wobei $Q_{Defokus}$ [J] die defokussierte Wärme und $Q_{use,solar}$ [J] die aufgenommene Wärme des Solarfelds ist.

- Der thermische Wirkungsgrad $\eta_{therm,SF}$ des Solarfelds, gibt das Verhältnis der im Solarfeld aufgenommenen Energie zu der insgesamt eingestrahlenen Energie an:

$$\eta_{therm,SF} = \frac{\dot{Q}_{use,solar}}{A * DNI} \quad (Gl. 3-7)$$

3.4 Beschreibung und Systemparameter des direktverdampfenden Kraftwerks

Für die spätere Systemsimulation wird ein direktverdampfendes Kraftwerk mit einem thermischen Speicher ausgelegt. Es wird der neu entwickelte Latentwärmespeicher eingesetzt. Als Speichermaterial wird Natriumnitrat verwendet, das in Stahltanks gelagert wird. Der Betriebsdruck und die Betriebstemperaturen von Wasser/Dampf müssen beim Laden und Entladen an die Schmelztemperatur von Natriumnitrat angepasst werden. Das Solarfeld hat einen "solar multiple" (SM) von zwei. Der "solar multiple" ist definiert als das Verhältnis der thermischen Leistung des Solarfelds, die dieses bei Referenzbedingungen zur Verfügung stellt, und der thermischen Leistung der Turbine, die diese unter Auslegungsbedingungen benötigt [19]. Ist während eines Tages überschüssige thermische Energie im Solarfeld vorhanden (d.h. Energie die zu diesem Zeitpunkt nicht im voll ausgelasteten Kraftwerksblock genutzt werden kann), kann diese über den Schneckenwärmeübertrager und einen sensiblen Wärmeübertrager in den thermischen Speicher eingespeist werden. Bei einer Temperaturdifferenz von $\Delta T = 10$ °C zwischen Wasserdampf und Salz ergibt sich eine Verdampfungstemperatur von 316 °C und ein Verdampfungsdruck von 106,98 bar für Wasser(dampf) beim Laden bzw. 296 °C und 81,14 bar beim Entladen.

Der Kraftwerksblock hat eine Leistung von 50 MW_{el} (netto). Für die folgende theoretische Betrachtung wird eine elektrische Bruttoleistung von 55,66 MW_{el} (Wirkungsgrad = 90%) angenommen. Bei einem Kraftwerkswirkungsgrad

$\eta_{\text{Kraftwerk}}$ (vgl. Abschnitt 3.3) von 40 % müssen 138,89 MW_{th} am Tag vom Solarfeld bzw. in der Nacht vom Speicher bereitgestellt werden. Die Austrittstemperatur des Solarfelds beträgt 550 °C. Beim Entladen im Drei - Tank System wird der Wasserdampf auf 530 °C erhitzt. Im Zwei – Tank System wird beim Entladen nach dem sensiblen Wärmeübertrager ein Zusatzbrenner eingesetzt, um den Wasserdampf auf ca. 520 °C überhitzen zu können.

3.5 Exergieanalyse der Direktverdampfung und der Zwei und Drei Tank Speicher Systeme

In diesem Abschnitt wird eine Exergieanalyse von verschiedenen Speicherkonfigurationen in Verbindung mit sensiblen und latenten Wärmespeichermedien untersucht. Dabei wird eine adiabate und verlustlose Wärmeübertragung angenommen. Als sensibles Speichermedium wird "solar salt" verwendet, eine Mischung aus 60% NaNO₃ und 40% KNO₃, die im Andasol 1 Kraftwerk als Speichermedium eingesetzt wird [1]. Die Stoffdaten für "solar salt" stammen aus Quelle [20]. Das Latentwärmespeichermedium ist Natriumnitrat (NaNO₃) mit einem Schmelzpunkt von 306 °C. Die Solarfeldaustrittstemperatur beträgt 550 °C. Der Ladedruck ist 106,98 bar, womit die Kondensationstemperatur bei 316 °C liegt. Der Entladedruck liegt bei 81,14 bar und die dazugehörige Kondensationstemperatur beträgt 296 °C. Der Speicher soll eine thermische Lade- bzw. Entladeleistung von 138,89 MW_{th} haben, wobei sich die Leistung nach Gleichung (Gl. 3-8) berechnet ($c_{p,kalt}$ ist die Wärmekapazität für das Salzgranulat, $c_{p,kalt}$ die Wärmekapazität von Salzschnmelze):

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot (c_{p,kalt} \cdot \Delta T_{kalt} + h + c_{p,heiß} \cdot \Delta T_{heiß}) \quad (Gl. 3-8)$$

Wenn nicht anders angegeben, ist die Vorgabe bei allen Abbildungen in diesem Kapitel, dass die Temperaturdifferenz zwischen dem Speichermedium und dem Wärmeträgermedium nicht kleiner als $\Delta T = 10 \text{ °C}$ werden kann. Im Folgenden werden die Lade-/Entladekurven von Wasserdampf mit verschiedenen Speichermedien in Q – T Diagrammen betrachtet. In diesen Diagrammen gilt folgende Farbkonvention: Die dunkelblaue Linie repräsentiert den im Solarfeld verdampften und überhitzten Wasserdampf, der im Ladeprozess Wärme an das Speichermedium (braune Linie) abgibt. Die grüne Linie stellt Wasser(dampf) im Entladeprozess des Speichers dar.

3.5.1 Exergieanalyse der Direktverdampfung mit einem sensiblen Speichermedium

In Abbildung 6 ist die Lade- und Entladekurve von Wasserdampf mit einem sensiblen Speichermedium in einem Q – T Diagramm zu sehen.

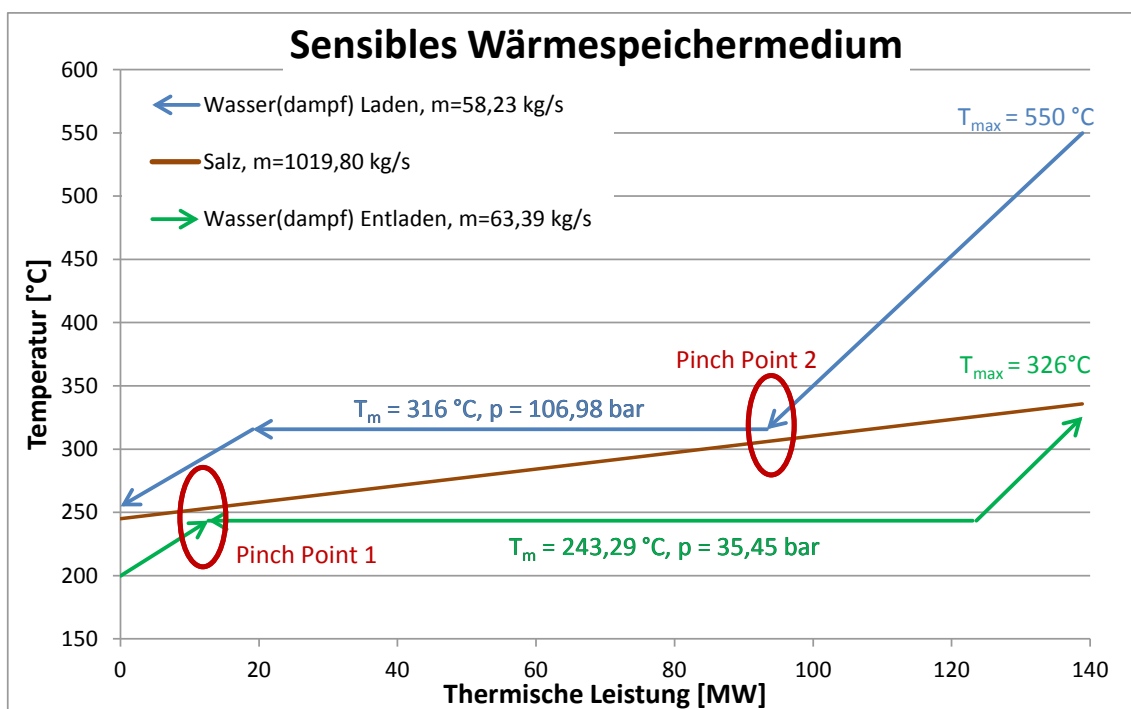


Abbildung 6: Lade/Entladekurve bei Direktverdampfung mit sensibler Wärmespeicherung mit $\Delta T = 10$ K

Tabelle 2: Druck und Temperaturverlust vom Laden zum Entladen bei Direktverdampfung mit einem sensiblen Speichermedium

	T_{max} [°C]	P [bar]	$T_{kondensation}$ [°C]
Laden, $\Delta T = 10$ und 15 °C	550,00	106,98	316,00
Entladen, $\Delta T = 10$ °C	325,79	35,45	243,29
Entladen, $\Delta T = 15$ °C	315,79	28,42	230,87

Die rot eingekreisten Punkte sind die sogenannten "Pinch Points". Sie stellen die Punkte dar, bei denen die Temperaturdifferenz zwischen den Medien am geringsten ist und sind somit die kritischen Punkte der Wärmeübertragung. Zwischen dem Lade und Entladevorgang kommt es zu einem hohen Druck und Temperaturabfall und somit zu einem hohen Exergieverlust. Tabelle 2 zeigt den Druck- und Temperaturabfall bei einem $\Delta T = 10$ bzw. 15 °C zwischen Wasser(dampf) und Speichermedium. Diese hohen Druck- und Temperaturverluste von Laden auf Entladen führen zu kleineren Kraftwerkswirkungsgraden und somit zu einer geringeren elektrischen Leistung. Eine Alternative zu einem sensiblen Speichermedium können Latentwärmespeicher sein, wie im folgenden Abschnitt erläutert wird.

3.5.2 Exergieanalyse des Zwei – Tank Systems

Der Vorteil beim Einsatz von Latentwärme Speichermaterialien in Verbindung mit Direktverdampfung ist, dass während des Phasenwechsels eine konstante Temperaturdifferenz zwischen Speichermaterial und Wärmeträgermedium eingehalten werden kann, wie im Q – T Diagramm in Abbildung 7 zu sehen ist. Dadurch reduzieren sich die Temperatur- und Druckdifferenz zwischen Laden und Entladen im Vergleich zu Direktverdampfung in Verbindung mit sensiblen Speichermaterialien (Abschnitt 3.5.1).

<i>Wasser(dampf)</i>	T_{max} [°C]	p [bar]	\dot{m}_{Salz} [kg/s]	$\dot{m}_{Wasser,entladen}$ [kg/s]
Laden, $\Delta T = 10$	550,00	106,98	401,77	62,91
Laden, $\Delta T = 15$ °C	550,00	114,34	384,79	63,11
Entladen, $\Delta T = 10$ °C	370,27	81,14	401,77	68,52
Entladen, $\Delta T = 15$ °C	379,52	75,51	384,79	66,39

Tabelle 3: Maximaltemperatur, Druck und Massenströme des Zwei – Tank Speichersystems bei unterschiedlichem ΔT beim Phasenwechsel

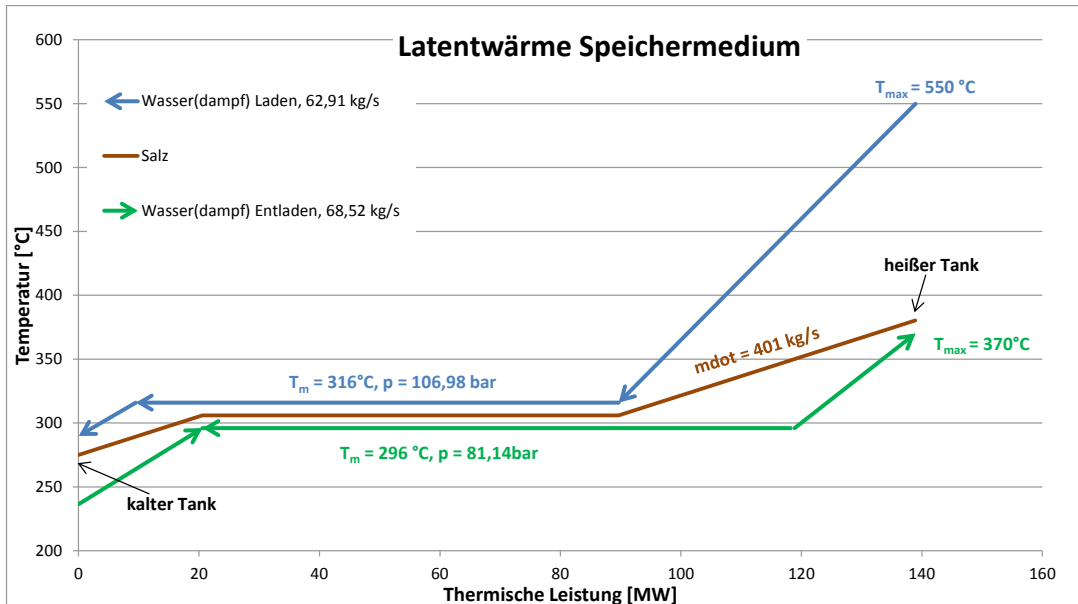


Abbildung 7: Das latente Zwei - Tank Speicherkonzept in Verbindung mit Direktverdampfung bei $\Delta T = 10\text{ °C}$ zwischen Wärmeträger- und Speichermedium

Beim Zwei - Tank Konzept muss die gesamte Salzmasse, die den kalten Tank verlässt überhitzt werden. Aufgrund unterschiedlicher Kapazitätströme $m \cdot c_p$ des Salzes und des Dampfes ist die Überhitzungstemperatur des Salzes niedrig. Sie kann geringfügig erhöht werden, wenn die Temperaturdifferenz in Bereich des Phasenwechsels auf $\Delta T = 15\text{ °C}$ erhöht wird, (vgl. Abbildung 8). Dadurch verändert sich der Arbeitsdruck beim Laden auf 114,34 bar und beim Entladen auf 75,51 bar und die dazugehörigen Kondensationstemperaturen. Bei gleich bleibender thermischer Speicherleistung und bei Erhöhung der Austrittstemperatur des Speichermediums, reduziert sich nach Gleichung (Gl. 3-8) die benötigte Salzmasse, da mehr Wärme sensibel (größeres ΔT) übertragen werden kann. Die wichtigsten Prozessparameter der zwei Varianten wurden in Tabelle 3 zusammengefasst.

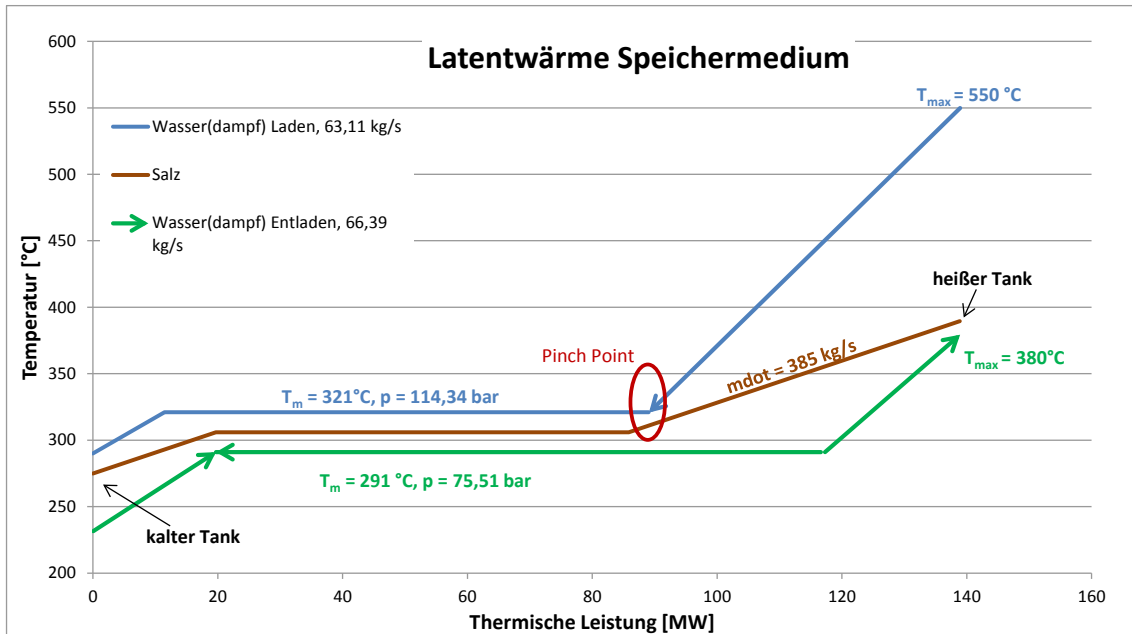


Abbildung 8: Das latente Zwei - Tank Speicherkonzept in Verbindung mit Direktverdampfung bei $\Delta T = 15\text{ °C}$ zwischen Wärmeträger- und Speichermedium

3.5.3 Einsatz eines Zusatzbrenners in einem Zwei – Tank System

In Abbildung 7 ist zu sehen, dass mit dem latenten Zwei – Tank System beim Entladen nur Dampftemperaturen von 370 °C erreicht werden können. Um den Kraftwerkswirkungsgrad zu steigern, wird bei dieser Speicherkonfiguration ein fossil gefeuerter Zusatzbrenner eingesetzt, der den Wasserdampf auf 520 °C erhitzt (Abbildung 9). Die Überhitzungstemperatur des Zusatzbrenners ist ein zu optimierender Parameter.

Da für das 50 MW_{el} - Kraftwerk nach wie vor nur eine thermische Leistung von 138,89 MW_{th} benötigt wird, verkleinern sich die Tanks durch den Einsatz der Zusatzfeuerung.

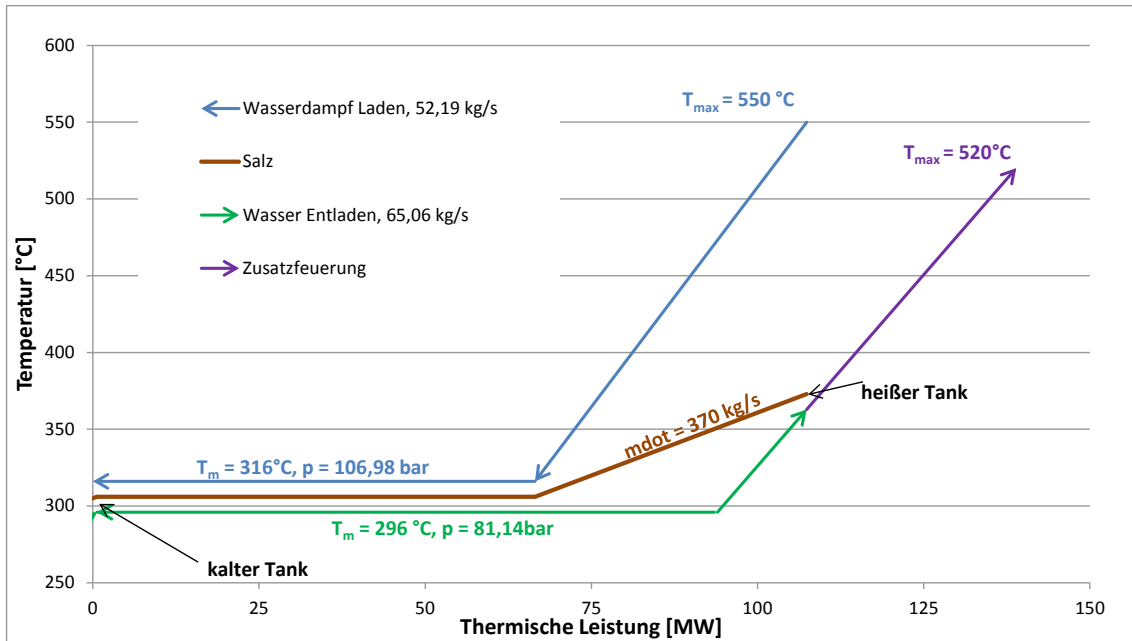


Abbildung 9: Zwei - Tank System mit Einsatz einer Zusatzheizung

3.5.4 Exergieanalyse des Drei - Tank Systems

Im Drei - Tank System werden drei Tanks eingesetzt: ein kalter, ein mittlerer und ein heißer Tank. Mit dem zusätzlichen mittleren Tank besteht die Möglichkeit, für den Phasenwechsel und für die Überhitzung zwei unterschiedliche Salzmassenströme zu verwenden. Folgendes Beispiel soll erläutern warum das vorteilhaft ist: Bei einer Wasserdampf Masse von 1 kg wird, unter den Rahmenbedingungen aus Abschnitt 3.5, im Ladeverlauf 1275 kJ latente und 783 kJ sensible Wärme frei. Natriumnitrat hat eine Phasenwechselenthalpie von 172 kJ/kg. Damit die latente Wärme des Wasser(dampf)s im Salz wieder als latente Wärme aufgenommen werden kann, wird eine Salzmasse von 7,4 kg benötigt. Erhitzt man die gesamte Salzmasse mit der sensiblen Energie des Wassers, wie das im Zwei - Tank Speichersystem (Abschnitt 3.5.2) geschieht, kann die Salzmasse (wegen $Gl. 2-1$) auf 370 °C erhitzt werden. Durch den dritten Tank im

Drei - Tank Speichersystem, besteht die Möglichkeit nur einen Teil der geschmolzenen Salzmasse zu überhitzen (d.h. nach dem Phasenwechsel wird ein Teil des geschmolzenen Salzes im mittleren Tank gelagert, der Rest wird überhitzt):

$$m_{\text{Salz}} = \frac{Q_{\text{sensibel,Wasser}}}{c_{p,\text{Salz}} * \Delta T_{\text{Salz}}} = \frac{783 \text{ kJ}}{1,65 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \text{ } ^\circ\text{C}} * (540 - 306)^\circ\text{C}} = 2,03 \text{ kg/s} \quad (\text{Gl. 3-9})$$

Wird für die Überhitzung ein Salzmassenstrom von 2,03 kg/s verwendet, kann eine Endtemperatur von 540 °C erreicht werden. Durch den frei wählbaren Salzmassenstrom kann für den überhitzten Bereich $\dot{m}_{\text{Salz}} \cdot c_{p,\text{Salz}}$ auf $\dot{m}_{\text{Wasser}} \cdot c_{p,\text{Wasser}}$ abgestimmt werden, womit die Salzmasse und Wasserdampf die gleiche Steigung im Q – T Diagramm haben. Daraus resultiert ein konstantes Temperaturgefälle zwischen Wasser(dampf) und Salz beim Laden.

Beim Entladen muss der Wasser(dampf) Massenstrom an den durch das Laden vorgegebenen Salzmassenstrom angepasst werden. Dieser kann nicht frei variiert werden. Daraus ergeben sich etwas schlechtere Entladebedingungen. Abbildung 10 zeigt die Lade/Entladekurve von Wasserdampf mit einem Natriumnitrat-speicher in einem Q – T Diagramm.

Wie in Abbildung 9 bzw. Abbildung 10 zu sehen ist, gibt es verschiedene Speicherkonfigurationen, die sich exergetisch sowie durch die Anzahl der Tanks unterscheiden. Diese Konzepte werden im folgenden Abschnitt genauer untersucht.

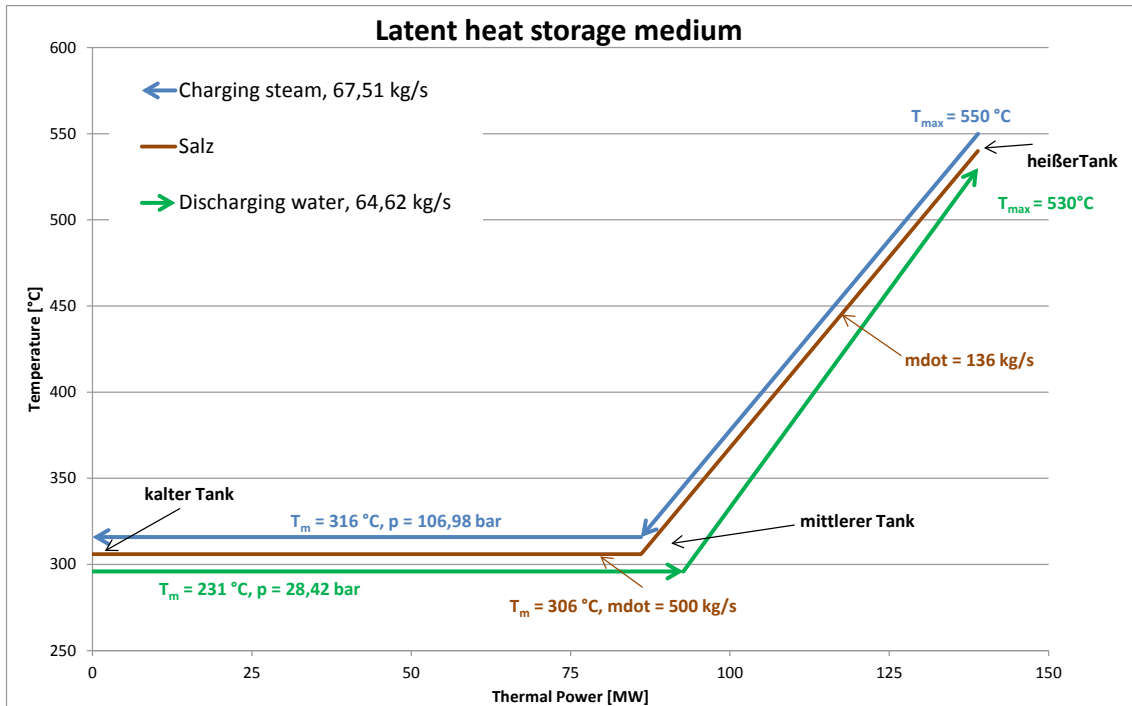


Abbildung 10: Ein mit Dampf genutzter 3- Tank Speicher bei $\Delta T = 10\text{ °C}$

3.6 Das Drei - Tank Speicherkonzept

Im Drei - Tank Konzept werden drei verschiedene Tanks zur Speicherung von Natriumnitrat eingesetzt (Abbildung 11). Neben einem sensiblen Wärmeübertrager zum Überhitzen und einem Schneckenwärmeübertrager für den Phasenwechsel sind ein kalter, ein mittlerer und ein heißer Speichertank Bestandteil des Thermischen Speichersystems (TES). Die Temperatur im kalten Tank liegt unter der Schmelztemperatur des Salzes. Hier wird festes Salzgranulat gelagert. Die Temperatur im mittleren Tank liegt knapp über dem Schmelzpunkt des Speichermaterials. Im heißen Tank wird flüssige Salzschnmelze gespeichert, die nach dem Phasenübergang weiter überhitzt wird.

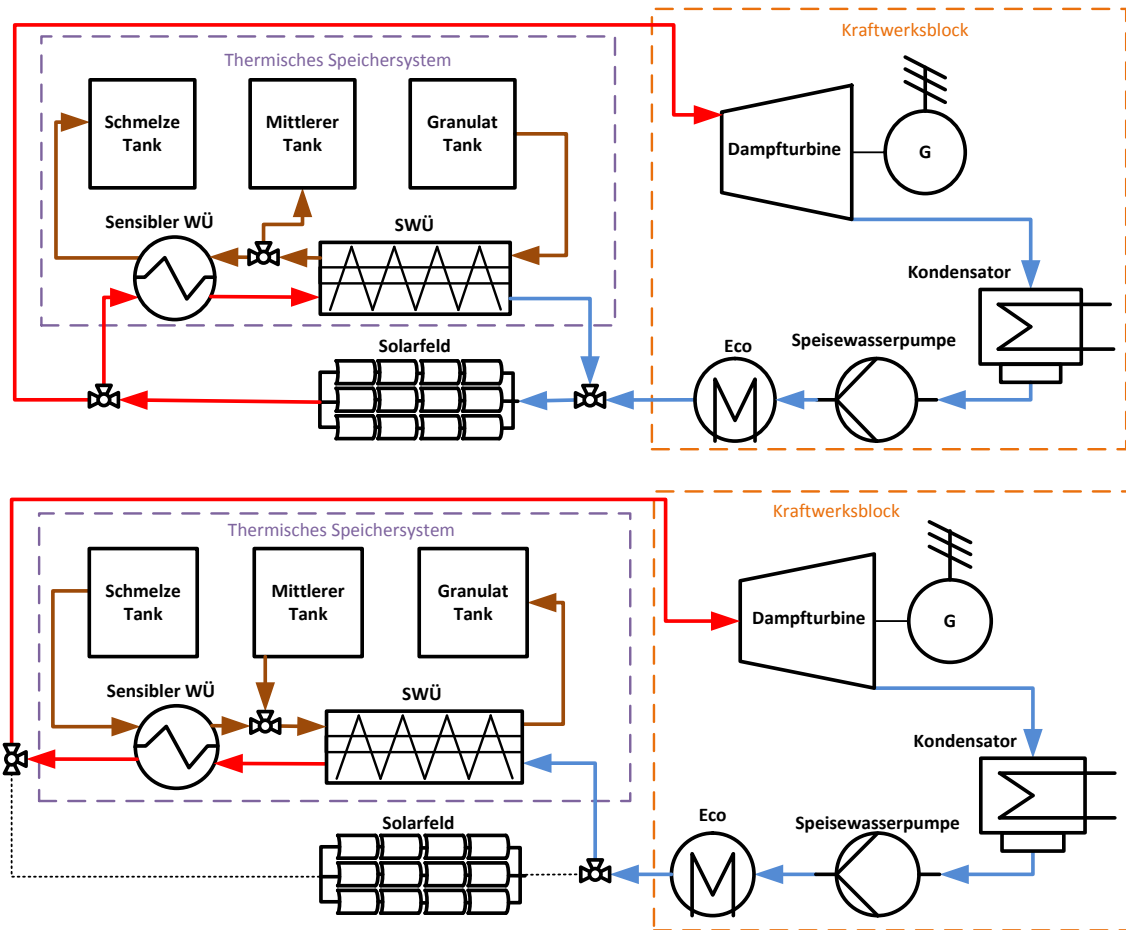


Abbildung 11: Laden (oben) und Entladen (unten) des Drei - Tank Speicherkonzepts

Die Temperaturniveaus in den Speichertanks beeinflussen die Prozessbedingungen und den elektrischen Ertrag des Kraftwerks. Die Speichertemperatur des Salzes im heißen Tank muss unter der Austrittstemperatur des Solarfeldes liegen. Sie bestimmt die maximale Dampf - Entladetemperatur und somit die Eintrittstemperatur des Wasserdampfs in die Turbine (beim Entladen) und hat somit einen großen Einfluss auf die elektrische Leistung.

3.6.1 Der Ladevorgang des Drei – Tank Systems

In Abbildung 11 ist eine Skizze des Lade und Entladevorgangs des direktverdampfenden Kraftwerks zu sehen. Die Speisewasserpumpe pumpt Wasser zuerst durch das Solarfeld, wo es vorgewärmt, verdampft und überhitzt (550 °C) wird. Dann wird der Wasserdampf zur Dampfturbine transportiert und dort entspannt. Dabei wird die thermische Energie des Wasserdampfs in mechanische Energie umgewandelt, die im Generator zur Bereitstellung von Elektrizität genutzt wird. Wasserdampf wird anschließend in einem Kondensator kondensiert.

Übertrifft die thermische Energie, die im Solarfeld gesammelt wird, die Energiemenge die im Kraftwerksblock benötigt wird, um diesen komplett auszulasten, kann mit dem restlichen Wasserdampf das thermische Speichersystem geladen werden. Dazu wird der überschüssige Teil des Dampfmassenstroms nach dem Solarfeld ausgekoppelt und zu einem sensiblen Wärmeübertrager geleitet. In diesem Wärmeübertrager wird der sensible Anteil des überhitzten Wassers dazu benutzt um Salzschnmelze zu überhitzen. Der auf Kondensationstemperatur abgekühlte Wasserdampf wird dann zum Schneckenwärmeübertrager transportiert. Hier gibt der Wasserdampf wieder Wärme an Salz ab. Sowohl Wasser(dampf) als auch Salz – Schnmelze/Granulat wechseln hier ihre Phase: Wasserdampf tritt gasförmig ($x = 1$) in den Schneckenwärmeübertrager ein und verlässt diesen dann flüssig ($x = 0$) als Wasser und wird zurück in das Solarfeld gepumpt. Salz wird als Granulat in fester Form in den Schneckenwärmeübertrager transportiert und verlässt diesen, nach dem Wärmeübergang, als Salzschnmelze. Nun wird die Salzschnmelze in einem festgelegten Verhältnis teilweise direkt über dem Schmelzpunkt im mittleren Tank gespeichert (73% des gesamten Salzmassenstroms), teils im Überhitzer auf die heiße Speichertemperatur erhitzt und gespeichert (restlichen 27% des gesamten Salzmassenstroms, vgl. Beispiel in Abschnitt 3.5.3).

3.6.2 Der Entladevorgang des Drei – Tank Systems

Während der Nacht oder bei geringer solarer Einstrahlung kann das thermische Speichersystem entladen werden (Abbildung 11, unten). Dazu wird Wasser in den Schneckenwärmeübertrager gepumpt und dort verdampft. Wie beim Ladeprozess findet im Schneckenwärmeübertrager gleichzeitig auch der Phasenübergang von Salzschnmelze zu Granulat statt. Der Wasserdampf wird zu einem sensiblen Wärmeübertrager geleitet, wo er von heißer Salzschnmelze auf 530 °C überhitzt wird. Der heiße Wasserdampf wird im Kraftwerksblock genutzt um elektrische Energie bereit zu stellen.

Beim Entladen wird die Salzschnmelze in den sensiblen Wärmeübertrager gepumpt, wo diese Wärme an den Wasserdampf abgibt, bis die Salzschnmelze nur noch knapp über ihrer Phasenwechseltemperatur ist. Die Salzschnmelze, die aus dem sensiblen Wärmeübertrager austritt, wird dann mit der Salzschnmelze, die im mittleren Tank gelagert wurde, gemischt. Der resultierende Massenstrom wird zum Schneckenwärmeübertrager geleitet und dort, unter Abgabe von Wärme an Wasser, kristallisiert und anschließend im kalten Tank gespeichert.

3.7 Das Zwei - Tank Speicherkonzept

Das Zwei – Tank Speichersystem besteht neben einem sensiblen Wärmeübertrager und einem Schneckenwärmeübertrager aus zwei Tanks (siehe Abbildung 12). In dem heißen Tank wird Salzschnmelze bei 385 °C gelagert wird. Im kalten Tank liegen die Temperaturen unter der Phasenwechseltemperatur des Speichermediums.

Beim Entladen werden im Vergleich zum Drei - Tank System, wegen des fehlenden dritten Tanks, niedrigere Temperaturen (375 °C) erreicht (Kapitel 3.5). Es kann deshalb wirtschaftlich sein, den Wasserdampf beim Entladen mit einem fossil gefeuerten Zusatzbrenner zu überhitzen.

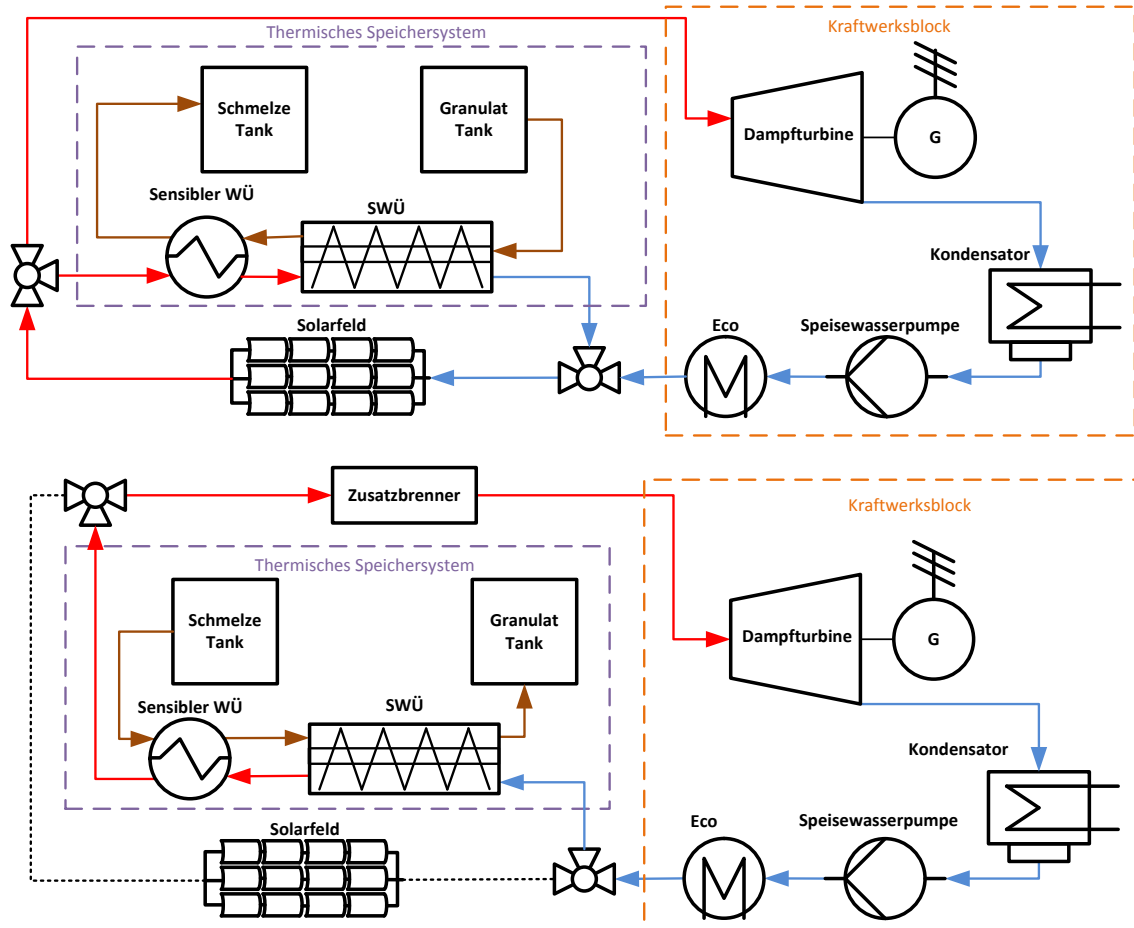


Abbildung 12: Entade bzw. Lade Vorgang des Zwei - Tank Speicherkonzepts

3.7.1 Der Ladevorgang des Zwei – Tank Systems

Vorgewärmtes Wasser wird ins Solarfeld gepumpt, verdampft und überhitzt. Mit dem Wasserdampf wird die Dampfturbine angetrieben. Stellt das Solarfeld mehr Wasserdampf zur Verfügung als im Kraftwerksblock in Elektrizität umgesetzt werden kann, kann der überschüssige Wasserdampf in das thermische Speichersystem geleitet werden. Der Wasserdampf gibt zuerst in einem sensiblen Wärmeübertrager Wärme an Salzschnelze ab, um diese zu überhitzten.

Der abgekühlte Wasserdampf wird dann in den Schneckenwärmeübertrager geleitet. Dort kommt es zur Wärmeübertragung zwischen Wasserdampf und Salzgranulat. Beide Medien wechseln im Schneckenwärmeübertrager ihre Phase: das Salzgranulat schmilzt und der Wasserdampf kondensiert.

3.7.2 Der Entladevorgang des Zwei – Tank Systems

In der Nacht oder bei zu geringer Sonneneinstrahlung kann der thermische Speicher entladen werden. Dazu wird Salzschnmelze aus dem heißen Tank in den sensiblen Wärmeübertrager gepumpt. Das überhitzte Salz gibt sensible Wärme an Wasserdampf ab, um diesen zu überhitzen. Die nur noch leicht überhitzte Salzschnmelze wird dann in den Schneckenwärmeübertrager geleitet, wo der Salzschnmelze weiter Wärme entzogen wird und wo der Phasenwechsel von Salzschnmelze zu Salzgranulat bzw. Wasser zu Wasserdampf vollzogen wird. Das abgekühlte Salzgranulat wird dann im kalten Tank gespeichert.

Beim Zwei – Tank System wird der Wasserdampf, im Gegensatz zum Drei – Tank System, nach dem sensiblen Wärmeübertrager nicht direkt zum Kraftwerksblock transportiert, sondern in einem Zusatzbrenner zusätzlich überhitzt (520 °C). Dieser Umstand ist nötig, da mit zwei Tanks Wasserdampf nur bis 375 °C erhitzt werden kann (vgl. Kapitel 3.5).

3.8 Die Simulationssoftware ColSim

ColSim ist eine modulare Simulationsumgebung die am Fraunhofer Institut für Solare Energiesysteme ISE entwickelt wurde. Das Simulationstool ist für UNIX Betriebssysteme entwickelt worden und benützt die imperative Programmiersprache C. Ziel bei der Entwicklung von ColSim war es, Regelungsstrategien in solarthermischen Anlagen für kleine Zeitschritte (Sekundenbereich) zu untersuchen und zu optimieren [21, 22]. Dies war mit Programmen wie TRANSYS und anderen kommerziell vorhanden Programmen nur unter großem Aufwand möglich, da man die Rechenalgorithmen verändern musste um Konvergenz bei geforderten kleinen Zeitschritten zu erreichen.

In Verbindung mit ColSim existiert eine grafische Oberfläche XFIG. In diese können verschiedene Objekte, genannt Types, wie z.B. Pumpen, Wärmeübertrager oder Speichertanks, eingefügt, verbunden und dann zu einem System aufgebaut werden. Ein Type hat Eingänge (INPUT), Ausgänge (OUTPUT) und Parameter. Man kann den C-Code der Types direkt über XFIG öffnen und sich den zu Grunde liegenden C-Code ansehen, modifizieren oder sich selbst Modelle programmieren. Somit kann jeder Simulationsschritt genau nachvollzogen werden.

Im Gegensatz zu vielen anderen Simulationstools, die zur Berechnung des Systemzustands Gleichungsmatrizen separieren und lösen, benutzt ColSim ein modifiziertes, explizites Euler – Verfahren. Bei dem Verfahren handelt es sich um eine finite Differenzen Methode, die in jedem hydraulischen Type aufgerufen wird. Die Systemgleichungen werden dort zeitnah gelöst [21-23]. Das explizite Euler - Verfahren benötigt für einen stabilen Rechenverlauf kleine Zeitschritte, hat dafür aber Vorteile bei der Rechenzeit und ist leicht zu implementieren [21].

3.8.1 Das Plug Flow Modell

```
struct plugstructure
{
    double Q; /**< [Ws] enthalpy total m_dry,msteam,m_water */
    double T; /**< temperature */
    double h; /**< timestep [s] used in Get_MixedPlug_Fluid() */
    double p; /**< pressure [bar] */
    int ident; /**< character table */

    double init_energy; /**< [Ws] plug initial energy/enthalpy */
    double qdot_in_sum; /**< [Ws] cumulated energy at input of plug*/
    double qdot_out_sum; /**< */
    double qdot_loss_sum; /**< */

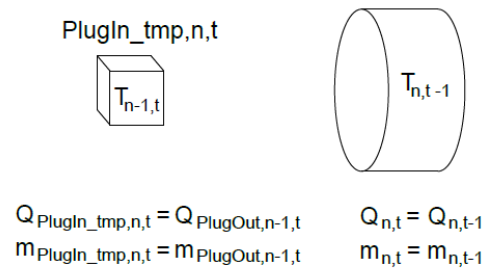
    double x; /**< [-] steam quality */
    double m; /**< delta_m [kg] */
    double m_ad; /**< mass of e.g. salinity [kg] */
    double dm; /**< mass variation due to expansion [kg] */
    double cp; /**< spec heat [kWs/kgK] */
    double U; /**< U-value to ambient [W/K] */

    double TnextPlug; /**< ambient plug temp for ideal stratification;
    following plug temperature */
    double Sf; /**<Strong stratification factor,
    provides ideal shifting thru direct flow */
    int i_node; /**< node index */
};
```

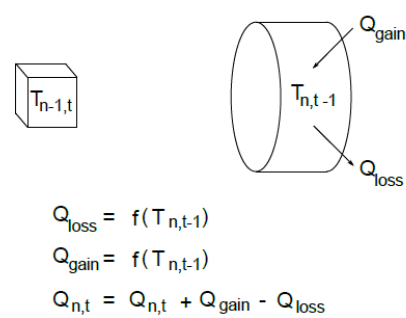
Abbildung 13: Informationen, die in ColSim in einem struct (genannt „Plug“) gespeichert sind

ColSim diskretisiert die Zeit in konstante, vom Benutzer veränderbare Zeitschritte mit Schrittweite h . Somit wird der Fluidstrom diskretisiert. Die Fluidmenge die während eines Zeitschritts in einen Type ein/austritt wird durch einen sogenannten „Plug“ vollständig charakterisiert: der Plug heißt PlugIn beim Eintritt in einen Type bzw. PlugOut beim Austritt aus einem Type. Abbildung 13 zeigt den Aufbau eines Plugs im C – Code. Die Masse m und die Wärmemenge Q des Plugs hängt von der Zeitschrittlänge h ab [22]. Mit dem Plug wird das Fluid mit seinen Stoffeigenschaften in dem System von Komponente zu Komponente transportiert. Die Stoffeigenschaften des Plugs werden für die benötigten Berechnungen in den jeweiligen Types genutzt.

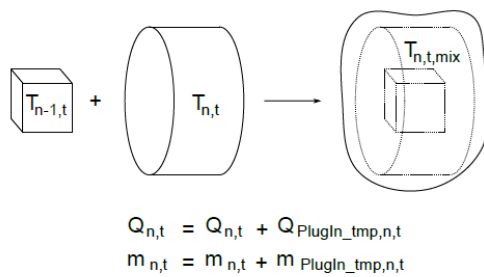
1: Initialization of node n at time step t



2: Accounting for external gains and losses



3: Mixing of plug and node



4: Generation of plug to next node

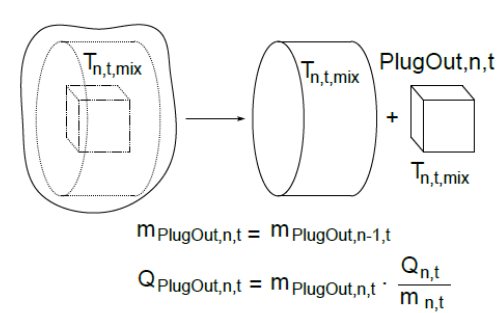


Abbildung 14: Rechenvorgang mit dem Plug Flow Modell - genutzt im Schneckenwärmeübertrager [24]

In ColSim haben hydraulische Types sogenannte Knoten. Knoten (im Englischen "nodes") sind eine Diskretisierung des Ortes, d.h. je mehr Knoten ein Type hat, desto genauer kann eine örtliche Auflösung durchgeführt werden. Als Beispiel kann man sich ein langes Rohr vorstellen, in dem ein heißes Fluid strömt und Wärme an die Umgebung abgibt. In der realen Welt ist das Fluid, wegen der Wärmeverluste am Anfang heißer, als am Ende. Modelliert man das Rohr mit vielen Knoten, kann dieser Umstand abgebildet werden. Verwendet man jedoch nur einen einzigen Knoten, ergibt sich über das ganze Rohr eine einzige Temperatur, was kein gutes Modell der Wirklichkeit ist. Eine hohe Anzahl von Knoten erhöht die Rechenzeit der Simulation. Die richtige Wahl der Knotenanzahl in den Types ist deshalb eine wichtige Aufgabe. Mit Hilfe von Knoten können thermische Trägheitseffekte gut abgebildet werden. Abbildung 14 beschreibt den

Rechenvorgang im Plug Flow Modell, mit der die Temperaturen und die Wärmemengen der Knoten im Beispiel des Rohrs ermittelt werden.

In ColSim gibt es pro Fluidkreislauf immer nur eine Pumpe. In der Pumpe wird der Plug bzw. die Zustandsvariablen des Plugs initialisiert und an die nächste Unit weiter gegeben. Dabei "weiß" die Pumpe wie viel Masse in dem Zeitschritt verschickt wurde und erwartet, dass diese Masse am Ende des Zeitschritts in die Pumpe zurück geliefert wird. Es besteht die Möglichkeit den Massenstrom mit einem sogenannten Diverter (Abschnitt 5.8) zu verzweigen. Die Massenströme müssen dann aber vor der Pumpe wieder mit einem Mixer (Abschnitt 5.8) zusammengeführt werden. Diese *Massenstrombilanzierung* ist einer von zwei von ColSim automatisch am Ende eines Zeitschritts durchgeführter Kontrollmechanismen [22]. Der zweite Kontrollmechanismus ist die Überprüfung der *Energiebilanz*. Dazu wird die Bedingung

$$|Q_{Node} - (Q_{Node,init} + Q_{gains} - Q_{losses})| < \epsilon_{sys} \quad (Gl. 3-10)$$

betrachtet, wobei Q_{Node} die Energie in allen Knoten im aktuellen Zeitschritt $t = n$, $Q_{Node,init}$ die Energie am Anfang der Simulation in allen Knoten im Zeitschritt $t = 0$, Q_{gains} die dazugewonnene Energie über alle Zeitschritte, Q_{losses} die Verluste über alle Zeitschritte und ϵ_{Qsys} die gewählte Abbruchbedingung ist.

4 Aufstellung einer Kostenstruktur für ein direktverdampfendes solarthermisches Kraftwerk

Für die ökonomische Bewertung einer Jahresertragsanalyse eines direktverdampfenden Kraftwerks müssen zwei Arbeitsbereiche erledigt werden: Erstens muss ein Simulationsmodell des Kraftwerks erstellt werden und der vorliegende Kraftwerksbetrieb über ein Jahr simuliert werden. Zweitens muss eine Kostenstruktur für das Kraftwerk aufgestellt werden. Mit dieser können die Simulationsergebnisse dann bewertet werden. Dieses Kapitel beschäftigt sich mit der Aufstellung der Kostenstruktur und mit den Annahmen die dabei getroffen wurden.

Die Investitionskosten machen bei solarthermischen Kraftwerken ungefähr 80% der Gesamtkosten aus, Betriebskosten über die Lebenszeit eines Kraftwerks nur 20% [25]. Somit haben Investitionskosten einen großen Einfluss auf die Energieentstehungskosten.

Solarthermische Kraftwerke ohne Speicher haben im Vergleich zu Kraftwerken mit Speicher, bei einem gleich großen Kraftwerksblock, geringere Investitionskosten und damit geringere spezifische Kosten (€/kW_{el}). Es gibt zwei Gründe dafür, dass Speichersysteme die Investitionskosten erhöhen:

- *Direkte Kostenerhöhung*, da Bedarf an (Stahl-) Tanks, Speichermaterial, Land etc. entstehen.
- *Indirekt Erhöhung der Kosten* durch den Umstand, dass der Speicher beladen werden muss, während der normale Kraftwerksbetrieb nicht beeinflusst werden soll. Somit wird mehr thermische Leistung benötigt, die das Solarfeld bereitstellen muss. Dadurch vergrößert sich das Solarfeld und die Investitionskosten steigen [25].

Da trotz erhöhter Investitionskosten bei Systemen mit einem thermischen Speicher geringere Energieerzeugungskosten möglich werden, sind spezifische Investitionskosten alleine für solarthermische Kraftwerke nicht aussagekräftig [6]. Bei der Aufstellung der Kostenstruktur wurde auf Studien und Kostenberichte in der Literatur zurückgegriffen. Es wurden Angebote eingeholt und Daten aus Simulationssoftware Programmen wie z.B. Thermoflex genutzt. Darüber hinaus fließen Erfahrungswerte der Gruppe STO des Fraunhofer-Instituts für Solare Energiesysteme ISE, Freiburg in die Kostenangabe mit ein. Die Investitionskosten wurden in vier Kostengruppen unterteilt:

- Thermisches Energiespeichersystem
- Kraftwerksblock
- Solarfeld
- Arbeits- und sonstige Kosten.

4.1 Kostenstruktur des Drei - Tank Speicherkonzepts

In Tabelle 4 werden die Gesamtinvestitionskosten eines direktverdampfenden solarthermischen Kraftwerks mit der Drei - Tank Speicherkonfiguration (Kapitel 3.6) aufgelistet. Die Rahmenbedingungen für das Kraftwerk wurden in Abschnitt 3.4 beschrieben. Im Folgenden werden die vier Hauptkostenpunkte genauer untersucht.

Tabelle 4: Die aufgestellten Gesamtinvestitionskosten eines 50 MW_{el} – direktverdampfenden Kraftwerks mit dem Drei – Tank Speichersystem

Kostenpunkte	Kosten [€]
Thermisches Energiespeichersystem	51.128.387
Solarfeld	122.782.500
Kraftwerksblock	49.896.550
Arbeits- und sonstige Kosten	82.879.579
Gesamtkosten	306.667.659

4.1.1 Kosten des Thermischen Energiespeichersystems

Das Thermische Energiespeichersystem beinhaltet die Schneckenwärmeübertrager. Diese wurden noch nie in großem Maßstab gebaut. Deshalb wurden die Kosten des Speichersystems in diesem Kapitel genau untersucht. Für die Aufstellung der Kostenstruktur wurde angenommen, dass jeweils vier Wellen in einem Trog ein Schneckenwärmeübertrager Modul bilden. Tabelle 5 zeigt, in welche Kostenfaktoren das Thermische Energiespeichersystem unterteilt wurde. Die Unterpunkte werden im Folgenden genauer beschrieben.

Tabelle 5: Die aufgestellten Systemkosten für einen thermischen Drei-Tank-Speicher

Kostenpunkte	Kosten [€]
Schneckenwärmeübertrager	
SWÜ - Module	35.417.999
Fundament SWÜ	170.359
Stahlstruktur	201.300
Wärmeübertrager – sensibel	1.884.960
Speichermaterial NaNO₃	7.657.200
Tanks	
Stahlkosten Tanks	707.348
Heizung Tanks	114.666
Fundament Tanks	311.468
Isolierung Tanks	481.865
Nitratsalzpumpe	1.000.196
Schneckenförderer	569.333
Peripheriekomponenten	
Armaturen	2.500.000
Verrohrung, Stützen	84.229
Organisches Medium (HTF)	27.462
Gesamt	51.128.387

4.1.1.1 Kosten für Schneckenwärmeübertrager

In diesem Abschnitt werden die Kosten für die Schneckenwärmeübertrager Apparate, für das Fundament der Schneckenwärmeübertrager und für die Stahlstruktur, auf der die Schneckenwärmeübertrager gelagert sind vorgestellt.

Die Schneckenwärmeübertrager Module werden in 3 Schichten übereinander gestapelt. Jedes Modul hat 4 Schneckenwellen mit 1 m Durchmesser. Da eine latente, thermische Leistung von $86 \text{ MW}_{\text{th}}$ übertragen werden sollen und ein Schneckenwärmeübertrager Modul, nach projektinternen Berechnungen, $707 \text{ kW}_{\text{th}}$ überträgt, werden 122 Module benötigt.

Die benötigten *Schneckenwärmeübertrager* stellen den größten Kostenfaktor im Speichersystem dar (vgl. Tabelle 5) und tragen 11,5% zu den gesamten Investitionskosten des Kraftwerks bei. Im Rahmen des INNOLAT Projekts wurde eine detaillierte Kostenstruktur für einen Schneckenwärmeübertrager aufgestellt. Dabei wurden (a) Personalkosten und (b) Materialkosten unterschieden.

- a. Aus einem persönlichen Gespräch mit einem Projektpartner aus der Industrie wurde in Erfahrung gebracht, dass die Fertigungsdauer eines Schneckenwärmeübertrager Moduls $t = 2000$ h beträgt, wobei *Personalkosten* von 45 €/h angenommen werden. Schweißkosten wurden mit 12.816 € pro Schneckenwärmeübertrager Modul veranschlagt. Daraus ergeben sich personalspezifische Kosten von 145,43 €/kW_{th} pro Schneckenwärmeübertrager Modul:

$$\frac{45 \frac{\text{€}}{\text{h}} * 2.000 \text{ h} + 12.816 \text{ €}}{707 \text{ kW}_{th}} = 145,43 \frac{\text{€}}{\text{kW}_{th}} \quad (\text{Gl. 4-1})$$

- b. In Abbildung 15 ist eine Aufschlüsselung der *Materialkosten* des Schneckenwärmeübertragers zu sehen. Der größte Kostenpunkt sind dabei die Kosten für den Kohlenstoffstahl, der für den Bau der Schneckenwärmeübertrager benötigt wird. Die materialspezifischen Kosten liegen bei 247,36 €/kW_{th}.

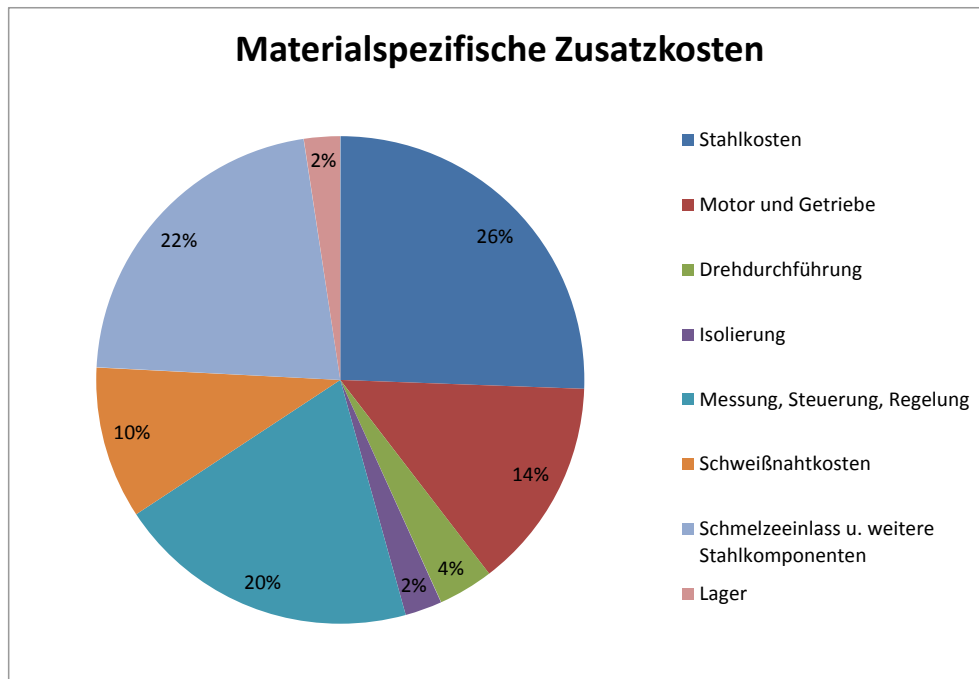


Abbildung 15: Kreisdiagramm für die Zusatzkosten eines Schneckenwärmeübertrager - Moduls

Die material- und personalspezifischen Kosten ergeben zusammen die gesamtspezifischen Kosten. Diese betragen 412 €/kW_{th}, wobei ein Sicherheitszuschlag von 10% berücksichtigt wurde.

Für den Lade- und Entladeprozess bei drei Tanks wird eine latente, thermische Leistung von 86 MW_{th} benötigt. Die Gesamtkosten für die SWÜ Module liegen dann bei rund 35,4 Mio. € (vgl. Tabelle 5).

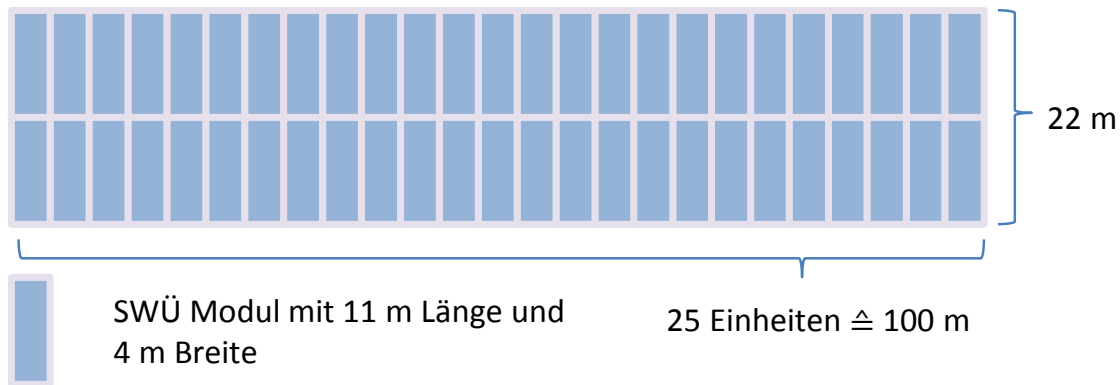


Abbildung 16: Skizze für die Grundfläche: in zwei Reihen, 25 SWÜ Module nebeneinander

Das *Fundament* der Schneckenwärmeübertrager Module besteht aus einer 0,6 m dicken Betonschicht, die mit Stahlstücken verstärkt wurden [26][26](Kelly & Kearney, 2006)[26]. Die Kosten für die Beton/Stahl Mischung wurden nach [26] berechnet. Dabei wurde ein Dollar zu Euro Wechselkurs von 1 zu 0,75 berücksichtigt. Die Kosten für die Beton/Stahl Mischung liegen bei 107,55 €/m³. Für die Kostenberechnung des Fundaments, wird angenommen, dass die Schneckenwärmeübertrager gemäß Abbildung 16 angeordnet werden: Es werden zwei Reihen von je 25 Schneckenwärmeübertrager Modulen aufgestellt. Die Breite eines Schneckenwärmeübertrager Moduls beträgt 4 m, womit die Reihe 100 m lang ist. Die Breite der zwei Reihen beträgt 22 m (da 1 Schneckenwärmeübertrager Modul 11 m lang ist). Mit einem Sicherheitsfaktor von 1,2 ergibt sich eine zu betonierende Grundfläche von 2640 m². Für das ganze Fundament fallen daher Kosten von 170 359 € an:

$$2640 \text{ m}^2 * 0,6 \text{ m} * 107,55 \frac{\text{€}}{\text{m}^3} = 170.359 \text{ €} \quad (\text{Gl. 4-2})$$

Die *Stahl-Tragstruktur* für die Schneckenwärmeübertrager ist in Abbildung 17 skizziert. Für die Stahlstruktur wurden Kosten von 201 300 € angenommen.

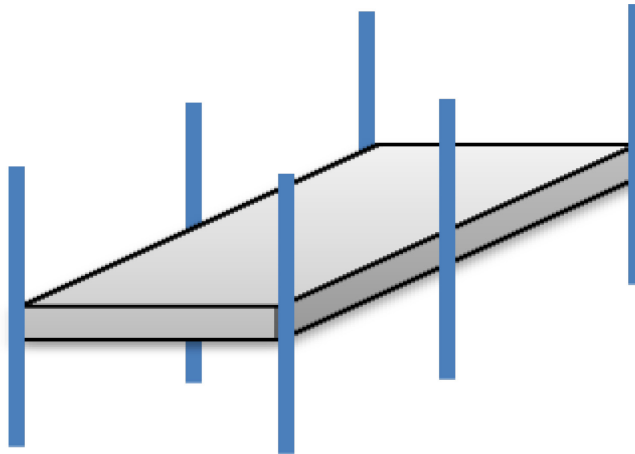


Abbildung 17: Skizze der Stahlstruktur der SWÜ

4.1.1.2 Sensible Wärmeübertrager

In [25] wurde eine Kostenstruktur von einem 50 MW Parabolrinnenkraftwerk aufgestellt. Die dort eingesetzten, sensiblen Wärmeübertragern sind auf die Wärmeträgermedien Thermoöl bzw. Salzschnmelze ausgelegt. Im direktverdampfenden Kraftwerk handelt es sich bei den Wärmeträgermedien jedoch um Wasser(dampf) bzw. Salzschnmelze. Außerdem unterscheiden sich die Arbeitsdrücke und Temperaturen. Aus diesem Grund wurde, neben einem Dollar Euro Wechselkurs von 1 zu 0,75, ein Sicherheitsfaktor von 10 % berücksichtigt. Die spezifischen Kosten eines sensiblen Wärmeübertragers liegen dann bei 35,64 €/kW_{th}. Die Gesamtinvestitionskosten betragen 1.884.960 €.

4.1.1.3 Kosten für das Speichermaterial

Wie in Abschnitt 3.4 beschrieben besteht für den Betrieb des direktverdampfenden Kraftwerks ein Wärmeleistungsbedarf von 138,89 MW_{th}. Bei einer Speicherdauer von 7,7 h benötigt das Salz eine Kapazität von 1.069 MWh. Mit den Stoffwerten von Natriumnitrat (vgl. Anhang Wärmekapazität und Schmelzenthalpie von NaNO₃) und der Temperaturdifferenz ΔT (vgl. Abbildung 10), die das Speichermaterial Natriumnitrat bei der Speicherung durchläuft,

ergibt sich eine benötigte Speichermasse von 10.702 Tonnen. Der Natriumnitratpreis wurde mit 0,6 €/t angenommen.

Daraus ergeben sich Kosten von 7.657.200 € für das Salz.

4.1.1.4 Speichertanks

Die Gesamtkosten der Speichertanks setzen sich aus den Stahlkosten der Tanks, aus den Kosten für das Fundament der Tanks und aus der Isolierung der Tanks zusammen.

Die Speichertanks (kalt, mittel, heiß) sind zylindrisch. Die Geometrie der Tanks kann in Tabelle 6 nachgelesen werden. Bei der Auslegung des kalten Tanks wurde beachtet, dass die Schneckenwärmeübertrager als eine zusätzliche Speicherkapazität dienen können: Bei einem vollständig entladenen Speichersystem ist der kalte Tank gefüllt und ein Teil des Salzgranulats kann in den Schneckenwärmeübertragern gespeichert werden. Dadurch kann der kalte Tank kleiner dimensioniert werden, womit Kosten gesenkt werden können. Es wird angenommen, dass 60% eines Schneckenwärmeübertrager Moduls (entspricht einer Kapazität von 19,52 m³) als Speicher verwendet werden kann.

Tabelle 6: Geometrische Abmessungen von kalten, mittleren und heißem Tank für eine 7,7 h Speicherdauer

	kalter Tank [m]	Mittlerer Tank: [m]	Heißer Tank [m]
Höhe	12	12	12
Durchmesser	24,61	19,46	12,74
Grundfläche [m ²]	475,51	297,28	127,40
Oberfläche (ohne Grundfläche) [m ²]	1403,12	1030,72	607,56
Dicke Edelstahlschichtdicke	0	0,00108	0,00108
Dicke Kohlenstoffstahlschicht (Wand)	0,03	0,03	0,04
Dicke Kohlenstoffstahlschicht (Boden)		0,008	
Dicke Kohlenstoffstahlschicht (Decke)		0,006	

Für die *Stahlkosten der Tanks* wurde die Stahlmasse der Tanks berechnet und diese dann mit spezifischen Stahlkosten multipliziert. Der kalte Tank besteht vollständig aus Kohlenstoffstahl. Beim mittleren und beim heißen Tank trägt der

Kohlenstoffstahl die strukturelle Last. Zusätzlich wird der Kohlenstoffstahl mit einer Edelstahlschicht überzogen um die korrosiven Effekte von Natriumnitrat auf die Stahlwände zu reduzieren. Die Abtragungsrate von Edelstahl (304 SS) in einem Salztank unter thermischer Belastung liegt bei 595 °C bei 0,024 mm/Jahr [27]. Legt man die Tanks auf 30 Jahre aus und rechnet man einen Sicherheitsfaktor von 1,5 ein, benötigt man eine 1,08 mm dicke Edelstahlschicht über dem Kohlenstoffstahl. Die Kohlenstoffstahlschicht Dicke der Tanks wurde beim kalten und mittleren Tank mit 0,03 m, beim heißen Tank mit 0,04 m angenommen. Der Boden wurde mit 0,008 m, die Dicke der Decke mit 0,006 m angenommen [26]. Für den Edelstahl wurde ein Preis von 3.800 €/t, für den Kohlenstoffstahl ein Preis von 1.000 €/t angenommen. Daraus ergeben sich Stahlkosten für die drei Tanks von rund 707.348 €.

In [25] kostet die *Tankheizung* 200.000 €, was Tankoberflächen - spezifische Kosten von 69,99 €/m² ergibt. Dieser Wert wurde mit der Tankoberfläche der verwendeten Tanks multipliziert (siehe Tabelle 6), wobei für den kalten Tank keine Heizung benötigt wird. Daraus ergeben sich Kosten für die Tankheizung von 114.666 €.

Für die Preise des *Fundaments der Tanks* wurde [26] als Grundlage genommen: Die Grundfläche der drei Tanks soll mit einem Fundament ausgestattet werden, welches sich aus folgenden Bestandteilen zusammensetzt:

- Eine mit Stahl stabilisierte Betonschicht: Die Kosten für die Betonschicht wurden analog zu Abschnitt 4.1.1.1 - Fundament der Schneckenwärmeübertrager berechnet. Die zu betonierende Fläche beträgt rund 990 m² (Grundfläche der Tanks + 10% Sicherheitszuschlag). Die Kosten für die Betonschicht belaufen sich auf 85.874 €.
- Eine Isolierende Betonschicht: Der Preis für die isolierende Betonschicht liegt bei 100,79 €/m³. Diese Schicht wird nur beim heißen Tank benötigt. Bei einer Schichtdicke von 0,19 m und einer Grundfläche von 127,40 m² (vgl. Tabelle 6) ergeben sich Kosten von 2.470 € für diese Schicht.

-
- Eine Schaumglasschicht: Die Dicke der Schaumglasschicht verhält sich indirekt proportional zu der Tanktemperatur. Bei einer Tank Temperatur von 290 °C benötigt man eine 400 mm dicke Schicht, bei einer Temperatur von 565 °C eine 300 mm dicke Schaumglasschicht. Schaumglas kostet 358,58 €/m³. Die Kosten dieser Schicht betragen dann 137.066 €.
 - Für eine Schicht aus feuerfesten Steinen und für einen Ringwall um die Tanks werden rund 38.000 Steine zu je 2 €/Stein benötigt. Die Gesamtkosten belaufen sich dann auf etwa 76.000 €.
 - Für die Fundamentkühlung wurden Kosten von 10.000 € angenommen.

Die Gesamtkosten für das Fundament der Tanks betragen 311.468 €.

Die *Isolierung der Tanks* wurde nach Quelle [26] berechnet. Es wurde angenommen, dass die Kosten für die Isolierung direkt proportional mit der Tank Temperatur variieren. Bei 290 °C fallen Kosten von 161,27 € pro m² Tankoberfläche an, bei 310 °C 165,05 €/m² und bei 540°C 236,87 €/m². Die Gesamtkosten betragen dann 481.865 €.

4.1.1.5 Nitratsalzpumpen

Aus der Speicherdauer und der der Speichermasse wurde zuerst der zu fördernde Volumenstrom (m³/h) berechnet. Dieser liegt bei 760 m³/h. Aus einem Angebot aus der Industrie an das Fraunhofer Institut ISE, Freiburg wurde ein spezifischer Preis für Pumpanlagen berechnet. Dieser liegt bei 658 €/(m³/h). Da zum Laden/Entladen zwei Pumpensets benötigt werden, ergibt sich ein Preis für die Nitratsalzpumpen von 1.000.196 €.

4.1.1.6 Schneckenförderer

In Abbildung 16 ist eine Skizze der Anordnung der Schneckenwärmeübertrager zu sehen (erklärt in 4.1.1.1), mit der die benötigte Förderlänge (inklusive Sicherheitszuschlag) auf 171 m abgeschätzt wurde. Aus einem Angebot von einem

Partner aus der Industrie wurde ein spezifischer Preis für Schneckenförderer von 3333,33 €/m Förderlänge errechnet.

Daraus ergeben sich Gesamtkosten von 569.333 €.

4.1.1.7 Peripheriekomponenten

In diese Kategorie fallen Armaturen und Verrohrung und Stützen. Für Armaturen wurden Gesamtkosten von 2.500.000 € angenommen. Die Kosten für Verrohrung und Stützen wurden mit den Kosten für Andasol verglichen und skaliert, wobei der Skalierungsfaktor das Verhältnis von der Speichermasse vom Andasol 1 Kraftwerk zu der Speichermasse im direktverdampfenden Kraftwerk ist. Die Gesamtkosten für die Peripheriekomponenten liegen bei knapp 2.600.000 €.

4.1.1.8 Organisches Wärmeträgermedium

Im Rahmen des INNOLAT – Projekts wird gerade an dem Einsatz eines organischen Wärmeträgermediums im Schneckenwärmeübertrager gearbeitet. Der Vollständigkeit wegen wird dieses hier mitberücksichtigt. Die Kosten des organischen Wärmeträgermediums wurden mit 27.462 € geschätzt.

4.1.2 Solarfeldkosten

Für das direktverdampfende Kraftwerk mit einem thermischen Energiespeichersystem wird das Solarfeld mit einem „Solar multiple“ von 2 ausgelegt. D.h. das Solarfeld muss unter nominalen Bedingungen 277,78 MW_{th} bereitstellen, was der doppelten Turbinenleistung (138,89 MW_{th}) entspricht. Nach Gleichung (Gl. 3-1) und unter den Rahmenbedingungen DNI = 900 W/m², $\eta_{opt} = 0,65$, $P_{loss} = 43,96$ W/m² ergibt sich eine Fläche von 513.412 m². Berücksichtigt man einen Sicherheitszuschlag von 25 %, ist das Solarfeld rund 642.000 m² groß.

Landaufbereitung: Das Computerprogramm System Advisor Model (SAM) gibt flächenspezifische Kosten für die Landaufbereitung von 15 €/m² an [28].

Solarfeld: Ein Solarfeld – Hersteller und Projektpartner für das INNOLAT – Projekt war verantwortlich für die Kostenabschätzung des Solarfelds. Laut diesem belaufen sich die spezifischen Kosten des Solarfelds auf 150 €/m².

Das *Wärmeträgermedium System* (HTF – System) beinhaltet Armaturen, Isolierung und Verrohrung und Stützen. Laut dem Computerprogramm System Advisor Model (SAM) liegen die flächenspezifischen Kosten des HTF – Systems bei 26,25 €/m² [28].

Somit liegen die Gesamtkosten von 1 m² Solarfeld bei 191 €/m².

Tabelle 7 gibt einen Überblick der Kosten die für das Solarfeld berücksichtigt wurden.

Tabelle 7: Kostenübersicht für das Solarfeld

Kostenpunkte	Kosten [€]	Spez. Kosten
Landaufbereitung	9.630.000	15 €/m ²
Solarfeld	96.300.000	150 €/m ²
HTF - System Verrohrung, Stützen, Isolierung und Armaturen	16.852.500	26 €/m ²
GESAMT	122.782.500	

4.1.3 Kraftwerksblock

Für den Kraftwerksblock wurden spezifische Kosten von 997,93 €/kW_{el} angenommen [29]. Bei einem 50 MW_{el} Kraftwerk ergeben sich dann Kosten von 49.896.550 €.

4.1.4 Arbeits- und sonstige Kosten

Der vierte und letzte wichtige Kostenpunkt des solarthermischen Kraftwerks sind Arbeits- und sonstige Kosten. Tabelle 8 gibt einen Überblick über die anfallenden Kosten. Diese werden hier kurz erläutert:

- *Personalkosten für das thermische Speichersystem:* Diese Kostenannahmen beruhen auf einer Fraunhofer ISE internen Kostenstruktur für ein solarthermisches Kraftwerk. Dabei wurden die Kosten für Forschung und Entwicklung (F u. E) direkt übernommen. Die Kosten für die Konstruktion und die mechanische und elektrische Montage der Komponenten wurden (mit dem Verhältnis der Speichermassen zueinander) skaliert.
- *Personalkosten für Solarfeld* wurden auf 14 Mio. €, die *Personalkosten für den Kraftwerksblock* auf 11 Mio. € geschätzt.
- *Projektentwicklung, Management und Finanzierung:* Die Kosten für die Projektentwicklung und Management belaufen sich auf 30 Mio. €. Die Finanzierung kostet 16 Mio. € [6].

Tabelle 8: Arbeits- und sonstige Kosten

Kostenpunkte	Kosten [€]
Personalkosten für thermische Speichersystem	
Forschung und Entwicklung	5.000.000
Konstruktion	4.477.895
Mechanische u. Elektrische Montage	1.601.684
Personalkosten für Solarfeld	
Solarfeld, Verrohrung	14.000.000
Personalkosten für Kraftwerksblock	11.000.000
Projektentwicklung und Management	30.000.000
Finanzierung	16.800.000
GESAMT	82.879.579

4.2 Kostenstruktur des Zwei - Tank Speichersystems

Die Aufstellung der Kostenstruktur für das Zwei - Tank Modell ist weitgehend analog zu der beschriebenen Kostenstruktur des Drei – Tank Speichersystems (Kapitel 4.1). Die Kostenpunkte, die sich im Zwei – Tank Modell stark vom Drei – Tank Modell unterscheiden, werden hier kurz vorgestellt.

-
- *Fossiler Zusatzbrenner:* Im Zwei Tank System wird im Entlademodus ein fossiler Zusatzbrenner eingesetzt um den Wasserdampf zu überhitzen. Für den Brenner wurden Kosten von 200.000 € angenommen.
 - *Anzahl der benötigten Schneckenwärmeübertrager:* In Abbildung 9 ist zu sehen, dass durch den Einsatz des fossil gefeuerten Zusatzbrenners die thermische Leistung, die das Speichersystem zur Verfügung stellen muss, sinkt. Dadurch sinkt die Anzahl der benötigten Schneckenwärmeübertrager Module von 123 (86 MW_{th}) im Drei - Tank Speichersystem auf 95 (66,5 MW_{th}) im Zwei - Tank – Speichersystem. Die Kosten reduzieren sich dadurch von rund 35,4 Mio. € auf 27,4 Mio. €. Neben den Kosten für die Schneckenwärmeübertrager Module wird gleichzeitig ein kleinerer sensibler Wärmeübertrager benötigt: es fallen nur noch Kosten von 1,1 Mio € an.
 - *Salzmenge:* Durch die geringere geforderte Entladeleistung des Speichers, wird für die gleiche Speicherdauer im Zwei - Tank System weniger Salz benötigt als im Drei - Tank System. Dadurch sinken die Kosten für Natriumnitrat von 7.657.200 € im Drei – Tank System auf 6.421.200 € im Zwei – Tank System.
 - *Tanks:* Beim Zwei – Tank Speicherkonzept wird gegenüber dem Drei – Tank Konzept ein Tank eingespart. Dadurch senken sich die Tankgesamtkosten von rund 1,75 Mio. € auf 1,45 Mio. €.
 - Durch die geringere Leistung des Speichers beim Entladen, kann auch das *Solarfeld* kleiner dimensioniert werden: Statt der 277,78 MW_{th} werden nur noch 248,26 MW_{th} benötigt. Analog zur Vorgehensweise in Abschnitt 4.1.2, ergibt sich eine Solarfeldgröße von 570.000 m² für die Zwei – Tank Speicherkonfiguration.

In Tabelle 10 ist eine Kostenübersicht für das gesamte Kraftwerkslayout gegeben. Tabelle 9 gibt die Kostenaufschlüsselung des thermischen Speichersystems an.

Tabelle 9: Systemkosten für den thermischen Speicher für das Zwei - Tank Konzept

Kostenpunkte	Kosten [€]
Schneckenwärmeübertrager	
SWÜ - Module	27.387.173
Fundament SWÜ	132.657
Stahlstruktur	156.750
Wärmeübertrager – sensibel	1.140.480
Speichermaterial NaNO₃	6.421.200
Tanks	
Stahlkosten Tanks	657.124
Heizung Tanks	91.082
Fundament Tanks	480.859
Isolierung Tanks	464.001
Nitratsalzpumpe	838.748
Schneckenförderer	321.195
Balance of storage	
Armaturen	1.500.000
Begleitheizung	1.000.000
Verrohrung, Stützen	70.633
Organisches Medium (HTF)	21.385
Fossiler Zusatzbrenner	200.000
Gesamt	40.883.288

Tabelle 10: Gesamtinvestitionskosten eines 50 MW_{el} - Kraftwerks für konzentrierende solarthermische Energieerzeugung mit einem Drei – Tank Speichermodell

Kostenpunkte	Kosten [€]
Thermisches Energiespeichersystem	40.883.288
Solarfeld	109.012.500
Kraftwerksblock	49.896.550
Arbeits- und sonstige Kosten	82.048.351
Gesamtkosten	281.840.689

5 Modellierung des direktverdampfenden Kraftwerks in ColSim

Im Rahmen dieser Arbeit wurde in der Simulationsumgebung ColSim je ein Systemsimulationsmodell für ein direktverdampfendes Kraftwerk mit einem Zwei – Tank und einem Drei - Tank Speicher aufgebaut. Die Systeme wurden aus verschiedenen, teilweise schon vorhandenen ColSim Types zusammengebaut, die gegebenenfalls angepasst wurden. Diese Types werden in diesem Kapitel genauer beschrieben. Diese Systemsimulationsmodelle wurden anschließend dafür genutzt, Jahressimulationen durchzuführen und den elektrischen Ertrag einer Kraftwerkskonfiguration zu bestimmen (siehe Kapitel 6). Dafür ist vor allem das stationäre Verhalten der Simulation ausschlaggebend, die Auswirkung von dynamischen Vorgängen wurde nur näherungsweise modelliert.

5.1 Die Pumpe

In jedem Zeitschritt wird ein Plug in der Pumpe initialisiert und von dieser durch den Fluidkreislauf (Salz, Wasser) geschickt. In der Pumpe ist die Bedingung implementiert, dass am Ende des Zeitschritts die gleiche Masse in der Pumpe ankommt, die am Anfang des Zeitschritts weggeschickt wurde, damit die Massenstrombilanzierung nicht verletzt wird (vgl. Abschnitt 3.8).

In solarthermischen Kraftwerken spielen die Verluste der Speisewasser Pumpe eine wichtige Rolle [30]. Zur Berechnung der Pumpleistung wird folgende Formel benutzt:

$$P = \frac{\Delta p * \dot{v}}{\eta_{Pumpe}} \quad (Gl. 5-1)$$

, wobei P die Leistung [W], Δp der Druckverlust [Pa], \dot{v} der Volumenstrom [m^3/s] und η_{Pumpe} der Pumpenwirkungsgrad ist. In der Simulation wurde für den Pumpenwirkungsgrad der Solarfeldpumpe $\eta_{Pumpe} = 0,75$ angenommen [30].

Im Salzkreislauf wurden im Schneckenwärmeübertrager und im sensiblen Wärmeübertrager keine Druckverluste berechnet. Deshalb wird die Pumpleistung der Salzpumpe (nach (Gl. 5-1)) ignoriert.

5.2 Schneckenwärmeübertrager

Im Schneckenwärmeübertrager findet der Phasenwechsel des Speichermaterials (NaNO_3) und des Wärmeträgerfluids (Wasser) statt. Das Modell des Schneckenwärmeübertragers wird hier an Hand des Entladevorgangs erklärt:

- Die kapazitive Masse (PCM und HTF), des Schneckenwärmeübertragers wird in eine frei wählbare Anzahl an Knoten diskretisiert.
- Wärmeträgerseite: Die flüssige Eintrittsmasse (PlugIn) wird mit dem Inhalt der Knoten des Schneckenwärmeübertragers (Wasser/Dampf) vermischt (vgl. Verfahren nach Abbildung 14). Als Bedingung für die Austrittsmasse (PlugOut) gilt ein möglichst hoher Dampfanteil: bei ausreichend Dampf ist $x = 1$, ansonsten wird x entsprechend der vorhandenen Dampfmasse berechnet. Anschließend werden die physikalischen Eigenschaften (Q , T , c_p , x) des Plugs und der Wasser/Dampf Knoten neu berechnet und der Plug verlässt den Schneckenwärmeübertrager.
- Salzseite: Die flüssige Eintrittsmasse (PlugIn) wird mit dem Inhalt der Salzgranulat/Schmelze Knoten gemischt und die physikalischen Eigenschaften des Plugs und der Knoten werden neu bestimmt. Dann verlässt der mit Granulat gefüllte PlugOut den Schneckenwärmeübertrager.
- Am Ende eines Zeitschrittes wird die übertragene Wärme zwischen den Knoten von Salz(schmelze) und Knoten von Wasser(dampf) nach der Formel:

$$\dot{Q} = k * A * \Delta T \quad (\text{Gl. 5-2})$$

berechnet, wobei \dot{Q} der Wärmestrom [W], k der Wärmeübergangskoeffizient [W/(m²K)] und ΔT die Temperaturdifferenz zwischen den Fluiden [K] ist. Durch die Wärme, die vom Salz an das Wasser abgegeben wird, verfestigt sich Salz bzw. verdampft Wasser.

- Beim Entladen bestimmt die Masse an erzeugtem Wasserdampf, die in diesem Zeitschritt durch die Wärmeübertragung entstanden ist, den Wassermassenstrom in der Speisewasserpumpe des nächsten Zeitschritts. (Beim Laden wird der Wasserdampf Massenstrom vom Solarfeld bestimmt, vgl. Abschnitt 5.6).
- Beim Entladen wird der Salzmassenstrom durch die Fördergeschwindigkeit des Salzgranulats im Schneckenwärmeübertrager limitiert. Durch diese Begrenzung wird auch die Wärmeleistung der Schneckenwärmeübertrager beschränkt. Beim Laden gibt es diese Restriktion nicht: hier wird angenommen, dass das gesamte flüssige Salz sofort aus dem Schneckenwärmeübertrager abgeführt werden kann.
- Im Schneckenwärmeübertrager können Wärmeverluste berücksichtigt werden. Dazu wird (Gl. 5-2) verwendet, wobei sich ΔT aus der Temperaturdifferenz zwischen den Wasser(dampf) Knoten und der Umgebungstemperatur ergibt.

Der Ladevorgang ist zum Entladevorgang analog. Ein wichtiger Parameter im Schneckenwärmeübertrager ist der Wärmeübergangskoeffizient k [W/(m²K)]. Dieser hat einen großen Einfluss auf die thermische Leistung des Schneckenwärmeübertragers. Für die Simulationen in dieser Arbeit wurde ein Wärmeübergangskoeffizient von 142 W/(m²K) angenommen. Die Wärmeverluste die im Schneckenwärmeübertrager anfallen werden mittels Gleichung (Gl. 5-2) berechnet.

5.3 Sensible Wärmeübertrager

Dieser Wärmeübertrager wird für die sensible Wärmeübertragung zwischen Salzschnmelze und Wasserdampf (Überhitzung) eingesetzt. In jedem Zeitschritt wird zuerst die Energiemenge berechnet die zwischen Wasserdampf und Salzschnmelze übertragen wird. Dazu werden die Fluide im Wärmeübertrager in Knoten diskretisiert. Zwischen den Knotenpaaren wird ein Wärmestrom nach Gleichung (Gl. 5-2) berechnet. Dann werden die Plugs mit den Knoten gemischt (siehe Abbildung 14) und die physikalischen Eigenschaften (z.B. Temperatur T oder die Wärmekapazität c_p) des Knotens werden neu bestimmt. In dem Modell werden Wärmeverluste (nach Gleichung (Gl. 5-2)) berücksichtigt.

Im Verlauf der Arbeit hat sich herausgestellt, dass eine korrekte Wahl bei den Anzahl der Knoten im sensiblen Wärmeübertrager einen wichtigen Einfluss auf die Genauigkeit der Ergebnisse hat: zu viele Knoten haben eine negative Auswirkung auf die Rechenzeit, eine zu geringe Anzahl an Knoten wirkt sich negativ auf die Genauigkeit der Ergebnisse aus.

5.4 Kraftwerksblock

Tabelle 11: Grenzen in denen der Kraftwerksblock betrieben werden kann

	Maximal	Minimal
Umgebungstemperatur [°C]	50	0
Eintrittsdruck Turbine [bar]	150	62
Eintrittstemperatur Turbine [°C]	570	420
Dampf Massenstrom [kg/s]	64	16

Im Kraftwerksblock wird das Verhalten einer mehrstufigen Dampfturbine, eines Generators, eines Kondensators, verschiedener Speisewasserpumpen und Vorwärmer abgebildet. In ColSim erfolgt dies durch ein 1-Knoten-Modell, in dem das Verhalten sämtlicher Komponenten zusammengefasst beschrieben wird (siehe Abbildung 18).

Der Kraftwerksblock errechnet die elektrische Leistung der Turbine durch Interpolation von Kennfeldern, die auf Datensätzen aus dem Programm Thermoflex beruhen [29]. Dabei sind die verfügbare thermische Energie Q_m (abhängig vom Eintrittsmassenstrom und der Eintrittstemperatur), die Umgebungstemperatur T_{amb} , der Eintrittsdruck p_m und die Eintrittstemperatur des Wasserdampfes T_m Eingangsparameter, mit denen durch Polynomfits die Austrittsbedingungen bestimmt werden. Bei der Bestimmung der elektrischen Nettoleistung berücksichtigt das Modell parasitäre Effekte (z.B. Druckverlust in der Speisewasserpumpe oder Verluste im Kondensator). Die Grenzen, für die das Kraftwerksblock Modell ausgelegt ist, sind in Tabelle 11 aufgelistet.

Das Kegelgesetz:

Stodola hat für Dampfturbinen das Kegelgesetz eingeführt :[31]

$$\frac{\dot{m}_T}{\dot{m}_0} = \sqrt{\frac{p_{\alpha T}^2 - p_{\omega T}^2}{p_{\alpha 0}^2 - p_{\omega 0}^2} * \frac{T_{\alpha 0}}{T_{\alpha T}}} \quad (Gl. 5-3)$$

wobei, \dot{m} den Dampfmassenstrom, p den Druck und T die Temperatur darstellt. Die Indizes 0 stehen für Volllast und T für Teillast, α für den Eintritts- und ω für den Austrittszustand. Eine Dampfturbine wird auf einen bestimmten Arbeitspunkt (mit einem bestimmten Massenstrom, Temperatur und Druck) ausgelegt. Weichen die Betriebsbedingungen von diesem optimalen Fall ab, gilt Gleichung (Gl. 5-3).

Wie in Abschnitt 3.5 beschrieben wurde, sind Druck und die Temperatur des Wasserdampfes, der zur Turbine geleitet wird, in der Nacht geringer als am Tag. Daraus ergeben sich, nach Gleichung (Gl. 5-3), Restriktionen für den Nacht

Wasserdampf Massenstrom. Eine Konsequenz daraus ist, dass sich die Entladeleistung des thermischen Speichersystems verändert. Die Einschränkung durch (Gl. 5-3) wurde in dieser Arbeit nicht betrachtet.

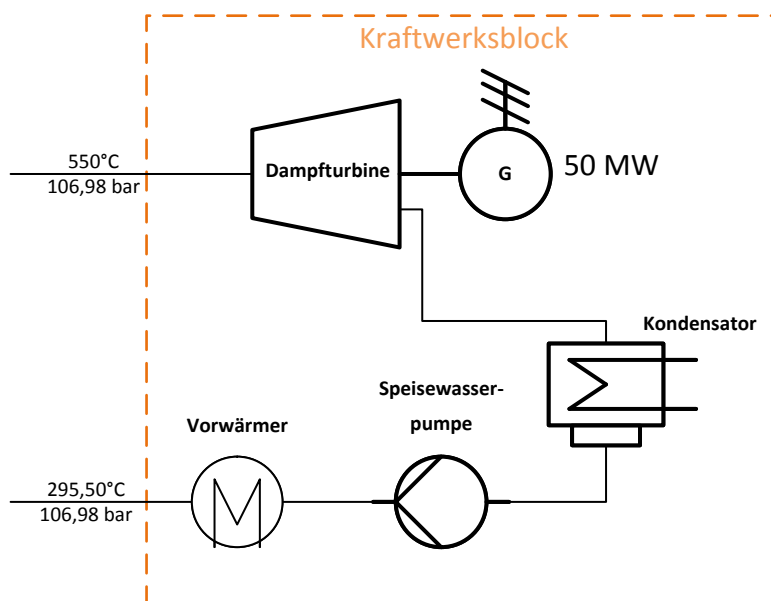


Abbildung 18: Komponenten, die in der Simulation im Kraftwerksblock zu einem Modell zusammengefasst sind

5.5 Die Speichertanks

Für das Zwei – und das Drei Tank Speichersystem wird ein Modell für die Speichertanks benötigt. Die Speicherung von Masse ist in ColSim wegen der Art der Massenbilanzierung (Abschnitt 3.8) nicht möglich. Man behilft sich damit, dass der Tank keine Masse, sondern die Energie der einströmenden Masse speichert:

- *Ladevorgang*: das einströmende Fluid (PlugIn) wird mit dem Inhalt (Knoten) der Tanks gemischt. Die gesamte zuströmende Energie wird dem Tank zugeschrieben. Der Plug, der den Tank verlässt hat eine Masse, aber keine Energie.

-
- *Entladevorgang:* In ColSim wird ein Plug (vgl. Abbildung 13) mit Masse, aber ohne Energie in den Tank geschickt. Dort wird dem Plug die gleiche Enthalpie, die die Knoten haben, zugewiesen. Anschließend wird dem Speicher die Energie des PlugOuts abgezogen.

Auf diese Weise wird in ColSim ein 1-Knoten-Modell eines Tanks abgebildet.

Die Tanks sind mit einem Kühl- bzw. Heizsystem ausgestattet, das eingeschaltet werden kann, wenn die Temperatur des Speichermaterials zu stark sinkt (Gefahr der Kristallisation) oder steigt (Gefahr der Überhitzung). Dazu wird die Knotentemperatur des Speichers geändert und die dazugehörige Energie als Gewinn/Verlust im Speicher berücksichtigt.

Zur Berechnung der Wärmeverluste in den Speichertanks wird eine empirische Formel verwendet, die auf Messdaten des „Solar Two“ Kraftwerks beruhen [32]:

$$q_{\text{Verlust}} = 0,00017 * T_{\text{Salz}} + 0,012 \text{ [kW/m}^2\text{]} \quad (\text{Gl. 5-4})$$

, wobei q_{Verlust} der flächenbezogene, spezifische Wärmeverlust des Tanks und T_{Salz} die Speichertemperatur des Salzes im Tank ist.

Reale Speichertanks werden niemals komplett entleert, um die Salzpumpen und die Tanks nicht zu beschädigen [33].

Deshalb wurde die Simulation so eingestellt, dass der Füllstand der Tanks niemals unter 2% fallen kann.

5.6 Das Solarfeld

Das 0-Knoten-Modell des Solarfelds beschreibt das Verhalten von einachsigen nachgeführten Linear – Fresnel Kollektoren (Abbildung 19), in denen verdampft und überhitzt wird. Im Modell wird durch die Direktnormalstrahlung und die

jeweiligen Sonnenwinkel die pro Zeitschritt absorbierte Wärme $\dot{Q}_{use,solar}$ (Gleichung (Gl. 3-1)) berechnet. Von diesen werden noch Verluste P_{loss} (Gl. 3-2) abgezogen.

Die Zielaustrittstemperatur ist eine Vorgabe – sobald diese erreicht werden kann, wird der Massenstrom des nächsten Zeitschritts durch die aktuelle thermische Leistung $\dot{Q}_{use,solar}$ bestimmt. Man kann dem Solarfeld eine maximale thermische Leistung $\dot{Q}_{use,solar,max}$ vorgeben. Wird $\dot{Q}_{use,solar,max}$ überschritten, werden Kollektoren defokussiert. $\dot{Q}_{use,solar,max}$ hängt von der maximalen Turbinenleistung und der maximalen Leistung, mit der das Speichersystem beladen werden kann, ab. Durch $\dot{Q}_{use,solar,max}$ wird der Wassermassenstrom des Wasserkreislaufs beschränkt.

Die Druckverluste, die im Solarfeld berechnet werden, setzen sich zusammen aus:

- Druckverluste in den Header Pipes
- Druckverluste im Überhitzungsteil bzw. Verdampfungsteil des Solarfelds
- Druckverluste in den Krümmern des Solarfelds

In Einphasengebieten wird der Druckverlust nach folgender Formel berechnet [34]:

$$\Delta p = \lambda * \frac{\Delta L}{d} * \frac{\rho}{2} * \bar{c}^2 \quad (Gl. 5-5)$$

, wobei Δp der Druckverlust [Pa], λ die Rohrreibungszahl [-], ΔL die Länge des betrachteten Rohrstücks [m], d der hydraulische Durchmesser [m], ρ die Dichte des Fluids [kg/m³] und \bar{c} die Geschwindigkeit des Fluids [m/s] ist.

Strömt ein Zweiphasengemisch (Wasser/Dampf) durch das Solarfeld, werden die Druckverluste nach Abschnitt Lbb aus [35] berechnet.

Für diese Arbeit wurden in der Simulation in ColSim die SUPERNOVA – Fresnel Kollektoren der Firma NOVATEC modelliert. Diese wurden sowohl für den Verdampfungs-, als auch für den Überhitzungsbereich eingesetzt. Die Wärmeverlustkoeffizienten (vgl. (Gl. 3-2)) sind wie folgt gegeben: $u_o = 0,013 \text{ W/(m}^2\text{K)}$ und $u_s = 6,25 \cdot 10^{-10} \text{ W/(m}^2\text{K}^4)$ [36].



Abbildung 19: Das Fresnel-Solarfeld Puerto Errado in Calasparra, bei Murcia im Süden Spaniens [37].

5.7 Der Erhitzer

Der Erhitzer ist ein 1 – Knoten Modell. Im Erhitzer wird dem Fluid eine Energiemenge zugeführt. Daraufhin werden die physikalischen Eigenschaften des Fluids (z.B. Temperatur T , Dampfanteil x und Wärmekapazität c_p) neu bestimmt. Die Größe der zugeführten Energie wird von anderen Komponenten (z.B. Controller) vorgegeben.

5.8 Diverter, Mixer

Der *Diverter* Type stellt eine Rohrverzweigung dar, mit der man einen Massenstrom teilen kann. Mit einem Signal des Controllers kann das Verhältnis bestimmt werden, mit dem der Eingangsmassenstrom und somit der Energieinhalt des Eingangsmassenstroms auf die zwei Ausgänge aufgeteilt wird. Wie in Abschnitt 3.8.1 erwähnt muss es für jede Verzweigung (Diverter) eine Zusammenführung des Massenstroms geben, damit die Massenstrombilanz nicht verletzt wird. Diese Zusammenführungen nennt man *Mixer*. Im Mixer Type werden die Massen und die Energieinhalte der Ströme zusammengezählt. Bei verschiedenen Drücken in den Strömen bestimmt der mit dem niedrigeren Druck den neuen Druck. Dann werden die physikalischen Eigenschaften (T, c_p, x) des Plugs neu bestimmt.

5.9 Main Controller

Im Main Controller werden die Regelparameter für die Betriebsmodi gesetzt. Es werden aktuelle Prozessparameter (z.B. verfügbare thermische Energie im Solarfeld, Füllstand der Speichertanks) abgefragt. Aufgrund dieser wird dann der Betriebsmodus gesetzt. Die Betriebsstrategien gliedern sich generell in Tag (Lade) und Nacht (Entlade) Strategien (Abhängig vom Sonneneinstrahlungswinkel, dem Zenitwinkel θ_z) und sollen im Folgenden beschrieben werden.

Lade und Entlade Modi unterscheiden sich durch unterschiedliche Drücke vor der Turbine (106,98 bar beim Laden bzw. 81,14 bar beim Entladen). Beim Entladen wird im Zwei – Tank Speicher Wasserdampf zusätzlich mit einer fossilen Zusatzfeuerung überhitzt.

5.9.1 Betriebsstrategien - Tag

Leerlauf: Der Main Controller entscheidet sich für diesen Modus, wenn keine thermische Energie zur Verfügung steht. D.h. im Solarfeld wird kein Massenstrom für die Solarfeldpumpe berechnet und das Speichersystem ist komplett entladen.

Reiner Kraftwerksblock Betrieb: Die Energie aus dem Solarfeld wird in den Kraftwerksblock geleitet. Es ist nicht ausreichend thermische Energie zur Beladung des Speichers vorhanden.

Laden des Speichers: Stellt das Solarfeld mehr Wärme bereit, als die Turbine nutzen kann, wird der nicht in der Turbine genutzte Teil des Dampfmassenstroms dazu verwendet Natriumnitrat zu schmelzen bzw. zu erhitzen und damit den Speicher zu laden. Dieser Modus kann nur benutzt werden, solange Speicherkapazitäten vorhanden sind. Überschreitet die thermische Leistung im Solarfeld die Leistung, die vom Kraftwerksblock und vom Speichersystem benötigt wird, muss das Solarfeld defokussiert werden.

Defokussieren: Das Speichersystem ist vollständig geladen. Im Solarfeld wird mehr thermische Leistung bereitgestellt, als in der Turbine genutzt werden kann. Dann muss das Solarfeld soweit defokussiert werden, dass es nur noch Wärme für den Kraftwerksblock bereitstellt.

Betrieb des Kraftwerksblocks mit Solarfeld und Speicher: Kann das Solarfeld nur so viel thermische Energie bereitstellen, dass die elektrische Leistung des Kraftwerksblocks unter 25 % fällt, wird zusätzlich Wärme aus dem Speicher genützt. Das Druckniveau vor der Turbine fällt auf den Entladedruck des Speichers.

Entladen des Speichers während des Tages: Solange keine solare Einstrahlung vorhanden ist und die Speicher nicht leer sind, wird der Speicher dazu verwendet den Kraftwerksbetrieb aufrecht zu erhalten.

5.9.2 Betriebsstrategien - Nacht

Entladen des thermischen Speichers während der Nacht: Solange der Speicher nicht leer ist, wird Wasserdampf mit der vorhandenen heißen Salzschnmelze verdampft, überhitzt und dann in der Turbine entspannt.

Leerer Speicher - kein Entladen: In diesem Betriebsmodus steht der Kraftwerksblock still. Es wird weder Wasser noch Salzschnelze gepumpt.

6 Ergebnisse und Diskussion

6.1 Randbedingung der Systemsimulationen

In der Simulationsumgebung ColSim wurde jeweils ein Systemsimulationsmodell eines direktverdampfenden solarthermischen Kraftwerks mit dem Zwei - und Drei - Tank Speichersystem (vgl. Abschnitt 3.6 bzw. 3.7) aufgebaut. Dabei wurden die Komponenten, die in Kapitel 5 beschrieben wurden, verwendet. Die Systemsimulationsmodelle wurden anschließend genutzt, um Jahressimulationen durchzuführen und um den elektrischen Ertrag der Kraftwerkskonfiguration zu bestimmen.

Die Rahmenbedingungen, unter denen die Simulationen abgelaufen sind, sind hier festgehalten:

- Die *Wetterdaten* sind 15 Minuten Mittelwerte des Jahres 1991, gemessen in *Daggett*, Kalifornien. Die Direktnormaleinstrahlung im Jahr 1991 betrug dort $2.708,8 \text{ kWh}/(\text{m}^2 \text{ a})$. Im Vergleich dazu hat der Standort des Andasol 1 Kraftwerk nur eine Einstrahlung von $2136 \text{ kWh}/(\text{m}^2 \text{ a})$ [7].
- Die Schrittweite, die in der Systemsimulation gewählt wurde, sind für das Drei – Tank System $h = 10 \text{ s}$ und für das Zwei – Tank System $h = 8 \text{ s}$.
- Der Kraftwerksblock hat eine elektrische Nettoleistung von $50 \text{ MW}_{\text{el}}$. Der Kraftwerkswirkungsgrad (Gl. 3-5) liegt bei 0,43, womit eine thermische Leistung von $116 \text{ MW}_{\text{th}}$ benötigt wird.
- Das Solarfeld besteht aus Fresnel Kollektoren (vgl. Abschnitt 5.6). Als Wärmeträgermedium wurde Wasser(dampf) verwendet. Die Austrittstemperatur von Wasserdampf aus dem Solarfeld beträgt $550 \text{ }^\circ\text{C}$. In der Systemsimulation des direktverdampfenden Kraftwerks mit dem Drei - Tank Speicher Konzept wurde eine Solarfeldgröße von $732\,797 \text{ m}^2$ gewählt, mit der Zwei – Tank Speicherkonfiguration eine Größe von 594.813

m². Die Größe des Solarfelds ist ein zu optimierender Parameter. Die Optimierung spielt in dieser Arbeit keine Rolle.

- Im thermischen Speichersystem ist Natriumnitrat das Speichermedium. Die Speicherdauer beträgt 8 h, wobei diese im weiteren Ablauf des INNOLAT Projekts bezüglich Wirtschaftlichkeit zu optimieren sein wird. Beim Be- und Entladen des Speichersystems wird eine Temperaturdifferenz von $\Delta T = 10 \text{ °C}$ zwischen Speichermedium und Arbeitsmedium eingehalten.
 - Im Drei - Tank System werden in der Simulation zum Be- und Entladen des Speichersystems 514 Schneckenwärmeübertrager - Wellen und ein sensibler Wärmeübertrager benötigt.
 - Im Zwei - Tank System werden 440 Schneckenwärmeübertrager - Wellen und ein sensibler Wärmeübertrager eingesetzt.
- Die verschiedenen Betriebsmodi der Kraftwerkskonfiguration, die in der Jahressimulation genutzt werden, wurden in Abschnitt 5.9.1 bzw. in Abschnitt 5.9.2 beschrieben.

6.2 Ergebnisse der Jahressimulationen

Unter den Bedingungen aus Abschnitt 6.1 wurde mit den Systemsimulationsmodellen des direktverdampfenden Kraftwerks mit dem Drei – Tank bzw. mit dem Zwei – Tank Speicher eine Jahressimulation durchgeführt. Die Ergebnisse sind in Tabelle 12 zusammengefasst. Es ist wichtig anzumerken, dass diese Ergebnisse nicht optimiert sind und dass deshalb die Konfigurationen nicht direkt verglichen werden können.

Tabelle 12: Ergebnisse der Jahressimulation des direktverdampfenden solarthermischen Kraftwerks in ColSim

	2 Tank	3 Tank	Unterschied	Einheit
Solarfeld				
Solarfeldgröße	594.813	732.797	+23,2%	m ²
Aufgenommene Wärme im Solarfeld	558,87	592,42	+6,0%	GWh
Defokussierte Energie im Solarfeld	65,77	143,62	+118,4%	GWh
Gesamteinstrahlung auf das Solarfeld	1.611,24	1.985,02	+23,2%	GWh
Kraftwerksblock				
Elektrische Brutto Energie	230,95	239,84	+3,8%	GWh
Elektrische Netto Energie	215,97	224,04	+3,7%	GWh
Thermische Energie der Turbine	588,21	582,50	-1,0%	GWh
Thermisches Speichersystem				
Speicherdauer	8	8	-	h
Speicherkapazität	871,80	1.111,00	+27,4%	MWh
Ladeenergie des Speichers	179,42	222,48	+24,0%	GWh
Entladeenergie des Speichers	171,50	214,92	+25,3%	GWh
Verluste im Speichersystem	6,14	8,52	+38,8%	GWh
Fossile Zusatzfeuerung	37,72	-	-	GWh
Wirkungsgrade				
Kraftwerkwirkungsgrad	0,37	0,38	+4,8%	-
Systemwirkungsgrad	0,1256	0,1129	-10%	-

Das Solarfeld des Zwei - Tank Systems kann wegen des Einsatz der fossilen Zusatzfeuerung kleiner dimensioniert werden, als bei der Drei – Tank Speicherkonfiguration (vgl. Abschnitt 3.5), da das thermische Speichersystem der Zwei – Tank Konfiguration eine geringere Kapazität benötigt. Das um 23,2% größere Solarfeld des Drei - Tank Speichersystems steigert die aufgenommene Wärme im Solarfeld nur um 6%. Die defokussierte Energie steigt hingegen um über 100% an. Durch eine Vergrößerung der Speicherkapazität im Drei – Tank Speichersystem könnte das größere Solarfeld möglicherweise besser ausgenutzt werden. Deshalb ist eine Optimierung von verschiedenen Kraftwerksparametern (Solarfeldgröße, Speicherdauer, Anzahl der Schneckenwärmeübertrager) nötig. Ein weiterer Vorteil einer Optimierung besteht darin, dass verschiedene Systeme verglichen werden können.

Interpretation der simulierten Ergebnisse:

Ein großer Unterschied zwischen den Ergebnissen der zwei Speicherkonfigurationen ist der Kraftwerkswirkungsgrad (Gl. 3-5). Dieser ist im Zwei - Tank System geringer als im Drei – Tank System (siehe Tabelle 12). Daraus ergibt sich der Umstand, dass mit der Zwei – Tank Speicherkonfiguration weniger Elektrizität (brutto und netto) bereitgestellt werden kann, obwohl die thermische Energie, die der Turbine zugeführt wird größer ist.

Bei den vorliegenden Kraftwerkswirkungsgraden besteht noch Verbesserungsbedarf: der Unterschied der Wirkungsgrade ist zu groß. Im weiteren Verlauf des INNOLAT – Projekts müssen die Ursachen dafür aufgeklärt werden. Ein möglicher Einflussfaktor könnte dabei die Nichtberücksichtigung des Kesselgesetzes sein (vgl. Abschnitt 5.4).

Der Systemwirkungsgrad der Kraftwerkskonfiguration mit Zwei – Tanks ist mit 13% (nach (Gl. 3-4)) höher als jener der Speicherkonfiguration mit Drei – Tanks mit 11% (nach (Gl. 3-3)). Dies hat mit der Definition des Systemwirkungsgrads ((Gl. 3-3) bzw. (Gl. 3-4)) und dem Einfluss der Solarfeldgröße zu tun.

Der Systemwirkungsgrad vom Andasol 1 Kraftwerk liegt, mit einem Parabolrinnensolarfeld, bei 15% [38]. Die simulierten Systemwirkungsgrade sind mit 11% (3 Tank Konfiguration) bzw. mit 13% (2 Tank Konfiguration) in der erwarteten Größenordnung für ein solarthermisches Kraftwerk mit Fresnelkollektoren, da Fresnelkollektoren einen schlechteren optischen Wirkungsgrad als Parabolrinnen Kollektoren haben.

Am Fraunhofer Institut für Solare Energiesysteme ISE wurde in einem ähnlichen Projekt eine Simulation für ein direktverdampfendes Kraftwerk durchgeführt. Der elektrische Jahresertrag liegt dabei in der gleichen Größenordnung wie die Ergebnisse, die in Tabelle 12 angeführt werden.

6.3 Energiebilanzierung

Um die Plausibilität der Simulationsergebnisse aus Abschnitt 6.2 zu überprüfen, wurden für die zwei Systemkonfigurationen jeweils Energiebilanzen für (1) das gesamte Kraftwerk und für (2) das Speichersystem erstellt. Eine Überprüfung der Gültigkeit der Energiebilanzierung ist wichtig um etwaige Fehler, die von der Simulation nicht angezeigt werden, zu erkennen.

Beim Erstellen von einer Energiebilanz müssen zuerst Bilanzgrenzen und ein Bilanzierungszeitraum festgelegt werden. Im Bilanzraum darf keine Energie erzeugt werden: Gewinne (*gains*), Verluste (*losses*) und die Änderung der inneren Energie des Systems (Kapazität) dürfen nicht voneinander abweichen:

$$C_N = C_0 + \text{gains} - \text{losses} \quad (\text{Gl. 6-1})$$

, wobei C_N die Kapazität am Ende des Beobachtungszeitraums und C_0 die Kapazität am Anfang des Beobachtungszeitraums ist. Gibt es Abweichungen, wird ein Fehler ε definiert:

$$\varepsilon = C_N - C_0 - \text{gains} + \text{losses} \quad (\text{Gl. 6-2})$$

6.3.1 Plausibilität des Drei – Tank Modells

In diesem Abschnitt werden Ergebnisse einer Jahressimulation genutzt, um Energiebilanzen der Drei – Tank Systemsimulation zu erstellen. Außerdem werden Tagessimulationen untersucht, um einen genaueren Einblick in die Simulation zu geben.

6.3.1.1 Simulation eines Tagesverlaufs

In diesem Abschnitt wurden Tagessimulationen des Drei – Tank Systemsimulationsmodells für einen schönen Sommertag und einen Wintertag durchgeführt. Der Sommertag (Abbildung 20) weist eine hohe Direktnormalstrahlung (gelbe Linie) auf: Steigt die thermische Energie des Solarfelds über eine gewisse Grenze (25% der Nominalleistung des Kraftwerkblocks), wird die Turbine in Betrieb gesetzt und Elektrizität (rote Linie) wird bereitgestellt. Übersteigt die thermische Leistung des Solarfelds die Leistung, die in der Turbine umgesetzt werden kann, wird diese in das Speichersystem eingespeist, das dadurch geladen wird (grüne Linie). Ist das Speichersystem vollständig geladen, wird das Solarfeld defokussiert. Am Abend nimmt die Direktnormaleinstrahlung ab, wodurch die elektrische Leistung des Kraftwerkblocks sinkt. Stellt das Solarfeld nur noch 25% der Nominalbedingungen der Turbine zur Verfügung, wird begonnen das thermische Speichersystem zu entladen (blaue Linie). Die thermische Entladeleistung schwingt (wegen der gewählten Schrittweite) in der Übergangsphase für einen einzelnen Zeitschritt aus. Dann ist der Entladevorgang des Speichersystems ein stationärer Prozess, in dem eine konstante elektrische Leistung zur Verfügung gestellt wird bis das Speichersystem vollständig entladen ist.

In Abbildung 20 ist zu erkennen, dass die Lade- und Entladeleistung nicht gleich groß sind. Das ist darauf zurückzuführen, dass im sensiblen Wärmeübertrager zu wenig Wärme übertragen wird, wodurch die Entladeaustrittstemperatur des Wasserdampfs in der Simulation nicht mit den errechneten Temperaturen übereinstimmt (vgl. Abschnitt 8.2). Dieser Umstand ist nicht zufriedenstellend und muss im weiteren Verlauf des INNOLAT Projekts noch untersucht werden.

Abbildung 20 zeigt außerdem, dass der eingebaute Speicher funktioniert: sobald die elektrische Leistung zu weit absinkt, wird der thermische Speicher als (zusätzliche) Wärmequelle verwendet, sodass der Kraftwerksbetrieb aufrechterhalten werden kann.

Im Vergleich zum Sommertag wird in Abbildung 21 ein Wintertag gezeigt. Die Direktnormalstrahlung ist starken Schwankungen (getrübter Himmel) unterworfen und geringer als am Sommertag. Dadurch schwankt die elektrische Leistung des Kraftwerkblocks. Der Zeitraum in dem Elektrizität bereitgestellt werden kann ist kürzer. Das thermische Speichersystem wird nur sehr kurz geladen. Der elektrische Ertrag wird durch das Speichersystem (fast) nicht beeinflusst.

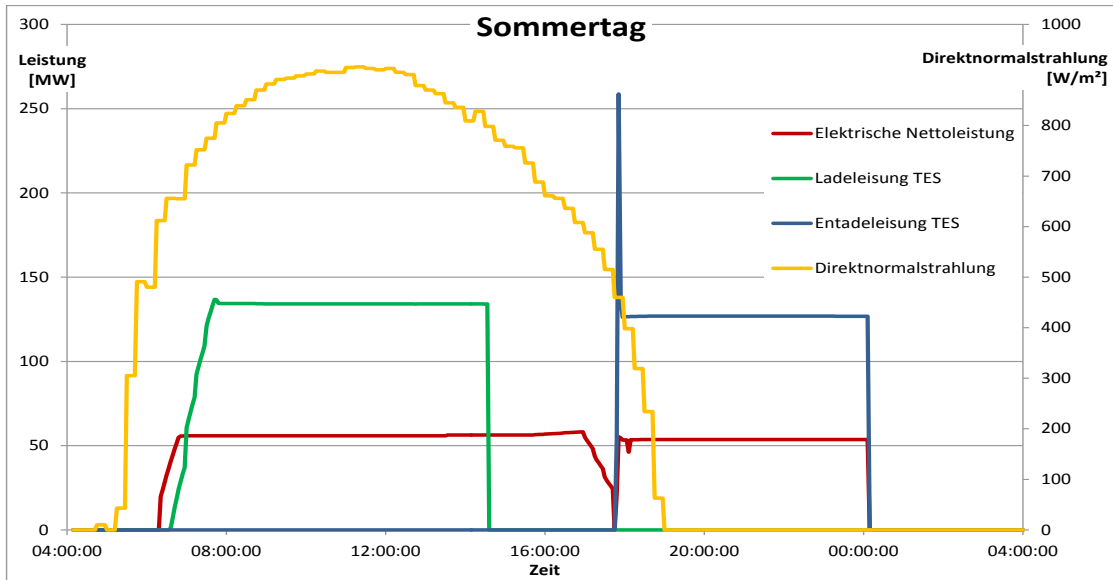


Abbildung 20: 24h - Verlauf der DNI, der Turbinenleistung und der Speicherleistung an einem unbewölkten Sommertag (1.7.1991) in Daggett, Kalifornien

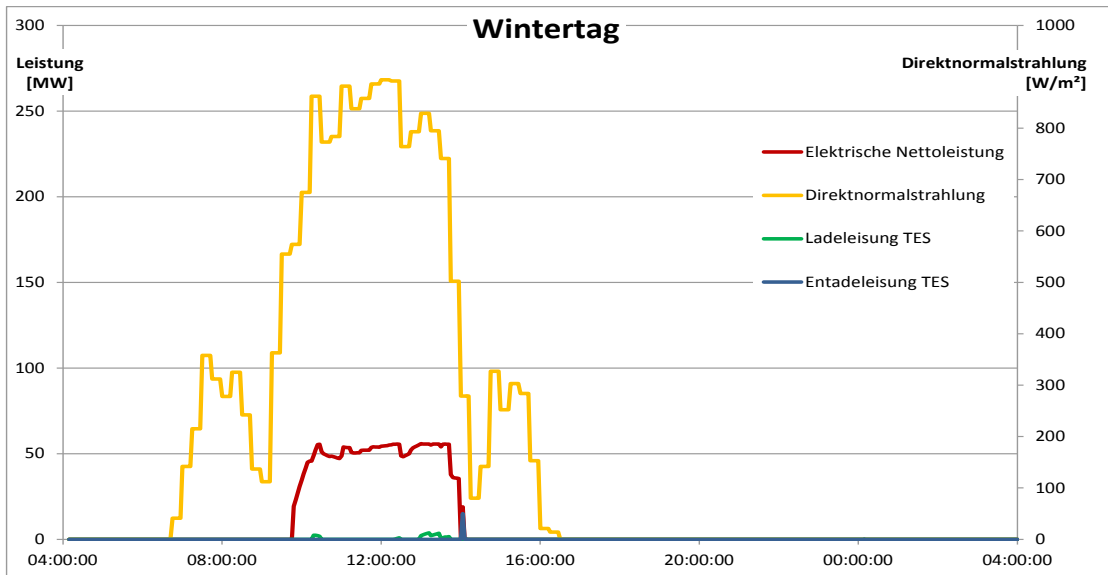


Abbildung 21: Tagesverlauf der Turbine und des Speichersystems an einem Wintertag (1.12.1991) in Daggett, Kalifornien

In Abbildung 22 wurde für den schönen Sommertag der Füllstand der Tanks grafisch dargestellt:

- Der Füllstand des mittleren (rot gepunktete Linie) und des heißen Tanks (violette Linie) sind anteilmäßig immer gleich groß. Außerdem verhält sich der Füllstand des kalten Tanks komplementär zu dem Füllstand des mittleren und heißen Tanks. d.h. ist der kalte Tank vollständig gefüllt sind mittlerer und heißer Tank leer. Ein „voller“ Tank ist zu 98%, ein „leerer“ Tank mit 2% mit Salz gefüllt (vgl. Abschnitt 5.5). Genau dieses Verhalten liegt in der Realität vor und sollte in der Simulation wiedergegeben werden, weshalb das Ladeverhalten der Tanks plausibel ist.
- Das thermische Speichersystem beginnt um circa 6:36 mit dem Laden. Um 14:33 ist es vollständig geladen, was einer Ladedauer von knapp 8 h entspricht. Der Entladevorgang des Speichers beginnt um 17:48. Er endet um 1:16 in der Nacht. Damit dauert der Entladevorgang 7:26 h. Dieser Vorgang ist wegen Wärmeverlusten kürzer als der Ladevorgang.
- Abbildung 22 zeigt den Zusammenhang zwischen Füllstand der Tanks und der (Ent-)Ladeleistung des Speichersystems: Ist heiße Salzschnmelze im heißen bzw. mittleren Tank vorhanden kann das Speichersystem entladen werden. Ist andererseits noch Salzgranulat im kalten Tank vorhanden, kann das thermische Speichersystem geladen werden.

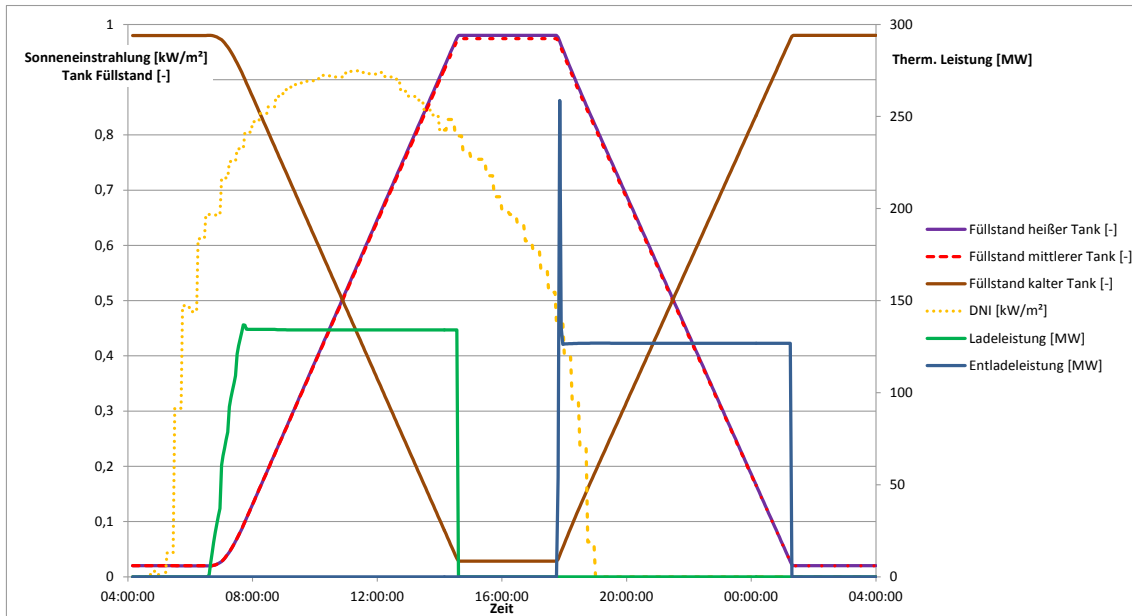


Abbildung 22: Laden und Entladen des thermischen Speichersystems (8h) an einem Sommertag (1.7.1991)

6.3.1.2 Energiebilanz des Kraftwerks

Als Bilanzraum wurde das gesamte Kraftwerk (vgl. Abbildung 23) festgelegt und eine Jahressimulation des direktverdampfenden Kraftwerks mit der Drei – Tank Speicherkonfiguration in ColSim durchgeführt. Anschließend wurden alle Komponenten betrachtet, die Energie über die Systemgrenzen transportieren:

- die Speisewasserpumpe, die Pumparbeit $W_{zu,Pumpe}$ leistet
- das Solarfeld, das thermische Energie $Q_{use,solar}$ aufnimmt
- $Q_{verlust,TES}$, die Energie die im thermischen Energiespeichersystem an die Umgebung abgegeben wird
- Thermische Energie, die im Kraftwerksblock in elektrische Energie umgewandelt wird $Q_{ab,PB}$.

Dann wurden die Komponenten betrachtet, die die innere Energie bzw. die Kapazität des Systems beeinflussen:

- Die Salz- und Speisewasserpumpen mit Kapazität $C_{Salzpumpe}$ bzw. $C_{Speisewasserpumpe}$
- Die Schneckenwärmeübertrager mit Kapazität $C_{SWÜ}$
- Der sensible Wärmeübertrager mit Kapazität $C_{WÜ}$
- Die drei Speichertanks mit Kapazität C_{Tanks}

Die Kapazität des gesamten Kraftwerks zum Zeitpunkt $t = i$ ergibt sich wie folgt:

$$C_{i,KW} = C_{i,Salzpumpe} + C_{i,Speisewasserpumpe} + C_{i,SWÜ} + C_{i,WÜ} + C_{i,Tanks} \quad (Gl. 6-3)$$

Nach (Gl. 6-3) wurde die Kapazität des Kraftwerks $C_{0,KW}$ am Anfang (Zeitpunkt $t = 0$) und die Kapazität des Kraftwerks $C_{N,KW}$ am Ende (Zeitpunkt $t = N$) der Simulation ermittelt. Damit kann eine Energiebilanz über das Kraftwerk (Gl. 6-4) erstellt werden:

$$\epsilon_{KW} = C_{N,KW} - C_{0,KW} - W_{zu,Pumpe} - Q_{use,solar} + Q_{verlust,TES} + Q_{ab,PB} \quad (Gl. 6-4)$$

In Tabelle 13 sind die Ergebnisse der Energiebilanz des Kraftwerkssystems für einen Simulationszeitraum von $t = 1$ Jahr aufgelistet. Der Fehler ϵ_{KW} wurde nach Gleichung (Gl. 6-4) berechnet. Er beträgt 0,34 GWh. Im Vergleich zur thermischen Energie des Solarfelds ist das ein Fehler von rund 0,05% und anteilmäßig gering. Beachtet man, dass in der Simulation viele Vereinfachungen angenommen werden (nur stationäres und kein dynamisches Kraftwerkverhalten, Vereinfachungen in der Modellierung der ColSim Types, Nichtberücksichtigung des Stodola Gesetzes etc.), ist der Fehler ϵ_{KW} hinreichend gering und das Ergebnis zufrieden stellend.

Tabelle 13: Energiebilanz des Kraftwerks mit Drei – Tank Speichersystem für den Simulationszeitraum $t = 1$ Jahr

	GWh
Innere Energie	
Kapazität des Systems zum Zeitpunkt $t = 1$ Jahr, $C_{N,KW}$.	3,30
Kapazität des Systems zum Zeitpunkt $t = 0$, $C_{0,KW}$.	3,37
Gewinne	
Thermische Energie des Solarfelds $Q_{use,solar}$	592,42
Pumparbeit der Speisewasserpumpe $W_{zu,Pumpe}$	-1,12
Verluste	
genutzte thermische Energie der Turbine $Q_{ab,PB}$	582,50
thermische Verluste des Speichersystems $Q_{verlust,TES}$	8,52
Fehler ϵ_{KW}	-0,34

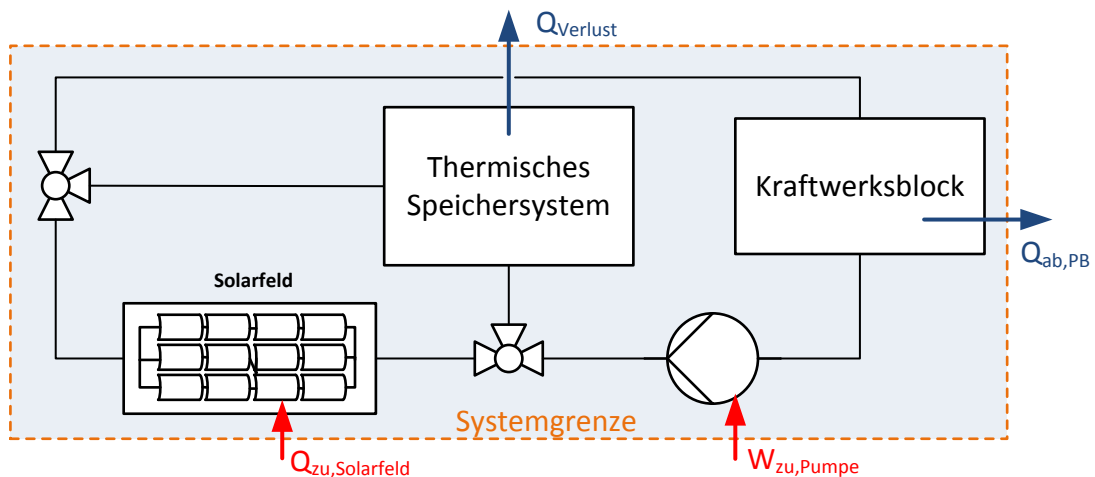


Abbildung 23: Die Energiebilanz des gesamten Kraftwerks

6.3.1.3 Energiebilanz des thermischen Speichersystems

Neben der Energiebilanz für das gesamte Kraftwerk (vgl. Abschnitt 6.3.1.2) wurde außerdem eine Energiebilanz für das thermische Speichersystem aufgestellt (vgl. Abbildung 24) und eine Jahressimulation des direktverdampfenden

solarthermischen Kraftwerks mit Drei – Tank Speicherkonzept in ColSim durchgeführt. Im Bilanzierungsraum befinden sich folgende Komponenten:

- die Schneckenwärmeübertrager
- der sensible Wärmeübertrager
- die Salzpumpen
- die Speichertanks (kalt, mittel, heiß)

Alle oben aufgezählten Komponenten haben in ColSim eine innere Energie. Die innere Energie des Speichersystems zum Zeitpunkt $t=i$ berechnet sich deshalb wie folgt:

$$C_{i,TES} = C_{i,salzpumpen} + C_{i,SWÜ} + C_{i,WÜ} + C_{i,Tanks} \quad (Gl. 6-5)$$

Die Kapazität des Speichersystems zum Simulationsstart $t = 0$ ist $C_{0,TES}$, die Kapazität am Ende der Simulation ($t = N = 1$ Jahr) ist $C_{N,TES}$. (nach (Gl. 6-5)):

Im Folgenden werden alle Möglichkeiten aufgelistet, durch die Energie über die Systemgrenzen (vgl. Abbildung 24) transportiert werden kann:

- Die Energie, die durch den Wassermassenstrom in das System herein bzw. hinaus gefördert wird:
 - Beim *Laden des Speichersystems* kommt heißer, überhitzter Wasserdampf vom Solarfeld in das Speichersystem und gibt Wärme $Q_{zu,laden}$ an die Salzschnmelze ab. Nach der Wärmeübertragung verlässt kondensiertes Wasser $Q_{ab,laden}$ das Speichersystem. Gleichung (Gl. 6-6) gibt die ins Speichersystem zugeführte Energie beim Laden an:

$$\Delta Q_{\text{laden}} = Q_{\text{zu,laden}} - Q_{\text{ab,laden}} \quad (\text{Gl. 6-6})$$

- Beim *Entladen* des Speichersystems kommt kaltes Wasser $Q_{\text{zu,entladen}}$ ins System, wird verdampft und überhitzt und verlässt das Speichersystem auf einem energetisch höheren Niveau ($Q_{\text{ab,entladen}}$) als Wasserdampf. Gleichung (Gl. 6-7) gibt die Energie an, die beim Entladen aus dem Speichersystem entnommen wird.

$$\Delta Q_{\text{entladen}} = Q_{\text{zu,entladen}} - Q_{\text{ab,entladen}} \quad (\text{Gl. 6-7})$$

- In der Simulation werden im Speichersystem Wärmeverluste $Q_{\text{TES,Verlust}}$ berechnet (vgl. (Gl. 6-8)). Diese setzen sich aus den Wärmeverlusten in den Schneckenwärmeübertragern $Q_{\text{SWÜ,Verlust}}$, in den sensiblen Wärmeübertragern $Q_{\text{HEX,Verlust}}$ und in den Tanks (heiß, mittel und kalt) $Q_{\text{Tank,Verlust}}$ zusammen.

$$Q_{\text{TES,Verlust}} = Q_{\text{Tank,Verlust}} + Q_{\text{SWÜ,Verlust}} + Q_{\text{HEX,Verlust}} \quad (\text{Gl. 6-8})$$

Nach (Gl. 6-2) kann die Energiebilanz des thermischen Speichersystems (Gl. 6-9) aufgestellt werden:

$$\varepsilon_{\text{TES}} = C_{\text{N, TES}} - C_{\text{0, TES}} - \Delta Q_{\text{laden}} + \Delta Q_{\text{entladen}} + Q_{\text{TES,Verlust}} \quad (\text{Gl. 6-9})$$

In Tabelle 14 sind die Ergebnisse der Energiebilanz des Kraftwerksystems für einen Simulationszeitraum von $t = 1$ Jahr aufgelistet. Der Fehler ε_{TES} wurde nach Gleichung (Gl. 6-9) berechnet. Er beträgt 0,94 GWh. Im Vergleich zur Ladeenergie des thermischen Speichersystems ist das ein Fehler von rund 0,42%. Mit der gleichen Argumentation aus Abschnitt 6.3.1.2, kann der Fehler als hinreichend klein bezeichnet werden.

Tabelle 14: Energiebilanz des Drei - Tank Speichers für den Simulationszeitraum t = 1 Jahr

	GWh
Innere Energie	
Kapazität des Systems zum Zeitpunkt t = 1 Jahr, $C_{N, TES}$	3,30
Kapazität des Systems zum Zeitpunkt t = 0, $C_{0, TES}$	3,31
Gewinne	
Ladeenergie des thermischen Speichersystems ΔQ_{laden}	222,48
Verluste	
Entladeenergie des thermischen Speichersystems $\Delta Q_{entladen}$	214,92
thermischen Verluste des Speichersystems $Q_{Verlust, TES}$	8,52
Fehler ϵ_{TES}.	0,94

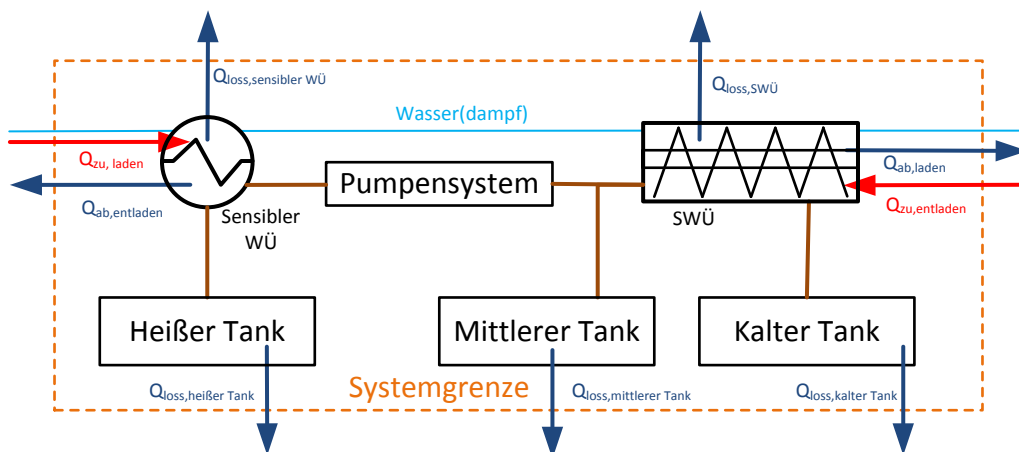


Abbildung 24: Die Energiebilanz des Speichersystems

6.3.2 Plausibilität des Zwei - Tank Modells

In diesem Abschnitt wurde, um die Plausibilität der Jahressimulationsergebnisse zu zeigen, analog zu Abschnitt 6.3.1, Tagessimulationen und Energiebilanzen des direktverdampfenden solarthermischen Kraftwerks mit der Zwei – Tank Speicherkonfiguration erstellt.

6.3.2.1 Simulation eines Tagesverlaufs

Es wurden an denselben Tagen wie in Abschnitt 6.3.1.1, Tagessimulationen des Zwei – Tank Systemsimulationsmodells für einen schönen Sommertag (Abbildung 25) und einen Wintertag (Abbildung 26) durchgeführt.

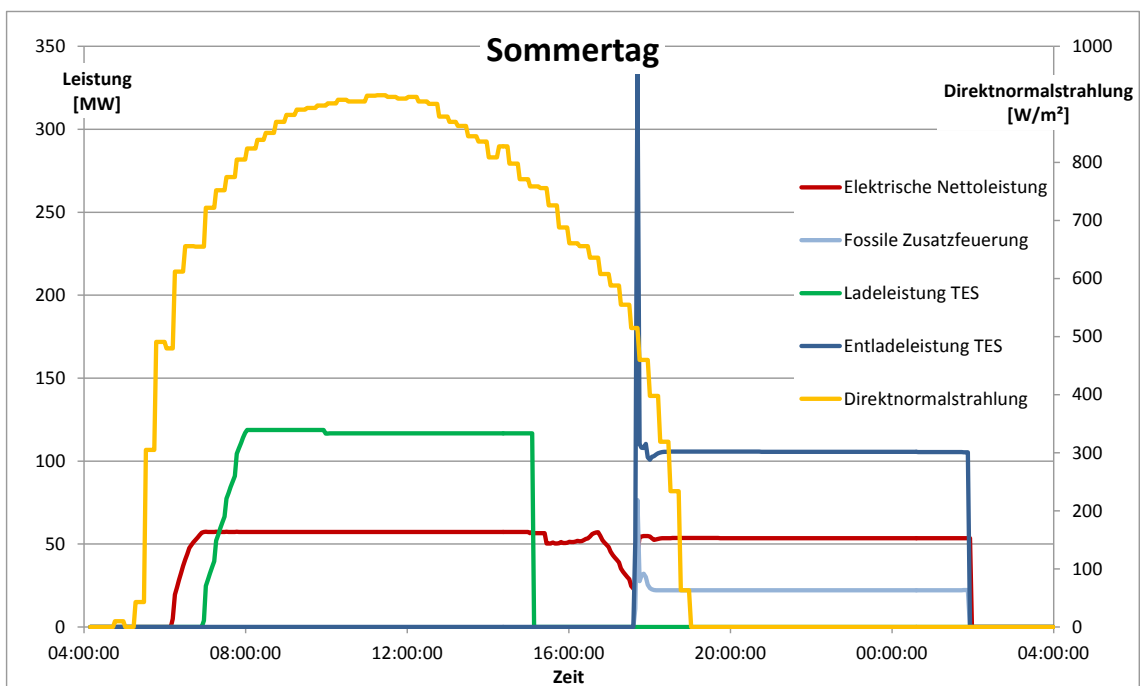


Abbildung 25: Tagesverlauf der Turbine und des Speichersystems an einem schönen Sommertag (1.7.1991) in Daggett, Kalifornien

An dem schönen Sommertag beginnt der Kraftwerksblock ab 6:15 Elektrizität (rote Linie) bereit zu stellen und bei genügend Einstrahlung das thermische Speichersystem zu laden (grüne Linie). Wegen dem kleineren Solarfeld kann mit dem Zwei – Tank Speichersystem erst 30 Minuten später als im Drei – Tank System mit dem Laden begonnen werden. Wie erwartet, ist die Ladeleistung beim Zwei – Tank System geringer als im Drei – Tank System, da beim stationären

Entladeprozess des Speichersystems (blaue Linie) neben dem Speicher auch die fossil gefeuerte Zusatzfeuerung (hellblau) eingesetzt wird.

An dem Wintertag (Abbildung 26) läuft die Turbine die meiste Zeit in Teillast und das thermische Speichersystem wird nicht geladen. Elektrizität wird, bedingt durch die schwankende und zu schwache Direktnormalstrahlung nur unter Fluktuationen bereitgestellt.

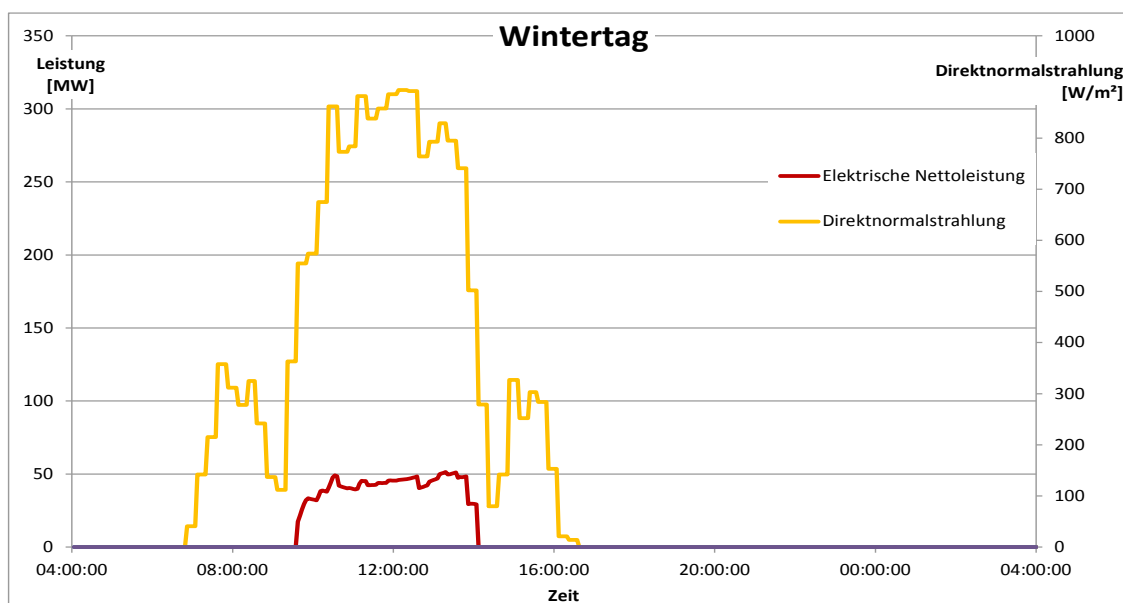


Abbildung 26: Tagesverlauf der Turbine und des Speichersystems an einem Wintertag (1.12.1991) in Daggett, Kalifornien

In Abbildung 27 ist der Füllstand der Tanks und die Lade und Entladeleistung des Speichersystems dargestellt. Das Laden des Speichersystems beginnt um 6:58 und endet um 15:08 und dauert somit 8:10 h. Der Entladevorgang beginnt um 17:38 und endet um 1:55. Damit entlädt das Speichersystem 8:15 h und somit länger als das Drei – Tank Speichersystem. Das ist möglich, da die Entladeleistung geringer ist als die Ladeleistung des Speichersystems. Die Wärmeverluste waren bei der Drei – Tank Kraftwerkskonfiguration (Abschnitt 6.3.1.1) dafür verantwortlich, dass die

Entladedauer geringer war wie die Ladedauer. Im weiteren Verlauf des INNOLAT - Projekts muss der unterschiedliche Einfluss der Wärmeverluste im thermischen Speichersystem des Zwei bzw. Drei Tank Systems auf die Entladedauer geklärt werden.

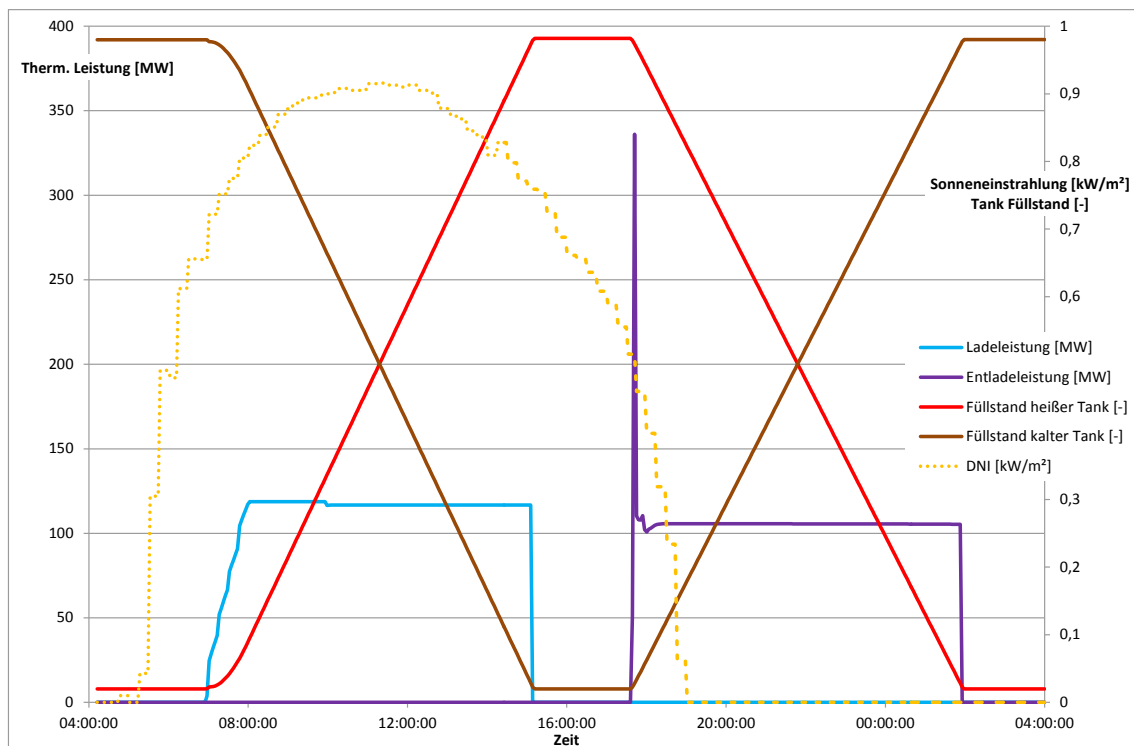


Abbildung 27: Laden und Entladen des thermischen Speichersystems (8h) an einem Sommertag (1.7.1991)

6.3.2.2 Energiebilanz des Kraftwerks

Das Erstellen einer Energiebilanz für das gesamte Kraftwerk ist analog zu Abschnitt 6.3.1.2, wobei beim Zwei – Tank Speichersystem der fossile Zusatzbrenner zusätzlich Energie in den Bilanzraum einbringt (vgl. Abbildung 28). Gleichung (Gl. 6-4) wird, durch den Zusatzbrenner als weiteren Gewinn $Q_{\text{Zusatzbrenner}}$, leicht abgeändert:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{Kw.} = & C_{N,Kw.} - C_{0,Kw.} - W_{zu,Pumpe} - Q_{zu,Solarfeld} & (Gl. 6-10) \\ & - Q_{Zusatzbrenner} + Q_{Verlust, TES} + Q_{ab, PB} \end{aligned}$$

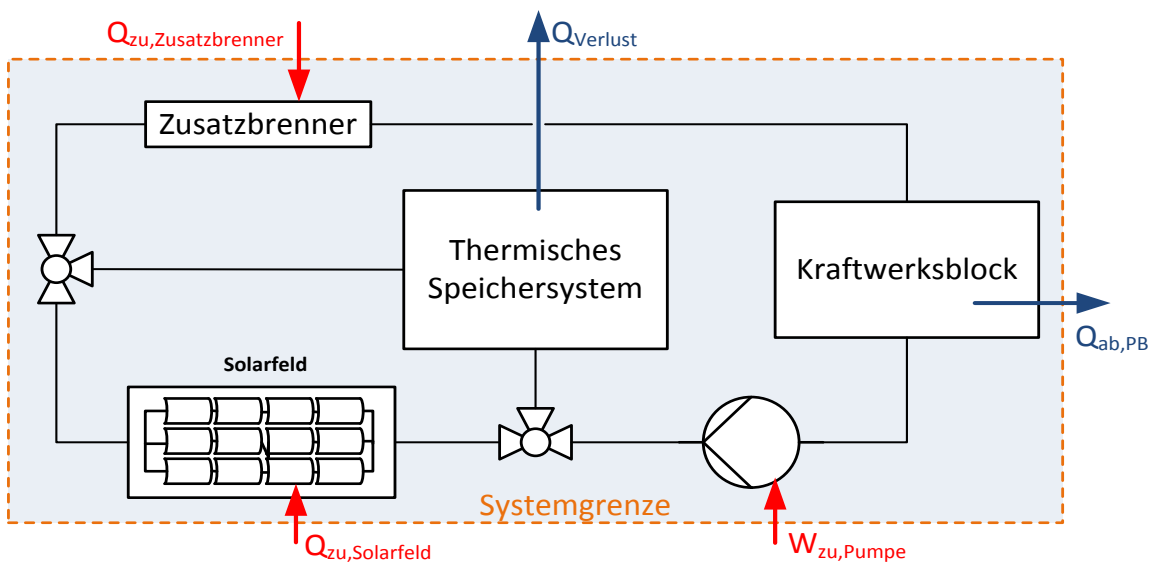


Abbildung 28: Die Energiebilanz des gesamten Kraftwerks mit Zwei – Tank Speichersystem und Zusatzbrenner

Die Ergebnisse der Energiebilanz für das Kraftwerk sind in Tabelle 15 angeführt. Der absolute Fehler $\varepsilon_{Kw.}$ liegt bei 1,98 GWh. Im Vergleich zu der genutzten thermischen Energie der Solarfelds ist das ein Prozentsatz von 0,35 %. Unter Berücksichtigung der vielen Vereinfachungen (nur stationäres Verhalten, Kegelgesetz nicht berücksichtigt etc.) die für die Simulation angenommen wurden ist der Fehler $\varepsilon_{Kw.}$ hinreichend klein.

Tabelle 15: Energiebilanz des Kraftwerks mit Zwei – Tank Speichersystem für den Simulationszeitraum $t = 1$ Jahr

		GWh
Innere Energie		
	Kapazität des Systems zum Zeitpunkt $t = 1$ Jahr, $C_{N,KW}$.	2,65
	Kapazität des Systems zum Zeitpunkt $t = 0$, $C_{0,KW}$.	2,6
Gewinne		
	Thermische Energie des Solarfelds $Q_{use,solar}$	558,87
	Pumparbeit der Speisewasserpumpe $W_{zu,Pumpe}$	-0,27
	Thermische Energie des fossilen Zusatzbrenners $Q_{Zusatzbrenner}$	37,72
Verluste		
	genutzte thermische Energie der Turbine $Q_{ab,PB}$	588,21
	thermische Verluste des Speichersystems $Q_{Verlust,TES}$	6,14
	Fehler ϵ_{KW}.	-1,98

6.3.2.3 Energiebilanz des thermischen Speichersystems

Das Erstellen einer Energiebilanz für das thermische Speichersystem über den Simulationszeitraum von $t = 1$ Jahr ist analog zu Abschnitt 6.3.1.3 bzw. zu Gleichung (Gl. 6-8), wobei bei der Zwei – Tank Konfiguration der dritte, mittlere Tank wegfällt. Die Ergebnisse der Energiebilanz für das thermische Speichersystem sind in Tabelle 16 dargestellt.

Tabelle 16: Energiebilanz des Zwei - Tank Speichers für den Simulationszeitraum $t = 1$ Jahr

		GWh
Innere Energie		
	Kapazität des Systems zum Zeitpunkt $t = 1$ Jahr, $C_{N,TES}$	2,65
	Kapazität des Systems zum Zeitpunkt $t = 0$, $C_{0,TES}$	2,67
Gewinne		
	Ladeenergie des thermischen Speichersystems ΔQ_{laden}	179,42
Verluste		
	Entladeenergie des thermischen Speichersystems $\Delta Q_{entladen}$	171,50
	thermischen Verluste des Speichersystems $Q_{Verlust,TES}$	6,14
	Fehler ϵ_{TES}	-1,80

Der absolute Fehler ε_{TES} liegt bei 1,8 GWh. Im Vergleich zur Ladeenergie des Speichersystems ist das ein relativer Fehler von rund 1%. Mit derselben Begründung wie in Abschnitt 6.3.2.3, ist dieser Fehler für diese Arbeit hinreichend klein.

7 Zusammenfassung und Ausblick

7.1 Zusammenfassung

Direktverdampfung in Verbindung mit Latentwärmespeicherung hat gegenüber einem sensiblen Speichermedium den Vorteil, dass Wärme mit geringen Exergieverlusten gespeichert werden kann. In dem vorgeschlagenen thermischen Speichersystem soll Wärme in einem Speichermedium (Nitratsalz) in einem Phasenwechsel gespeichert werden. Für den Phasenwechsel kommt ein Schneckenwärmeübertrager zum Einsatz. Dieser ermöglicht eine Entkopplung der Wärmeübertragerfläche von der Speicherkapazität.

In dieser Arbeit wurde in der Simulationsumgebung ColSim ein schon bestehendes Modell eines Schneckenwärmeübertragers für den Einsatz in Jahressimulationen modifiziert. Mit diesem Schneckenwärmeübertragermodell wurde dann mit weiteren Komponenten zwei verschiedene Kraftwerkskonfigurationen aufgebaut: Ein direktverdampfendes solarthermisches Kraftwerk (1) mit einem Drei – Tank bzw. (2) mit einem Zwei – Tank Speichersystem. Diese wurden ausgelegt und parametrisiert. Mit den zwei Konfigurationen wurden Systemsimulationen für ein Jahr durchgeführt: Der elektrische Nettoertrag des direktverdampfenden Kraftwerks mit der Drei – Tank Speicherkonfiguration beträgt 224,04 GWh, der Systemwirkungsgrad 11,29 %. Diese Zahlen sind die Ergebnisse einer Simulation mit einem Energiebilanzfehler des gesamten Kraftwerks von 0,34 GWh (thermisch). Bei dem direktverdampfenden solarthermischen Kraftwerk mit der Zwei – Tank Speicherkonfiguration wurde ein elektrischer Nettoertrag von 215,97 GWh und ein Systemwirkungsgrad von 12,56 % simuliert, wobei der Energiebilanzfehler des gesamten Kraftwerks 1,98 GWh (thermisch) beträgt. Anhand von Tagessimulationen und von Energiebilanzen des gesamten Kraftwerks bzw. des Speichersystems wurde die Plausibilität der Ergebnisse gezeigt.

Neben der Simulation wurde eine ökonomische Untersuchung durchgeführt: Es wurde eine Kostenstruktur eines direktverdampfenden Kraftwerks mit einem Drei - Tank bzw. mit einem Zwei - Tank Speichersystem aufgestellt. Ein

Schwerpunkt dabei lag auf der Abschätzung der Speicherkosten: Die Gesamtinvestitionskosten des direktverdampfenden solarthermischen Kraftwerks mit der Drei – Tank Speicherkonfiguration belaufen sich auf 306,67 Mio. €, die Kosten für das Speichersystem auf 51,13 Mio. €. Das Kraftwerk mit der Zwei – Tank Speicherkonfiguration kostet insgesamt 281,84 Mio. €, wobei der Speicher 40,88 Mio. € zu diesen Kosten beiträgt. Um die zwei Modelle fundiert und differenziert bewerten zu können müssen die Stromgestehungskosten verwendet werden. Für diese Aufgabe bietet diese Arbeit eine gute Grundlage, konnte aber wegen Zeitbeschränkungen nicht mehr durchgeführt werden.

7.2 Ausblick

Abschließend werden kurz die Themengebiete erläutert, die noch nicht bearbeitet wurden bzw. die im weiteren Verlauf des INNOLAT – Projekts anstehen:

Bewertung von Jahressimulationen und Optimierung von Systemparametern: Mit den zwei Systemkonfigurationen wurden Jahressimulationen durchgeführt. Die Ergebnisse der Jahressimulationen sollen bewertet werden. In Verbindung mit der Simulationsumgebung ColSim kann die Optimierungssoftware GenOpt eingesetzt werden. Mit dieser besteht die Möglichkeit Parameter wie die Speicherkapazität der Tanks, die Größe des Solarfelds oder die Anzahl der Schneckenwärmeübertrager zu optimieren. Als Bewertungskriterium dienen die Stromgestehungskosten, die mit der hier aufgestellten Kostenstruktur für solarthermische Kraftwerke berechnet werden können.

Beachtung des Kegelgesetzes von Stodola: In der Systemsimulation wird das Kegelgesetz von Stodola nicht berücksichtigt. Das Kegelgesetz beschreibt die Reduktion des Wasserdampfmassenstroms der Dampfturbine im Teillastbetrieb. Die Reduktion des Wasserdampfmassenstroms ist direkt proportional zu der bereitgestellten Elektrizität des Kraftwerks und wird so den elektrischen Ertrag mindern.

Validierung des Schneckenwärmeübertrager Modells in ColSim mit experimentellen Daten: Am Teststand des Fraunhofer Instituts für Solare Energiesysteme (Freiburg) sollen experimentelle Daten aus Versuchen von Schmelzen von Salz bzw. Kristallisation von Salzschnmelze gewonnen werden. Gleichzeitig soll eine Simulation unter den Randbedingungen des Versuchs durchgeführt werden. Die Simulationsergebnisse sollen mit den experimentellen Daten verglichen werden um das Simulationsmodell des Schneckenwärmeübertragers zu validieren.

Berücksichtigung von Druckverlusten in den Wärmeübertragern: Im Modell des Schneckenwärmeübertragers und des sensiblen Wärmeübertragers werden keine Druckverlustberechnungen durchgeführt. Im weiteren Verlauf des INNOLAT – Projekts sollen die Druckverluste beachtet werden.

Experimentelle Ermittlung des Wärmeübergangskoeffizients: Der Wärmeübergangskoeffizient zwischen dem Speichermedium (Salz) und dem Wärmeträgermedium (Wasser) beim Laden und Entladen hat einen starken Einfluss auf die Wärmeleistung des Schneckenwärmeübertragers und somit auch auf die Energiegestehungskosten. Da der Anteil der Kosten der Schneckenwärmeübertrager an den Gesamtkosten sehr hoch ist, wird ein hoher Einfluss des Wärmeübergangskoeffizienten erwartet. Um den Wärmeübergangskoeffizienten genau zu bestimmen, werden noch detaillierte Experimente durchgeführt.

8 ANHANG

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Die drei wichtigsten Komponenten eines solarthermischen Kraftwerkes [6].....	4
Abbildung 2: Die drei Prinzipien der Wärmespeicherung	7
Abbildung 3: Vergleich der Energiedichten bei sensiblen und latenten Wärmespeichern	10
Abbildung 4: Schneckenwärmeübertrager mit zwei Wellen [10]	13
Abbildung 5: Schneckenprofil "Variocleaner" [11].....	14
Abbildung 6: Lade/Entladekurve bei Direktverdampfung mit sensibler Wärmespeicherung mit $\Delta T = 10$ K	20
Abbildung 7: Das latente Zwei - Tank Speicherkonzept in Verbindung mit Direktverdampfung bei $\Delta T = 10$ °C zwischen Wärmeträger- und Speichermedium.....	22
Abbildung 8: Das latente Zwei - Tank Speicherkonzept in Verbindung mit Direktverdampfung bei $\Delta T = 15$ °C zwischen Wärmeträger- und Speichermedium.....	23
Abbildung 9: Zwei - Tank System mit Einsatz einer Zusatzfeuerung	24
Abbildung 10: Ein mit Dampf genutzter 3- Tank Speicher bei $\Delta T = 10$ °C	26
Abbildung 11: Laden (oben) und Entladen (unten) des Drei - Tank Speicherkonzepts.....	27
Abbildung 12: Entlade bzw. Lade Vorgang des Zwei - Tank Speicherkonzepts	30
Abbildung 13: Informationen, die in ColSim in einem struct (genannt „Plug“) gespeichert sind	33
Abbildung 14: Rechenvorgang mit dem Plug Flow Modell - genutzt im Schneckenwärmeübertrager [24]	34
Abbildung 15: Kreisdiagramm für die Zusatzkosten eines Schneckenwärmeübertrager - Moduls	41
Abbildung 16: Skizze für die Grundfläche: in zwei Reihen, 25 SWÜ Module nebeneinander.....	42
Abbildung 17: Skizze der Stahlstruktur der SWÜ	43
Abbildung 18: Komponenten, die in der Simulation im Kraftwerksblock zu einem Modell zusammengefasst sind.....	57
Abbildung 19: Das Fresnel-Solarfeld Puerto Errado in Calasparra, bei Murcia im Süden Spaniens [37].....	60

Abbildung 20: 24h - Verlauf der DNI, der Turbinenleistung und der Speicherleistung an einem unbewölkten Sommertag (1.7.1991) in Daggett, Kalifornien	71
Abbildung 21: Tagesverlauf der Turbine und des Speichersystems an einem Wintertag (1.12.1991) in Daggett, Kalifornien.....	71
Abbildung 22: Laden und Entladen des thermischen Speichersystems (8h) an einem Sommertag (1.7.1991)	73
Abbildung 23: Die Energiebilanz des gesamten Kraftwerks	75
Abbildung 24: Die Energiebilanz des Speichersystems	78
Abbildung 25: Tagesverlauf der Turbine und des Speichersystems an einem schönen Sommertag (1.7.1991) in Daggett, Kalifornien	79
Abbildung 26: Tagesverlauf der Turbine und des Speichersystems an einem Wintertag (1.12.1991) in Daggett, Kalifornien.....	80
Abbildung 27: Laden und Entladen des thermischen Speichersystems (8h) an einem Sommertag (1.7.1991)	81
Abbildung 28: Die Energiebilanz des gesamten Kraftwerks mit Zwei – Tank Speichersystem und Zusatzbrenner.....	82
Abbildung 29: Erläuterung für Tabelle 17 und Tabelle 18.....	IX

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Unterschiedliche Schmelztemperaturen von NaNO_3 in verschiedenen Quellen	16
Tabelle 2: Druck und Temperaturverlust vom Laden zum Entladen bei Direktverdampfung mit einem sensiblen Speichermedium.....	20
Tabelle 3: Maximaltemperatur, Druck und Massenströme des Zwei – Tank Speichersystems bei unterschiedlichem ΔT beim Phasenwechsel ...	21
Tabelle 4: Die aufgestellten Gesamtinvestitionskosten eines 50 MW _{el} – direktverdampfenden Kraftwerks mit dem Drei – Tank Speichersystem ...	38
Tabelle 5: Die aufgestellten Systemkosten für einen thermischen Drei-Tank-Speicher	39
Tabelle 6: Geometrische Abmessungen von kalten, mittleren und heißem Tank für eine 7,7 h Speicherdauer	44
Tabelle 7: Kostenübersicht für das Solarfeld	48
Tabelle 8: Arbeits- und sonstige Kosten	49
Tabelle 9: Systemkosten für den thermischen Speicher für das Zwei - Tank Konzept.....	50
Tabelle 10: Gesamtinvestitionskosten eines 50 MW _{el} - Kraftwerks für konzentrierende solarthermische Energieerzeugung mit einem Drei – Tank Speichermodell.....	51
Tabelle 11: Grenzen in denen der Kraftwerksblock betrieben werden kann.....	55
Tabelle 12: Ergebnisse der Jahressimulation des direktverdampfenden solarthermischen Kraftwerks in ColSim	66
Tabelle 13: Energiebilanz des Kraftwerks mit Drei – Tank Speichersystem für den Simulationszeitraum t = 1 Jahr.....	75
Tabelle 14: Energiebilanz des Drei - Tank Speichers für den Simulationszeitraum t = 1 Jahr	78
Tabelle 15: Energiebilanz des Kraftwerks mit Zwei – Tank Speichersystem für den Simulationszeitraum t = 1 Jahr.....	83
Tabelle 16: Energiebilanz des Zwei - Tank Speichers für den Simulationszeitraum t = 1 Jahr	83
Tabelle 17: Stationäre Ladevorgang des Speichersystems	IX
Tabelle 18: Stationäre Entladevorgang des Speichersystems	X

Formelzeichen

Abkürzungen	
CSP	Solarthermisches Kraftwerk
DNI	Direktnormalstrahlung
HTF	Wärmeträgermedium
LCOE	Energiegestehungskosten
PCM	Phasenwechsel Speichermedium
SM	Solar multiple
SWÜ	Schneckenwärmeübertrager
TES	Thermischer Energiespeicher

Lateinische Buchstaben		
A	m^2	Fläche, Kollektorfläche, Solarfeldgröße
C	J	Systemkapazität
C_N	J	Systemkapazität zum Zeitpunkt $t = N$
c_p	$J/(kg\ K)$	Spezifische Wärmekapazität
C_0	J	Systemkapazität zum Zeitpunkt $t = 0$
\bar{c}	m/s	Mittlere Geschwindigkeit des Fluids
d	m	hydraulische Durchmesser
DNI	W/m^2	Direktnormalstrahlung
h	kJ/kg	Spezifische Phasenwechselenthalpie
h	s	Schrittweite
k	$W/(m^2K)$	Wärmeübergangskoeffizient
ΔL	m	Länge des betrachteten Rohrstücks

m	kg	Masse
\dot{m}	kg/s	Massenstrom
\dot{m}_T	kg/s	Massenstrom der Turbine in Teillast
\dot{m}_0	kg/s	Massenstrom der Turbine in Volllast
P	W	Leistung
P_{loss}	W/m ²	Thermischen Verluste im Kollektor
p_{in}	Pa	Eintrittsdruck
$p_{\alpha T}$	Pa	Eintrittsdruck in Dampfturbine, Teillast
$p_{\omega T}$	Pa	Austrittsdruck in Dampfturbine, Teillast
$p_{\alpha 0}$	Pa	Eintrittsdruck in Dampfturbine, Volllast
$p_{\omega 0}$	Pa	Austrittsdruck in Dampfturbine, Volllast
Δp	Pa	Druckverlust
Q	J	Wärmemenge
$Q_{\text{ab,PB}}$	J	Thermische Energie des Kraftwerkblocks
Q_{in}	J	Thermische Eintrittsenergie
Q_{Defokus}	J	Defokussierte Energie im Solarfeld
Q_{gains}	J	Gewonnene Energie über alle Zeitschritte
$Q_{\text{in,Turbine}}$	J	Thermische Energie der Turbine
Q_{losses}	J	Verlorene Energie über alle Zeitschritte
Q_{Node}	J	Aktuelle Energie in allen Knoten
$Q_{\text{Node,init}}$	J	Anfangsenergie in allen Knoten
$Q_{\text{net,el}}$	W	Elektrische Nettoenergie des Generators
$Q_{\text{use,solar}}$	J	Aufgenommene Energie im Solarfeld
$Q_{\text{Verlust, TES}}$	J	Thermische Verluste des Speichersystems
$Q_{\text{Zusatzbrenner}}$	J	Zugeführte Energie durch Zusatzbrenner
\dot{Q}	W	Wärmestrom
$\dot{Q}_{\text{in,Turbine}}$	W	Thermische Leistung der Turbine
$\dot{Q}_{\text{use,solar}}$	W	Wärmeleistung des Solarfelds

$\dot{Q}_{\text{use,solar,max}}$	W	Maximale thermische Leistung des Solarfelds
q_{Verlust}	kW/m^2	Spezifischer Wärmeverlust
T	$^{\circ}\text{C}, \text{K}$	Temperatur
T_{amb}	$^{\circ}\text{C}$	Umgebungstemperatur
T_{aus}	$^{\circ}\text{C}$	Austrittstemperatur aus dem Absorberrohr
$T_{\text{ein}}, T_{\text{in}}$	$^{\circ}\text{C}$	Eintrittstemperatur in das Absorberrohr
T_{m}	$^{\circ}\text{C}$	Durchschnittstemperatur
T_{Salz}	$^{\circ}\text{C}$	Salzspeichertemperatur im Tank
$T_{\alpha T}$	$^{\circ}\text{C}$	Eintrittstemperatur in Dampfturbine, Teillast
$T_{\alpha 0}$	$^{\circ}\text{C}$	Eintrittstemperatur in Dampfturbine, Volllast
ΔT	$\text{K}, ^{\circ}\text{C}$	Temperaturdifferenz
u_0	$\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})$	Wärmeverlustfaktor
u_3	$\text{W}/(\text{m}^2 \text{K}^4)$	Wärmeverlustfaktor
V	m^3	Volumen
$W_{\text{zu,Pumpe}}$	J	Pumparbeit der Speisewasserpumpe
\dot{V}	m^3/s	Volumenstrom
x	-	Dampfgehalt

Griechische Buchstaben		
α	$\text{W} / \text{m}^2 \text{K}$	
γ	$^{\circ}$	Azimutwinkel
Δ	-	Differenz
ε	J	Energiebilanzfehler
$\varepsilon_{\text{Kw.}}$	J	Energiebilanzfehler des Kraftwerks
ε_{Sys}	J	Simulationsabbruchbedingung
ε_{TES}	J	Energiebilanzfehler des Speichersystems

η_{Defokus}	-	Anteil der defokussierten Energie im Solarfeld
$\eta_{\text{Kraftwerk}}$	-	Kraftwerkswirkungsgrad
η_{opt}	-	Optischer Wirkungsgrad
η_{Pumpe}	-	(Pumpen)wirkungsgrad
η_{Sys}	-	Systemwirkungsgrad
$\eta_{\text{therm,SF}}$	-	Anteil der aufgenommenen Wärme im Solarfeld
θ_z	°	Zenitwinkel
λ	W/m K	Wärmeleitfähigkeit
λ	-	Rohrreibungszahl
ρ	kg/m ³	Dichte

8.1 Fits von NaNO₃

Wärmekapazität c_p in [J/(kg K)]:

Intervall [100°C; 269,95°C]:

$$c_p(T) = 8,2546E-04 \cdot T^3 - 3,9192E-01 \cdot T^2 + 6,3197E+01 \cdot T - 2,0435E+03$$

Intervall (269,95°C; 279,85°C]:

$$c_p(T) = -3,60535764E+01 \cdot T^2 + 1,97841577E+04 \cdot T - 2,71079807E+06$$

Intervall (272,85°C; 306°C]:

$$c_p(T) = -9,439387E-02 \cdot T^3 + 8,476241E+01 \cdot T^2 - 2,536708E+04 \cdot T + 2,531792E+06$$

Ab 306°C:

$$c_p(T) = 1655$$

Wärmeleitfähigkeit in $\square W(m K)$:

für $T < 306^\circ C$:

$$\lambda(T) = -0,0009 \cdot T + 0,9524;$$

für $T > 306^\circ C$:

$$\lambda(T) = -0,0000221 \cdot T + 0,52;$$

für $T = 306^\circ C$:

$$\lambda(T) = 0,677 - (0,677 - 0,5232374) \cdot x;$$

Mit Temperatur T in $^\circ C$ und dem Dampfgehalt x .

Dichte in ρ [kg/m³]:

für $T < 306^\circ C$:

$$\rho(T) = -0,4982 \cdot T + 2272,5;$$

für $T > 306^\circ C$:

$$\rho(T) = -0,5567x + 2078,4;$$

für $T=306^{\circ}\text{C}$:

$$\rho(T) = 0.677 - (0.677 - 0.5232374) \cdot x;$$

Mit Temperatur T in $^{\circ}\text{C}$ und dem Dampfgehalt x .

8.2 Das thermische Speichersystem unter stationären Bedingungen

Der Schneckewärmeübertrager bzw. das thermische Energiespeichersystem haben in der Simulation oft zu Fehlern geführt. Deshalb wurde in diesem Abschnitt das Speichersystem in der Simulation unter stationären Bedingungen in Tabelle 17 und in Tabelle 18 untersucht und mit den händisch errechneten Ergebnissen verglichen. Die grau hinterlegten Kästchen in Tabelle 17 und in Tabelle 18 sind dabei die errechneten, die weiß hinterlegten die simulierten Ergebnisse. In Abbildung 29 werden die Bezugspunkte von Tabelle 17 und von Tabelle 18 grafisch dargestellt.

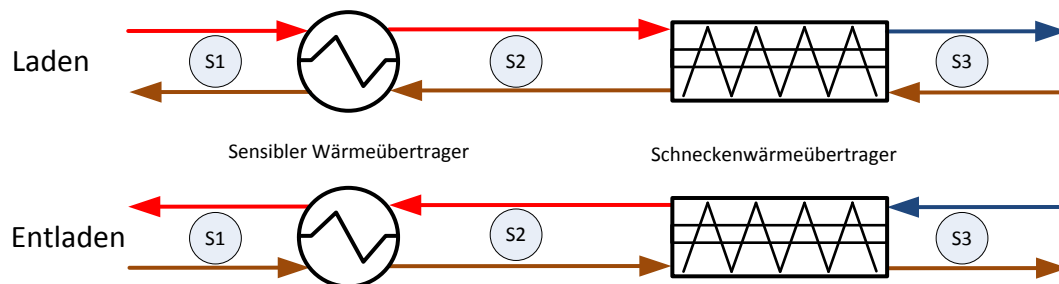


Abbildung 29: Erläuterung für Tabelle 17 und Tabelle 18

Tabelle 17: Stationäre Ladevorgang des Speichersystems

Laden	S1			S2		S3			p [bar]
	T [$^{\circ}\text{C}$]	x [-]	m [kg/s]	T [$^{\circ}\text{C}$]	x [-]	T [$^{\circ}\text{C}$]	x [-]	m [kg/s]	
Wasser	547,18	1,00	68,14	333,00	1,00	316,04	0,05	68,14	107,00
	550,00	1,00	67,51	316,00	1,00	316,00	0,00	67,51	106,98
Salz	527,00	1,00	125,78	306,00	1,00	305,24	0,00	494,34	1,00
	540,00	1,00	136,84	306,00	1,00	306,00	0,00	500,32	1,00

Tabelle 18: Stationäre Entladevorgang des Speichersystems

Entladen	S1			S2		S3			<i>p</i> [bar]
	<i>T</i> [°C]	<i>x</i> [-]	<i>m</i> [kg/s]	<i>T</i> [°C]	<i>x</i> [-]	<i>T</i> [°C]	<i>x</i> [-]	<i>m</i> [kg/s]	
<i>Wasser</i>	522,73	1,00	59,74	296,00	1,00	292,92	0,00	59,74	81,10
	530,00	1,00	64,10	296,00	1,00	293,00	0,00	64,10	81,10
<i>Salz</i>	523,00	1,00	125,78	307,21	1,00	306,00	0,00	503,14	1,00
	540,00	1,00	136,84	306,00	1,00	306,00	0,00	500,32	1,00

9 Literaturverzeichnis

1. Gil, A., et al., *State of the art on high temperature thermal energy storage for power generation: Part 1 – Concepts, materials and modellization*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2010. 14(1).
2. Alexiadis, A., *Global warming and human activity: A model for studying the potential instability of the carbon dioxide/temperature feedback mechanism*. Ecological Modelling, 2006.
3. Ramteen, R. and D. Paul, *The value of Concentrating Solar Power and Thermal Energy Storage*. 2010.
4. Feldhoff, J.F., et al., *Comparative system analysis of direct steam generation and synthetic oil parabolic trough power plants with integrated thermal storage*. Solar Energy, 2011. 86(1).
5. Kuravi, S., et al., *Thermal energy storage technologies and systems for concentrating solar power plants*. 2013.
6. Gazzo, A., et al., *Middle East and North Africa Region Assessment of the Local Manufacturing Potential for Concentrated Solar Power (CSP) Projects*. World Bank - International Bank for Reconstruction and Development, 2011.
7. Reloso, S. and E. Delgado, *Experience with molten salt thermal storage in a commercial parabolic trough plant: Andasol-1 Comissioning and operation*.
8. I.Fernández, et al., *Advances in phase change materials for thermal solar power plants quality*. 2010.
9. Zarza, E. *Overview on Direct Steam Generation (DSG) and Experience at the Plataforma Solar de Almeria (PSA)*. 2007 [cited 2013 11.12.2013]; Available from: http://www.nrel.gov/csp/troughnet/pdfs/2007/zarza_dsg_overview.pdf.
10. Zipf, V., et al., *High temperature latent heat storage with a screw heat exchanger: Design of prototype*. Applied Energy, 2012. 109.
11. http://www.thiestextilmaschinen.com/128/Textile_Machines/Hollow_Screw.htm. 2013 [cited 2013 04.12.2013].
12. Jriji, T., et al., *Thermodynamic study of the condensed phase of NaNO₃, KNO₃ and CSNO₃ and their transitions*. 1995. 266.
13. Bauer, T., et al., *Sodium nitrate for high temperature latent heat storage*. Effstock 2009, Abstract Book and Proceedings, 2009.
14. Tamme, R., *Optimised Industrial Process Heat and Power Generation with Thermal Energy Storage*. DLR, TREFLE, University of Lleida, 2010.
15. Laing, D., et al., *Advanced high temperature latent heat storage system - design and test results*. 2009.
16. Mehling, H. and L. Cabeza, *Heat and cold storage with PCM - An up to date introduction into basics and applications*.
17. Perry, R.H. and D.W. Green, *Perry's Chemical Engineer handbook*. 1997.
18. Agyenim, F., et al., *A review of materials, heat transfer and phase change problem formulation for latent heat thermal energy storage systems (LHTESS)*. 2009.
19. Montes, M.J., et al., *Solar multiple optimization for a solar-only thermal power plant, using oil as heat transfer fluid in the parabolic trough collectors*. Solar Energy, 2009.
20. Zavoico, A.B., *Solar Power Tower - Design Basic Document*. Sandia National Laboratories, 2001.

-
21. Wittwer, C., W. Hube, and P. Schossig, *ColSim - A new simulation environment for complex system analysis and controllers*. Building Simulation.
 22. Wittwer, C., *ColSim - Simulation von Regelungssystemen in aktiven solarthermischen Anlagen*. 1999.
 23. Kettner, C., O. Ajayi, and C. Wittwer, *ColSim - Manual*. 2012.
 24. Flesch, J., *Development of a Simulation Model for a Solar Thermal Central Receiver System*. 2013.
 25. Crespo, L., et al., *Renewable energy technologies: cost analysis series - Concentrating Solar Power*. IRENA - International Renewable Energy Agency, 2012. Volume 1: Power Sector(Issue 2/5).
 26. Kelly, B. and D. Kearney, *Thermal Storage Commercial Plant Design Study for a 2 - Tank Indirect Molten Salt System*. 2006.
 27. Bradshaw, R.W. and S.H. Goods, *Corrosion resistance of stainless steels during thermal cycling in alkali nitrate molten salts*. Sandia National Laboratories, 2001.
 28. *System Advisor Model (SAM)*. [cited 2013 13.12.2013]; Available from: <https://sam.nrel.gov/>.
 29. Thermoflow, I., *Thermoflex*. 1987.
 30. Lippke, F., *Simulation of the part-load behaviour of a 30 MWe SEGS plant*. 1995.
 31. Strauß, K., *Kraftwerkstechnik: zur Nutzung fossiler, nuklearer und regenerativer Energiequellen*. Springer Verlag, 2006.
 32. Herrmann, U. and B.K.H. Price, *Two-tank molten salt storage for parabolic trough solar power plants*. Energy, 2004. 29(5-6): p. 883-893.
 33. Gathmann, N. and W. Scholz, *Analysis of novel thermal energy storage system design with 3 tanks* SolarPACES 2011, 2011.
 34. Wagner, W., *Strömung und Druckverlust*. Vogel Fachbuch - Kamprath Reihe, 2001.
 35. Gnielinski, V., et al., *VDI - Wärmeatlas*, ed. V.D.I.V.-G.V.u.C. (GVC). 2006.
 36. Solar, N. *Turnkey Solar Boiler - Based on Fresnel Collector Technology, mass produced in industrial precision with performance guarantee*. 2013 [cited 2013 18.12.2013]; Available from: <http://www.novatecsolar.com>.
 37. http://www.dlr.de/dlr/desktopdefault.aspx/tabid-10200/449_read-1898#gallery/4252. 2013 [cited 2013 04.12.2013].
 38. *The parabolic trough power plants Andasol 1 to 3 - The largest solar power plants in the world* 2014 [cited 2014 28.1.2014]; Available from: <http://www.rwe.com/web/cms/mediablob/en/1115150/data/1115144/1/rwe-innogy/sites/solar-power/andasol-3/facts-figures/Further-information-about-Andasol.pdf>.
 39. Neuhäuser, A., *Untersuchung von Kreisprozessen für die solarthermische Stromerzeugung im kleinen und mittleren Leistungsbereich*. Technische Universität München Lehrstuhl für Energiesysteme, Dissertation.