

# **Masterarbeit**

Kevin Braun

## Simulationsbasierte Analyse des Flexibilitätspotenzials eines Schwimmbades als Speicher im Smart Grid

**Kevin Braun**

**Simulationsbasierte Analyse des  
Flexibilitätpotenzials eines Schwimmbades als  
Speicher im Smart Grid**

Masterarbeit eingereicht im Rahmen der Masterprüfung

im Studiengang Nachhaltige Energiesysteme im Maschinenbau  
am Department Maschinenbau und Produktion  
der Fakultät Technik und Informatik  
der Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg

Erstprüfer: Prof. Dr.-Ing. Bernd Sankol

Zweitprüfer: Dipl. Ing. Hans Schäfers

Abgabedatum: 6. Februar 2015

# **Zusammenfassung**

**Kevin Braun**

## **Thema der Masterarbeit**

Simulationsbasierte Analyse des Flexibilitätspotenzials eines Schwimmbades als Speicher im Smart Grid

## **Stichworte**

Wärmespeicher, Flexibilitätspotenzial, Lastverschiebung, Schwimmbad, Simulation, Smart Grid, Demand Side Management, Energietechnik, Gebäudetechnik

## **Kurzzusammenfassung**

Bei der Realisierung eines Smart Grids spielen dezentrale Speicher eine wichtige Rolle. Als Teil des Projektes *Smart Power Hamburg* und unter der Leitung des Center for Demand Side Integration (C4DSI) wird in dieser Arbeit das Flexibilitätspotenzial eines Schwimmbades analysiert. Dazu werden die Aussagen auf Basis einer mit MATLAB/Simulink erstellten Simulation getroffen. Das Modell entspricht einem durchschnittlichen städtischen Schwimmbad, das in Kombination mit einem stromgeführten Blockheizkraftwerk betrieben wird. Schon eingangs werden etwaige Potenziale mittels einfacher Gleichungen abgeschätzt. Die Simulation stellt daraufhin unter Berücksichtigung physikalischer Gesetze bedarfsabhängige Lastverschiebungen dar und ermöglicht quantitative Aussagen zur Energiebilanz.

**Kevin Braun**

## **Master Thesis Title**

Simulation-based analysis of the load shift potential of a public swimming pool operating as a storage within a smart grid

## **Keywords**

Heat accumulator, load shift potential, swimming pool, simulation, smart grid, demand side management, energy engineering, facilities engineering

## **Abstract**

Decentralised storages play an important role within the implementation of a smart grid. As part of the project *Smart Power Hamburg* and under the direction of the Center for Demand Side Integration (C4DSI), the load shift potential of a public swimming pool is analysed within this thesis. For this purpose, statements are made based on a simulation created with MATLAB/Simulink. The model corresponds to an average urban swimming pool operating with a block-type thermal power station. Primarily, eventual potentials are estimated by using basic equations. After that, the simulation provides demand-based load shifts considering laws of physics and allows statements regarding the energy balance.

## Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis .....	III
Tabellenverzeichnis.....	VI
Formelzeichen- und Abkürzungsverzeichnis .....	VII
1 Einleitung .....	1
1.1 Motivation .....	1
1.2 Aufgabenstellung.....	1
1.3 Methodik.....	2
2 Grundlagen.....	3
2.1 Smart Grid .....	3
2.2 Demand Side Management.....	3
3 Das System Schwimmbad .....	5
3.1 Schwimmbadtechnik .....	6
3.2 Gebäudeabmessungen und bauphysikalische Anforderungen .....	13
3.3 Energie- und Gebäudetechnik.....	15
3.3.1 Heizungs- und Raumluftechnik .....	16
3.3.2 Brauchwasserbereitstellung.....	19
4 Flexibilitäten – Das Schwimmbad als Wärmespeicher.....	23
4.1 Raumluf.....	24
4.2 Schwimmbeckenwasser .....	28
4.3 Duschwasser .....	28
4.4 Vergleich der Flexibilitätspotenziale .....	29
5 Modellbeschreibung.....	31
5.1 Simulationsgrundlagen.....	31
5.2 Modellinputs.....	31
5.3 Beschreibung des Schwimmbadmodells unter Berücksichtigung physikalischer Gesetze.....	35
5.3.1 Wärmestrom durch Luftwechsel.....	38
5.3.2 Solare Wärmegewinne.....	38
5.3.3 Heizung.....	41
5.3.4 Wärmebilanz.....	45
5.3.5 Flexibilitätspotenzial .....	48
5.3.6 Brauchwasserbereitstellung für sanitäre Anlagen.....	48

5.3.7	Beckenwassererwärmung.....	50
5.3.8	Wärme- und Stoffbilanz des Schwimmbeckens .....	51
5.3.9	Verdunstungsabhängiger Wärmestrom durch Luftwechsel.....	56
6	Simulationsanalyse.....	59
6.1	Analyse des Betriebs ohne Fahrplanvorgabe .....	59
6.1.1	Statische Analyse der Wärmelast bei konstant gehaltenen Temperaturen... 59	
6.1.2	Dynamische Analyse der Wärmelast bei konstant gehaltenen Temperaturen.....	65
6.1.3	Analyse des Flexibilitätspotenzials bei konstant gehaltenen Temperaturen.....	67
6.2	Analyse des Betriebs mit Fahrplanvorgabe .....	68
6.2.1	Statische Analyse der Wärmelast in Abhängigkeit des Fahrplans.....	69
6.2.2	Dynamische Analyse des Temperaturverlaufs in Abhängigkeit des Fahrplans.....	71
6.2.3	Analyse der Flexibilitätspotenziale in Abhängigkeit des Fahrplans .....	73
7	Ergebnisbewertung und Potenzialabschätzung.....	76
7.1	Validierung des Simulationsmodells.....	76
7.2	Potenzialabschätzung.....	78
8	Fazit.....	82
9	Ausblick.....	84
	Literaturverzeichnis.....	85
A	Anhang.....	i
A1	Eingangsparameter des Simulationsmodells .....	i
A2	Weitere Auswertungen und Diagramme der Simulationsanalyse.....	iv

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2.1: Lastverschiebearten im Rahmen des DSM.....	4
Abbildung 3.1: Fließschema des Hallenschwimmbades .....	6
Abbildung 3.2: Fließschema eines Beckens mit Überlaufrinne und Überlaufsammelbehälter.....	8
Abbildung 3.3: Horizontale Beckendurchströmung .....	9
Abbildung 3.4: Fließschema des Schwimmbeckenwasserkreislaufs.....	11
Abbildung 3.5: Wärmegewinne und -verluste eines Schwimmbeckens.....	12
Abbildung 3.6: Skizzierte Darstellung der Gebäudehülle .....	15
Abbildung 3.7: Wärmerückgewinnung durch Kombination von Rekuperator- und Wärmepumpe .....	18
Abbildung 3.8: Fließschema des Heizungs- und Raumluftsystems.....	19
Abbildung 3.9: Fließschema der Brauchwasserbereitstellung.....	22
Abbildung 5.1: Auswahl des Simulationsverfahrens .....	31
Abbildung 5.2: Auslastung des Hallenschwimmbades .....	32
Abbildung 5.3: Beispiel eines fiktiven Fahrplans .....	33
Abbildung 5.4: Das Subsystem <i>Hallenschwimmbad</i> .....	35
Abbildung 5.5: Unterteilung des Modells in Subsysteme entsprechend der einzelnen Bereiche.....	36
Abbildung 5.6: Das Subsystem <i>Eingang</i> .....	36
Abbildung 5.7: Aufbau des Subsystems <i>Eingang</i> .....	37
Abbildung 5.8: Das Subsystem <i>Wärmestrom durch Luftwechsel</i> .....	38
Abbildung 5.9: Das Subsystem <i>Solare Wärmegewinne</i> .....	39
Abbildung 5.10: Aufbau des Subsystems <i>Solare Wärmegewinne</i> .....	41
Abbildung 5.11: Das Subsystem <i>Heizung</i> .....	41
Abbildung 5.12: Aufbau des Subsystems <i>Heizung</i> .....	42
Abbildung 5.13: Aufbau des Subsystems <i>Heizungsregelung</i> .....	43
Abbildung 5.14: Das Subsystem <i>Abkühlen des Heizkörpers</i> .....	45
Abbildung 5.15: Das Subsystem <i>Wärmebilanz Eingang</i> .....	46
Abbildung 5.16: Aufbau des Subsystems <i>Wärmebilanz Eingang</i> .....	47
Abbildung 5.17: Das Subsystem <i>Flexibilitätpotenzial Eingang</i> .....	48
Abbildung 5.18: Das Subsystem <i>Brauchwasserbereitstellung</i> .....	49
Abbildung 5.19: Aufbau des Subsystems <i>Brauchwasserbereitstellung</i> .....	50

Abbildung 5.20: Das Subsystem <i>Beckenwassererwärmung</i> .....	50
Abbildung 5.21: Aufbau des Subsystems <i>Beckenwassererwärmung</i> .....	51
Abbildung 5.22: Das Subsystem <i>Wärme- und Stoffbilanz Schwimmbecken</i> .....	52
Abbildung 5.23: Aufbau des Subsystems <i>Wärme- und Stoffbilanz Schwimmbecken</i> .....	52
Abbildung 5.24: Kennlinie der Wasserverdunstung in Abhängigkeit der Auslastung .....	55
Abbildung 5.25: Das Subsystem <i>Verdunstungsabhängiger Wärmestrom durch Luftwechsel</i> .....	56
Abbildung 5.26: Aufbau des Subsystems <i>Verdunstungsabhängiger Wärmestrom durch Luftwechsel</i> .....	56
Abbildung 6.1: Gesamtheizlast bei unterschiedlichen Außenlufttemperaturen und konstanter Auslastung .....	60
Abbildung 6.2: Aufteilung der Gesamtheizlast auf die einzelnen Bereiche.....	60
Abbildung 6.3: Gesamtheizlast bei unterschiedlichen Auslastungen und konstanter Außenlufttemperatur.....	61
Abbildung 6.4: Aufteilung der Gesamtheizlast bei verschiedenen Auslastungen und konstanter Außenlufttemperaturen.....	62
Abbildung 6.5: Anteil der Warmwasserbereitung an der Gesamtheizlast in Abhängigkeit der Auslastung.....	62
Abbildung 6.6: Heizlast der Schwimmhalle bei unterschiedlichen Auslastungen und konstanter Außenlufttemperatur.....	63
Abbildung 6.7: Darstellung der Abhängigkeit von Verdunstungs- und Außenluftmassenstrom .....	64
Abbildung 6.8: Aufteilung der Heizlast der Schwimmhalle nach verschiedenen Wärmestromarten .....	65
Abbildung 6.9: Darstellung der Heizlasten bei dynamischem Betrieb 1 .....	66
Abbildung 6.10: Darstellung der Heizlasten bei dynamischem Betrieb 2 .....	67
Abbildung 6.11: Darstellung der positiven Flexibilitäten des konstanten Betriebs.....	68
Abbildung 6.12: Darstellung der negativen Flexibilitäten des konstanten Betriebs.....	68
Abbildung 6.13: Gesamtheizlast in Abhängigkeit des Fahrplans.....	69
Abbildung 6.14: Heizlast der Beckenwassererwärmung in Abhängigkeit des Fahrplans ..	70
Abbildung 6.15: Temperaturverlauf der Schwimmhalle in Abhängigkeit des Fahrplans ....	71
Abbildung 6.16: Temperaturverlauf des Beckenwassers in Abhängigkeit des Fahrplans ..	72
Abbildung 6.17: Temperaturverlauf des Duschwassers in Abhängigkeit des Fahrplans ....	72
Abbildung 6.18: Verlauf der Gesamtflexibilitäten in Abhängigkeit des Fahrplans .....	73
Abbildung 6.19: Verlauf der Flexibilitäten der Schwimmhalle in Abhängigkeit des Fahrplans.....	74

Abbildung 6.20: Verlauf der Flexibilitäten des Beckens in Abhängigkeit des Fahrplans .....	75
Abbildung 7.1: Heizlast eines realen Hallenschwimmbades.....	76
Abbildung 7.2: Aufteilung der Gesamtheizlast auf die verschiedenen Wärmebedarfsbereiche .....	77
Abbildung 7.3: Abhängigkeit von Verdunstung und Lüftungsverlusten ( $AL = 0,4$ ).....	80
Abbildung 7.4: Abhängigkeit von Verdunstung und Lüftungsverlusten ( $AL = 0,8$ ).....	80

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 3.1: Abmessungen des Schwimmerbeckens.....	7
Tabelle 3.2: Beckenwassertemperaturen für verschiedene Beckenarten.....	7
Tabelle 3.3: Allgemeine technische Berechnungsdaten für Schwimmbecken.....	10
Tabelle 3.4: Empfohlene Wärmedurchgangskoeffizienten von Bauteilen in beheizten Räumen .....	15
Tabelle 3.5: Raumlufthtemperaturen zur Anlagenbemessung .....	16
Tabelle 3.6: Erforderliche Außenluftvolumenströme .....	17
Tabelle 3.7: Komfortkriterien und Anforderungsstufen für Duschen.....	20
Tabelle 4.1: Übersicht der Solltemperaturen und deren Toleranzen.....	23
Tabelle 4.2: Übersicht der Flexibilitätspotenziale .....	30
Tabelle 5.1: Ausschnitt der konstanten Modellinputs.....	34
Tabelle 5.2: Übersicht der als konstant angenommenen Stoffwerte .....	34

## Formelzeichen- und Abkürzungsverzeichnis

### Formelzeichen

$A$	$\text{m}^2$	Fläche
$A_{eff}$	$\text{m}^2$	Effektive Fläche
$AL$	-	Auslastung
$c_p$	$\text{kJ}/(\text{kgK})$	Spezifische Wärmekapazität
$f_l$	-	Gleichzeitigkeitsfaktor Duschenbenutzung
$F_C$	-	Abminderungsfaktor für Sonnenschutzvorrichtungen
$F_F$	-	Abminderungsfaktor für den Rahmenanteil
$F_S$	-	Abminderungsfaktor für Verschattung
$F_t$	-	Formfaktor für die Orientierung zwischen Bauteil und Himmel
$F_W$	-	Abminderungsfaktor für nicht senkrechten Strahlungseinfall
$g_{senkrecht}$	-	Gesamtenergiedurchlassgrad bei senkrechtem Strahlungseinfall
$\Delta H_V$	$\text{kJ}/\text{kg}$	Spezifische Verdampfungsenthalpie
$h_r$	-	Äußerer Abstrahlungskoeffizient
$I_{global}$	$\text{W}/\text{m}^2$	Globalstrahlung der Sonne
$\dot{m}$	$\text{kg}/\text{s}$	Massenstrom
$p$	Pa	Druck
$p_D$	Pa	Wasserdampfdruck (Partialdruck)
$p_S$	Pa	Sättigungsdampfdruck
$\hat{p}_B$	-	Beckenbenutzungszahl
$Q$	J	Energie
$\dot{Q}$	W	Wärmestrom (Leistung)
$R$	$\text{J}/(\text{kgK})$	Spezifische Gaskonstante
$R_e$	$\text{m}^2\text{K}/\text{W}$	Äußerer Wärmedurchlasswiderstand
$t$	$^{\circ}\text{C}$	Temperatur
$T$	T	Temperatur

$U$	W/(m <sup>2</sup> K)	Wärmedurchgangskoeffizient
$V$	m <sup>3</sup>	Volumen
$V_R$	m <sup>3</sup>	Filterspülwassermenge
$V_V$	m <sup>3</sup>	Verdrängungswasser
$V_W$	m <sup>3</sup>	Schwallwasser
$x_{D,AU}$	kg/kg tL	Wasserdampfgehalt der Außenluft
$x_{D,L}$	kg/kg tL	Wasserdampfgehalt der Raumluft
$Z$	-	Anzahl der Duschen
$\alpha$	-	Absorptionskoeffizient für Strahlung
$\alpha_i$	W/(m <sup>2</sup> K)	Innerer Wärmeübergangskoeffizient
$\alpha_{u/b}$	W/(m <sup>2</sup> K)	Wärmeübergangskoeffizient des unbenutzten/benutzten Beckens
$\beta_{u/b}$	m/h	Wasserübergangskoeffizient des unbenutzten/benutzten Beckens
$\Delta$	-	Differenz
$\varepsilon$	W/(m <sup>2</sup> K)	Emissionsgrad
$\eta_{th}$	-	Thermischer Wirkungsgrad
$\theta_{er}$	K	Mittlere Differenz zwischen der Temperatur der Umgebungsluft und der scheinbaren Temperatur des Himmels
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	Dichte
$\sigma$	W/(m <sup>2</sup> K <sup>4</sup> )	Stefan-Boltzmann-Konstante
$\varphi$	%	Relative Luftfeuchtigkeit

### Indizes

$AU$	Außenluft
$b$	Benutzt
$B$	Becken
$D$	Dampf
$DW$	Duschwasser
$fL$	Feuchte Luft
$FW$	Frischwasser

<i>ges</i>	Gesamtwert
<i>max</i>	Maximalwert
<i>min</i>	Minimalwert
<i>neg</i>	Negativ
<i>pos</i>	Positiv
<i>soll</i>	Sollwert
<i>tL</i>	Trockene Luft
<i>trans</i>	Die Wärmetransmission betreffend
<i>u</i>	Unbenutzt
<i>V</i>	Verdunstung
<i>vent</i>	Ventilation
<i>W</i>	Wasser
<i>WT</i>	Wärmetauscher
<i>WW</i>	Warmwasser

### **Abkürzungen**

BHKW	Blockheizkraftwerk
C4DSI	Center for Demand Side Integration
DIN	Deutsches Institut für Normung
DSM	Demand Side Management
EnEV	Energieeinsparverordnung
HAW Hamburg	Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg
RLT-Anlage	Raumluftechnische Anlagen
SLK	Spitzenlastkessel
VDI	Verein Deutscher Ingenieure

# 1 Einleitung

## 1.1 Motivation

Im Zuge der Energiewende soll der Anteil erneuerbarer Energien am Bruttoendenergieverbrauch bis 2050 auf 60 % steigen, im Hinblick auf den Bruttostromverbrauch sollen es sogar 80 % sein. Davon wird ein Großteil auf die Wind- und Sonnenenergie entfallen, was die Energieversorgung vor besondere Herausforderungen stellt. Um die Stabilität des Stromnetzes zu gewährleisten, müssen Stromangebot und -nachfrage stets ausgeglichen sein. Aufgrund der wetterabhängigen Stromerzeugung durch Wind und Sonne kann es jedoch zu starken Schwankungen der Strombereitstellung kommen, die durch das Netz aufgefangen werden müssen.

Das Verbundprojekt *Smart Power Hamburg* konzentriert sich deshalb auf die Entwicklung innovativer Energieeffizienzdienstleistungen. Als eine durch das Bundesamt für Wirtschaft und Technologie geförderte Kooperation des städtischen Energieversorgers Hamburg Energie, der Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg (HAW) und der Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule Aachen untersucht das Projekt die intelligente Bündelung von Stromerzeugern, Nutzern und Speichern am Standort Hamburg. Durch den Zusammenschluss soll ein Virtuelles Kraftwerk entstehen, in dem die verschiedenen Akteure durch intelligente Netze (Smart Grids) verbunden werden, um sie so im Verbund aufeinander abgestimmt betreiben zu können. Auf diese Weise kann ein aktiver Ausgleich des betrachteten Bilanzkreises auch bei fluktuierender Stromerzeugung erfolgen. [1]

In einem Teilprojekt werden verschiedene Speicherkonzepte untersucht. Ziel ist die Integration bestehender städtischer Infrastruktur als Pufferspeicher zum Kombinationsbetrieb mit einem Blockheizkraftwerk (BHKW). Dabei sollen auch Schwimmbäder in die Betrachtung einfließen. Da diese nicht als Wärmespeicher konzipiert sind, muss die Nutzbarmachung des Wärmespeicherpotenzials systematisch analysiert werden. Neben der Ausstattung existierender Schwimmbäder mit entsprechender Messtechnik soll zudem ein Schwimmbadmodell erstellt werden, das Aussagen über das Potenzial liefert und in eine Gesamtsimulation eingebunden werden kann. Damit ist die Grundlage für diese Arbeit geschaffen. [1]

## 1.2 Aufgabenstellung

Im Rahmen des Projekts *Smart Power Hamburg* und unter der Leitung des Center for Demand Side Integration (C4DSI) der HAW Hamburg soll in dieser Arbeit das Flexibilitätspotenzial eines Hallenschwimmbades analysiert werden. Aufbauend auf vorangegangenen Untersuchungen im Rahmen eines Masterprojektes werden die Aussagen auf Basis einer mit MATLAB/Simulink neu erstellten Simulation getroffen. Das Modell entspricht einem durchschnittlichen städtischen Schwimmbad, das in Kombination mit

einem stromgeführten Blockheizkraftwerk betrieben wird. Schon eingangs werden etwaige Potenziale mittels einfacher Gleichungen abgeschätzt. Die Simulation soll dann unter Berücksichtigung physikalischer Gesetze bedarfsabhängige Lastverschiebungen darstellen können und quantitative Aussagen zur Energiebilanz ermöglichen.

Durch den stromgeführten Betrieb richtet sich die Leistungsbereitstellung des BHKW nach der Nachfrage des übergeordneten Stromnetzes und nicht nach dem internen Strombedarf des Schwimmbades. Auf diese Weise soll ein Lastmanagement im Verbund mehrerer Erzeuger und Verbraucher ermöglicht und abgebildet werden.

### 1.3 Methodik

Um ein Grundverständnis für die betrachtete Thematik herzustellen, werden zunächst die Begriffe Smart Grid und Demand Side Management definiert und in Zusammenhang mit dieser Arbeit gebracht. Sie bilden die Grundlage für das eingangs beschriebene Verbundsystem und damit auch die Analyse des Flexibilitätspotenzials eines Schwimmbades.

Unter Berücksichtigung diverser Richtlinien, Normen und weiterer Literatur wird daraufhin das Schwimmbad als Gesamtsystem beschrieben, bevor auf die einzelnen Teilbereiche eingegangen wird. Neben der Schwimmbadtechnik und der daraus resultierenden Gebäudeabmessungen werden vor allem auch die Energie- und Gebäudetechnik ausführlich erläutert, die sich wiederum in die Bereiche der Heizungs- und Raumlufttechnik und der Brauchwasserbereitstellung gliedern.

Nachdem die Flexibilitätspotenziale der verschiedenen Bedarfsbereiche mittels einfacher Gleichungen abgeschätzt werden, folgt die Beschreibung des Simulationsmodells. Dort wird die Umsetzung der zuvor vorgestellten Technik auf Grundlage physikalischer Gesetze dargelegt und der Aufbau des Modells abgebildet. Dem schließt sich mit der Simulationsanalyse die Untersuchung der Simulationsergebnisse bezüglich der Wärmelasten, der Temperaturverläufe und vor allem auch der Flexibilitätspotenziale an. Dabei erfolgt die Analyse zum einen für den Normalbetrieb, in dem das Schwimmbad als eigenständige Liegenschaft betrachtet wird, und zum anderen für den Betrieb im Verbund, bei dem ein Fahrplan zum Betrieb des BHKW vorgegeben wird.

Durch die Ergebnisbewertung wird zunächst die Aussagekraft des Simulationsmodells überprüft, indem die Ergebnisse verschiedenen Vergleichsdaten gegenübergestellt werden. Abschließend werden Aussagen zum tatsächlichen Flexibilitätspotenzial des Schwimmbades getroffen.

## 2 Grundlagen

### 2.1 Smart Grid

Durch den stetigen Ausbau erneuerbarer Energien und deren Volatilität fluktuiert das Stromangebot schon heute zeitweise deutlich, da der Strom aus regenerativen Energiequellen bedarfsunabhängig ins Verteiler- und Übertragungsnetz eingespeist wird. Zur Systemintegration erneuerbarer Energien und zur Gewährleistung der Netz- und Versorgungssicherheit ist daher ein Aus- und Umbau der Netzinfrastruktur notwendig.

Die Bundesnetzagentur bezeichnet das bereits bestehende Stromnetz als konventionelles Netz, das „Grid“. Darunter fallen alle elektrotechnischen Komponenten, die dazu erforderlich sind, um eine elektrische Verbindung zwischen Produzenten und Verbrauchern herzustellen. Ein intelligentes Netz, das „Smart Grid“, entsteht durch informations- und regelungstechnische Erweiterungen der konventionellen Elektrizitätsnetze. [2] In ihrem *Eckpunktepapier zu den Aspekten des sich verändernden Energieversorgungssystems* definiert die Bundesnetzagentur das Smart Grid wie folgt:

„Das konventionelle Elektrizitätsnetz wird zu einem Smart Grid, wenn es durch Kommunikations-, Mess-, Steuer-, Regel- und Automatisierungstechnik sowie IT-Komponenten aufgerüstet wird. Im Ergebnis bedeutet ‚smart‘, dass Netzzustände in ‚Echtzeit‘ erfasst werden können und Möglichkeiten zur Steuerung und Regelung der Netze bestehen, so dass die bestehende Netzkapazität tatsächlich voll genutzt werden kann.“ [2]

Das Smart Grid soll demnach Systemzustände auf Verteilernetzebene nachvollziehbar machen und die Möglichkeit des lokalen Eingriffs bieten, um die Versorgung von Verbrauchern aus sowohl lokalen als auch überregionalen Quellen sicherzustellen. Dies führt zu einer besseren Ausnutzung der konventionellen Netzinfrastruktur, was deren Ausbaubedarf dämpft oder die Netzstabilität bei gleicher Auslastung verbessert. In diesem Zusammenhang wird auch häufig von einem Netzkapazitätsmanagement gesprochen. Zusammen mit dem konventionellen Netz stellt das Smart Grid die Grundlage für den „Smart Market“ dar, dem intelligenten Handel von Energiemengen. [2]

### 2.2 Demand Side Management

Unter dem Begriff Demand Side Management (DSM) versteht man die Umsetzung von Energieeffizienz- und Leistungsmanagement-Maßnahmen auf der Verbraucherseite, um eine Gesamtoptimierung des jeweiligen Energiesystems zu erreichen [3], indem es flexible Lasten eines Verbrauchers (Flexibilitäten) für das Stromversorgungssystem nutzbar macht. Der Verbraucher kann dadurch Systemdienstleistungen für einen stabilen Betrieb des Stromnetzes erbringen oder zum Ausgleich von Schwankungen der Stromerzeugung aus erneuerbaren Energien beitragen. Dies kann zum Beispiel durch die Bereitstellung von

Regelenergie geschehen. [4] Regelenergie ist immer dann erforderlich, wenn die im Netz verfügbare Kapazität nicht dem tatsächlichen Verbrauch entspricht. Im Falle eines Kapazitätsdefizits muss mehr Strom in das Netz eingespeist werden oder an entsprechenden Stellen weniger Strom verbraucht werden. Hierbei spricht man von positiver Regelenergie. Negative Regelenergie ist immer dann notwendig, wenn die Nachfrage unter dem Angebot liegt. So müssen Erzeuger heruntergeregelt beziehungsweise ganz vom Netz genommen werden oder es muss auf Verbraucherseite mehr Strom entnommen werden. [5]

Das DSM ist somit eine gezielte Steuerung der Stromnachfrage eines Verbrauchers. Grundsätzlich können die in Abbildung 2.1 dargestellten Lastverschiebearten unterschieden werden. [4]



Abbildung 2.1: Lastverschiebearten im Rahmen des DSM [4]

„Wesentliche Voraussetzung für einen flexiblen Betrieb [...] im Rahmen eines Demand Side Management sind Zwischenspeicher, die zeitliche Verschiebungen innerhalb eines Prozesses auffangen können. In Frage kommen zum Beispiel Wärme- oder Kältespeicher, Druckluftspeicher und Materiallager (Silos, Gasspeicher, Wasserbecken etc.).“ [4] Das in dieser Arbeit betrachtete Schwimmbad soll genau diesen Betrieb ermöglichen. Als Teil eines Virtuellen Kraftwerks mit intelligenter Netztechnik soll es als Wärmespeicher Flexibilitäten für das Netz zur Verfügung stellen. Dies geschieht in Abhängigkeit des BHKW-Betriebes und dessen Leistungsbereitstellung. Potenziale liegen hierbei in den Bereichen der Brauchwasserbereitstellung, der Schwimmbeckenwassererwärmung und der Heizungs- und Raumlufttechnik.

### 3 Das System Schwimmbad

Wie bei dem Bau sämtlicher privater und öffentlicher Gebäude unterliegt auch die Planung eines Schwimmbades diversen Richtlinien und Normen, die es einzuhalten gilt. Dabei ist es wichtig, das Schwimmbad als Gesamtsystem zu betrachten. Von den bauphysikalischen Anforderungen über die Schwimmbadtechnik bis hin zum Heizungssystem und zur Klimatisierung, erst unter Berücksichtigung aller Bereiche wird das System Schwimmbad in seiner Gesamtheit optimal planbar.

In diesem Kapitel werden die zu berücksichtigenden Richtlinien dargelegt, die technischen Hintergründe der einzelnen Bereiche eines Schwimmbades beschrieben und anschließend in Zusammenhang miteinander gebracht. Auf eine detaillierte Auslegung der einzelnen Anlagen und Komponenten wird in dieser Abhandlung jedoch verzichtet, da der Fokus auf der energetischen Betrachtung und Möglichkeiten der Flexibilisierung liegt und nicht auf der optimalen Konzeption des Schwimmbades.

Abbildung 3.1 zeigt das Fließschema des Hallenbades mit den zur Deckung der Wärmelast erforderlichen Systembestandteilen. Es beschreibt die Erzeugung der Wärme und deren Verteilung auf die einzelnen Bereiche des Schwimmbades.

Das dieser Arbeit zugrunde liegende Modell eines Hallenschwimmbades wird mit einem stromgeführten BHKW betrieben. Auf dem Prinzip der Kraft-Wärme-Kopplung basierend, dient das BHKW zur Gewinnung von Strom und Wärme. Dabei wird nicht nur die mechanische Energie des Verbrennungskraftprozesses zur Erzeugung von Strom im Generator genutzt, sondern ebenso die aus ihm resultierende Wärme. Der entscheidende Vorteil gegenüber einer getrennten Erzeugung von Strom in einem zentralen Kraftwerk und Wärme durch eine lokale Heizung liegt darin, dass bei einem BHKW die Abwärme des Verbrennungskraftprozesses direkt am Ort der Entstehung genutzt wird. Diese Kombination ermöglicht Gesamtwirkungsgrade des Systems von 80 bis 90 Prozent. [6]

Für Betriebszeiten, in denen die durch das BHKW erzeugte Wärmeleistung zur Deckung der Wärmelast nicht ausreicht oder das BHKW nicht betrieben werden kann, steht darüber hinaus ein Spitzenlastkessel zur Verfügung. Er schließt potentielle Versorgungslücken und stellt einen störungsfreien Betrieb sicher.

Das durch das BHKW bzw. den Spitzenlastkessel erzeugte heiße Nutzwasser wird in einem Pufferspeicher zwischengelagert. So ist die Erzeugung vom Verbrauch zeitlich entkoppelt. Natürlich muss darauf geachtet werden, dass der Pufferspeicher zu keiner Zeit komplett entleert wird. Ebenso darf er nicht überladen werden, weswegen die Wärmeerzeugung bei vollem Pufferspeicher unterbrochen werden muss. Hierzu erhält die Regelung Informationen über den Füllstand des Pufferspeichers und steuert die Wärmeproduktion durch das BHKW und den Spitzenlastkessel dementsprechend.

Da es sich um einen stromgeführten Betrieb des BHKW handelt, wird der Regelung auch der aktuelle Strombedarf mitgeteilt. Dieser entscheidet primär darüber, ob das BHKW betrieben wird oder nicht. Der Strombedarf richtet sich hierbei jedoch nicht nach dem internen Strombedarf des Hallenschwimmbades, sondern nach dem des übergeordneten Stromnetzes. Im Falle eines Nichtbetriebs des BHKW muss die gesamte Wärmeleistung

durch den Spitzenlastkessel bereitgestellt werden, sofern nicht genügend Wärme im Pufferspeicher gespeichert ist oder keine Flexibilitäten innerhalb des Systems zur Verfügung stehen.

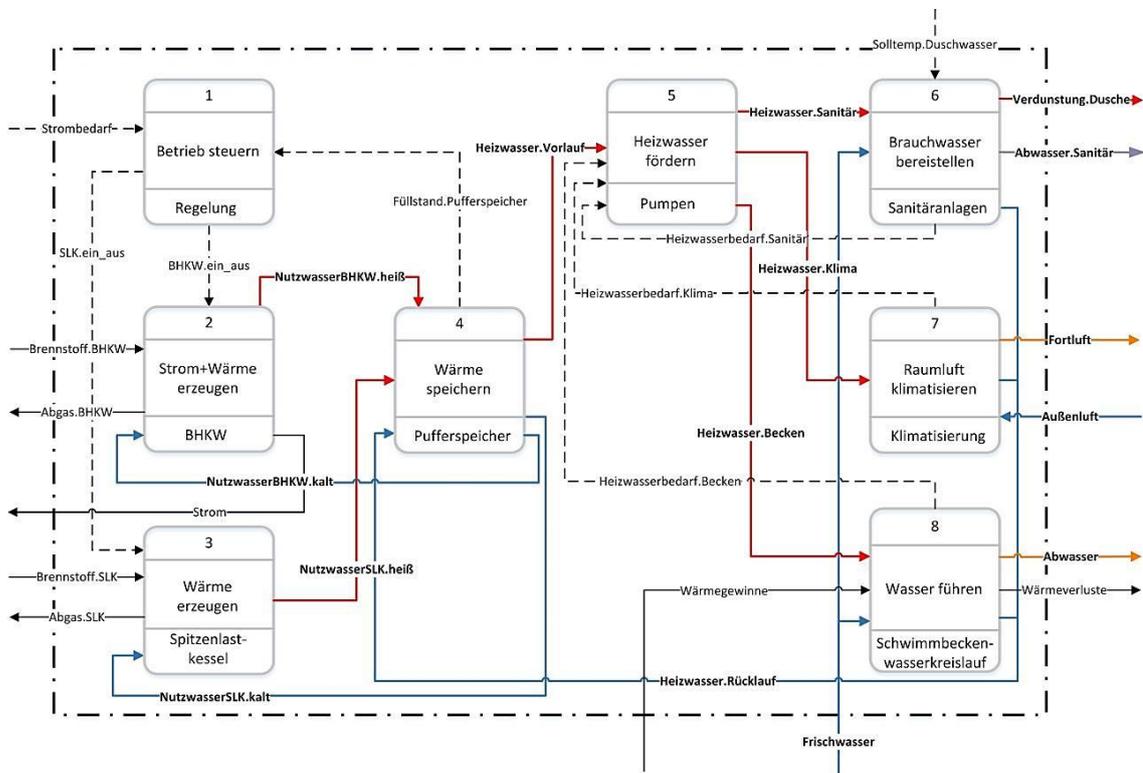


Abbildung 3.1: Fließschema des Hallenschwimmbades

Das im Pufferspeicher gelagerte Heizwasser dient zur Warmwasserbereitung für die Sanitäranlagen des Schwimmbades, zur Klimatisierung der Räume und zur Beckenwassererwärmung. Die hierzu notwendige Technik und der Betrieb der einzelnen Bereiche werden in den folgenden Kapiteln ausführlich beschrieben.

### 3.1 Schwimmbadtechnik

#### Beckenabmessungen

Entscheidend für die Planung eines Schwimmbades sind die Anzahl der Schwimmbecken und deren Größen. Hiervon abhängig sind sowohl viele technische Berechnungsdaten als auch bautechnische Anforderungen. Das hier betrachtete Schwimmbadmodell soll ein durchschnittliches städtisches Hallenschwimmbad darstellen. Es wird davon ausgegangen, dass es lediglich aus einem Schwimmerbecken besteht. Die Abmessungen sind Tabelle 3.1 entnommen und festgelegt auf eine Beckenbreite von 16,66 m, eine Beckenlänge von 25 m und eine Beckentiefe von 2 m. Diese Abmessungen entsprechen denen vieler Hamburger Hallenbäder [7] und werden daher dieser Arbeit zugrunde gelegt.

**Tabelle 3.1: Abmessungen des Schwimmerbeckens [8]**

<b>Schwimmerbecken</b>	<b>Abmessungen</b>			
Beckenbreite [m]	12,50	16,66	21,00	25,00
Beckenlängen [m]	25,00	25,00	50,00	50,00
Anzahl der Schwimmbahnen	5	6	8	10
Wassertiefen	≥ 1,80 m			

### Beckenwassertemperaturen

Die Beckenwassertemperaturen für die verschiedenen Beckenarten sind in der VDI-Richtlinie 2089 *Technische Gebäudeausrüstung von Schwimmbädern* festgelegt. Die empfohlene Auslegungstemperatur für das Schwimmerbecken liegt demnach bei 28 °C.

**Tabelle 3.2: Beckenwassertemperaturen für verschiedene Beckenarten [9]**

<b>Beckenart</b>	<b>Wassertemperatur <math>t_w</math> in °C</b>
Nichtschwimmerbecken Schwimmerbecken Springerbecken Wellenbecken	28
Freizeitbecken	28 bis 32
Planschbecken Bewegungsbecken	32
Therapiebecken	36
Warmsprudelbecken	36
Becken in Schwitzbädern Warmbecken Kaltbecken	35 15

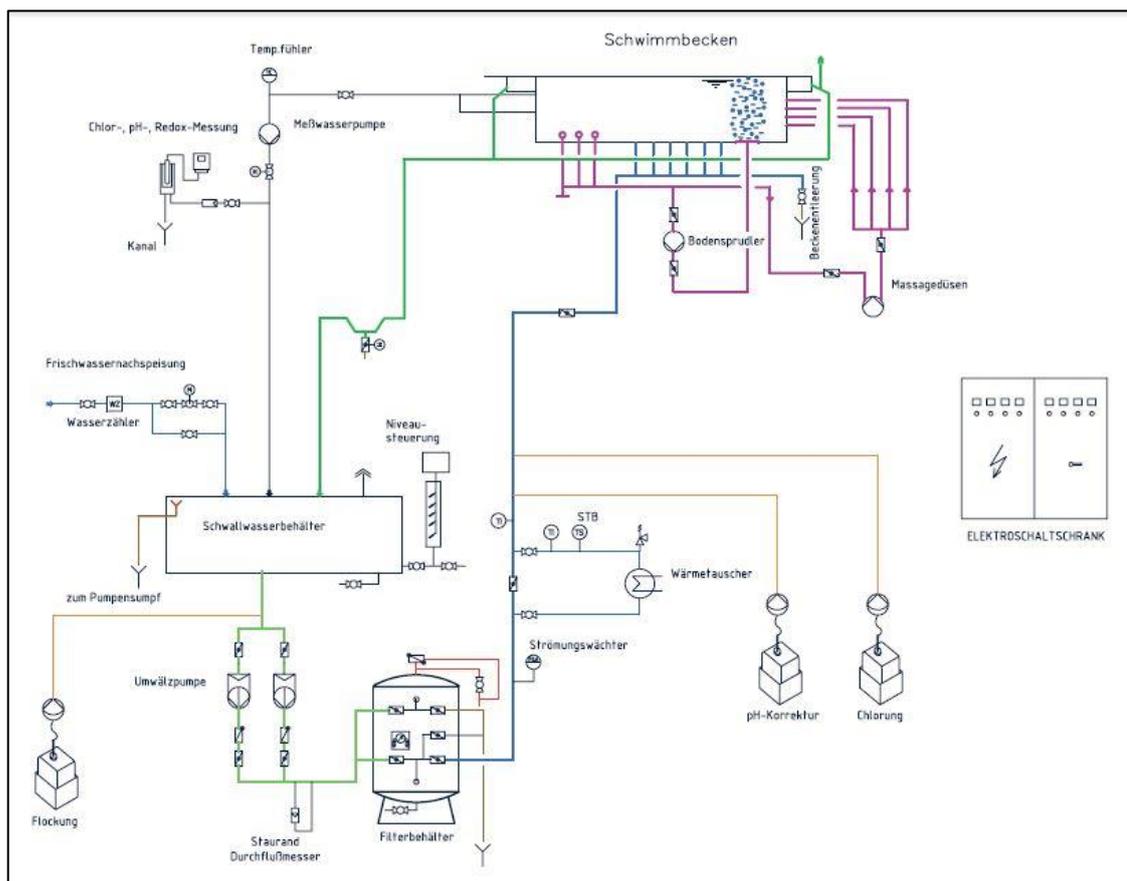
Von den in Tabelle 3.2 aufgeführten Beckenwassertemperaturen kann in Abstimmung mit dem Betreiber des Schwimmbades abgewichen werden [9]. Festgelegte Toleranzen gibt es hierfür nicht. In dem vorliegenden Schwimmbadmodell wird von einer Solltemperatur des Beckenwassers von 28 °C bei einer Toleranz von ±1 °C ausgegangen.

### Schwimmbeckenhydraulik und Beckenwasseraufbereitung

Die Notwendigkeit der Beckenwasseraufbereitung liegt in dem Eintrag von Verunreinigungen durch Badende oder aus der Umgebung des Beckens begründet. Sie setzt sich aus den Bereichen Schwimmbeckenhydraulik, physikalische Filterung und chemische Wasseraufbereitung zusammen und soll eine gleichbleibende Wasserqualität

garantieren. Als Grundlage für die Planung gilt hier unter anderem die DIN 19643 *Aufbereitung von Schwimm- und Badebeckenwasser*.

Zusammen mit der Beckenwasseraufbereitungsanlage und den Rohrleitungen stellt die Schwimmbeckenhydraulik einen geschlossenen Wasserkreislauf dar. Das Kreislaufsystem ist für ein Schwimmbecken mit Überlaufrinne und Überlaufsammler beispielhaft in Abbildung 3.2 dargestellt. [10]



**Abbildung 3.2: Fließschema eines Beckens mit Überlaufrinne und Überlaufsammler [10]**

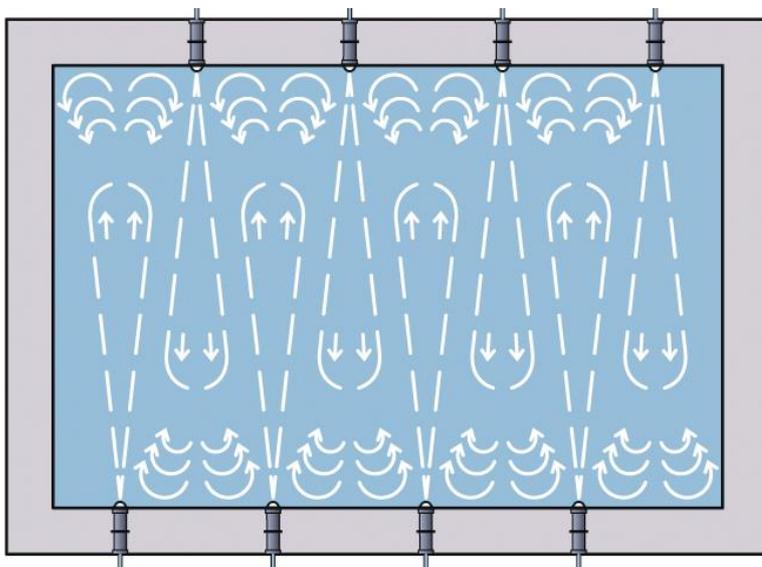
Es gibt verschiedene Arten von Überlaufrinnen, Wasseraufbereitungsanlagen und Prinzipien der Beckendurchströmung. An dieser Stelle soll jedoch lediglich beschreibend auf die allgemeine Funktion und die Einbindung der Komponenten in das Gesamtsystem eingegangen werden. Eine Auflistung und Erläuterung von unterschiedlichen Varianten erfolgt somit nicht.

Durch die Überlaufrinnen werden die in das Schwimmbecken gelangenden Verunreinigungen fortlaufend über die Beckenwasserfläche ausgetragen. Der Volumenstrom des abgeführten Wassers setzt sich aus dem durch Badende verdrängten Beckenwasser (Verdrängungswasser  $V_V$ ) und dem durch Wellen ausgetragenen Beckenwasser (Schwallwasser  $V_W$ ) zusammen [8]. Dieses „überlaufende“ Wasser gelangt über Rohrleitungen in den Überlaufsammler, auch Schwallwasserbehälter genannt, in dem es zwischengespeichert wird. Der Überlaufsammler muss so ausgelegt

werden, dass er das Verdrängungswasser, das Schwallwasser und den Wasservorrat für die Spülung des Filters ( $V_R$ ) aufnehmen kann. Es gilt:<sup>1</sup>

$$V = V_V + V_W + V_R \quad (3.1)$$

Entscheidend für eine korrekte Funktion des Wasserkreislaufes und damit das Austragen von Verunreinigungen ist eine gleichmäßige Beckendurchströmung ohne Totzonen. Dies wird über eine geeignete Anordnung von Zu- und Abläufen realisiert. Abbildung 3.3 zeigt das Prinzip der horizontalen Beckendurchströmung. Darüber hinaus gibt es noch die Vertikal- und die Längsdurchströmung.



**Abbildung 3.3: Horizontale Beckendurchströmung [11]**

„Zur Wassererneuerung und zur Verdünnung der durch die Aufbereitung nicht eliminierbaren Stoffe“ müssen dem Wasserkreislauf täglich 30 Liter Füllwasser (Frischwasser) je Badegast zugeführt werden [12]. Vereinfacht kann angenommen werden, dass die Frischwassernachspeisung im Überlaufsammelbehälter erfolgt, wie in Abbildung 3.2 dargestellt. Nach der DIN 19643-1 ist aber auch eine Aufteilung des Füllwasserzusatzes auf verschiedene Bereiche des Kreislaufs möglich. Die Niveaustuerung sorgt für eine geregelte Frischwasserzugabe, sodass der Schwallwasserbehälter nicht überläuft und ein konstantes Niveau eingehalten wird. Überschüssiges Wasser wird dadurch als Abwasser abgeführt.

Vom Überlaufsammelbehälter aus wird das Beckenwasser durch die Umwälzpumpe der physikalischen Filterung zugeführt, bestehend aus der Flockung und der mechanischen Filteranlage. Der Filterumwälzvolumenstrom für verschiedene Beckenarten und -größen und weitere technische Berechnungsdaten können Tabelle 3.3 entnommen werden.

---

<sup>1</sup> Entnommen aus [5].

Tabelle 3.3: Allgemeine technische Berechnungsdaten für Schwimmbecken [13]

Tabelle: Allgemeine technische Berechnungsdaten für Schwimmer und Springerbecken (k=0,5)										
Beckenmaße [m]	10 x 6,5	12 x 8,2	16,7 x 8	25 x 8	25 x 10	25 x 12,5	25 x 16,7	50 x 16,7	50 x 20	50 x 21
Beckenoberfläche [m <sup>2</sup> ]	65	99	133	200	250	312,5	417	833,5	1000	1050
Länge Überlaufrinnenkante [m]	33	40,4	49,4	66	70	75	83,4	133,4	140	142
Umwälzvolumen [m <sup>3</sup> /h]	29	45	59	89	111	139	185	370	444	466
Personenbelastung [1/h]	15	22	30	44	56	69	93	185	222	233
Verdrängungswasser V <sub>V</sub> [m <sup>3</sup> ]	1,13	1,65	2,25	3,3	4,2	5,18	6,98	13,88	16,65	17,48
Filter-Spülwasser V <sub>R</sub> [m <sup>3</sup> ]	7	9	12	18	23	27	36	72	86	89
Wellenaustrag V <sub>W</sub> [m <sup>3</sup> ]	2,53	3,56	4,65	6,65	7,68	8,79	10,39	17,28	18,17	18,39
Wasserspeicher-Volumen [m <sup>3</sup> ]	10,66	14,21	18,90	27,95	34,88	40,97	53,37	103,16	120,82	124,87
Tabelle: Allgemeine technische Berechnungsdaten für Nicht-Schwimmer- und Variobecken (k=0,5)										
Beckenmaße [m]	10 x 6,5	12 x 8,2	16,7 x 8	25 x 8	25 x 10	25 x 12,5	25 x 16,7	50 x 16,7	50 x 20	50 x 21
Beckenoberfläche [m <sup>2</sup> ]	65	99	133	200	250	312,5	417	833,5	1000	1050
Länge Überlaufrinnenkante [m]	33	40,4	49,4	66	70	75	83,4	133,4	140	142
Umwälzvolumen [m <sup>3</sup> /h]	44	74	99	148	185	232	309	617	741	778
Personenbelastung [1/h]	24	37	49	74	93	116	154	309	370	389
Verdrängungswasser V <sub>V</sub> [m <sup>3</sup> ]	1,8	2,78	3,68	5,55	6,98	8,7	11,55	23,18	27,75	29,18
Filter-Spülwasser V <sub>R</sub> [m <sup>3</sup> ]	9	15	19	32	37	45	64	126	148	157
Wellenaustrag V <sub>W</sub> [m <sup>3</sup> ]	2,17	2,80	3,56	4,94	5,41	5,83	6,35	9,35	8,99	8,88
Wasserspeicher-Volumen [m <sup>3</sup> ]	12,97	20,58	26,24	42,49	49,39	59,53	81,90	158,53	184,74	195,06

Durch die Zugabe von geeigneten Flockungsmitteln werden sehr kleine Verunreinigungen gebunden, die für sich alleine nicht filtrierbar wären. Im Filterbehälter werden diese nun zusammen mit den restlichen Schmutzpartikeln ausgesiebt. Durch die Siebwirkung werden mechanische Verunreinigungen, Trübstoffe und in gewissem Umfang auch Mikroorganismen zurückgehalten. [14]

Der physikalischen Filterung schließt sich die chemische Wasseraufbereitung an, die sich aus der Desinfektion und der pH-Wert-Regelung zusammensetzt. Durch die Desinfektion, vorwiegend mit Chlorprodukten, sollen Bakterien, Viren und Pilze abgetötet werden. Die Desinfektionswirkung des Chlors wird vor allem durch den pH-Wert des Beckenwassers beeinflusst. Daher ist eine Regelung des pH-Werts erforderlich. [15]

### Beckenwassererwärmung

Bevor das aufbereitete Wasser nun als Reinwasser über die Beckenhydraulik wieder in das Becken geleitet wird, muss es zunächst erwärmt werden, um Temperaturverluste des Beckenwassers auszugleichen. Dazu wird ein Teil des Umwälzvolumenstromes dem Wärmetauscher zugeführt. Der übrige Teil gelangt über einen Bypass direkt zum Becken. Der Wärmetauscher ist direkt und ungeregelt am Heizkreislauf des Schwimmbades angeschlossen, wodurch die Vor- und Rücklaufemperatur des Heizwassers, das die Wärme auf das Beckenwasser überträgt, vorgegeben ist. Daher kann erst durch die gezielte Aufteilung des Volumenstromes auf den aktuellen Wärmebedarf reagiert werden.

Als Richtgröße für die Auslegung des Beckenwasserwärmetauschers wird eine Aufheizzeit von 48 Stunden bei Neubefüllung des Beckens empfohlen. Die Leistung des Wärmetauschers berechnet sich somit als Quotient aus der dem Beckenwasser zuzuführenden Energie und der Aufheizzeit. [9]

$$\dot{Q}_{WT} = \frac{Q_{Becken}}{t_{Aufheizen}} \quad (3.2)$$

Abbildung 3.4 zeigt noch einmal das Fließschema des Schwimmbeckenwasserkreislaufs in vereinfachter Form.

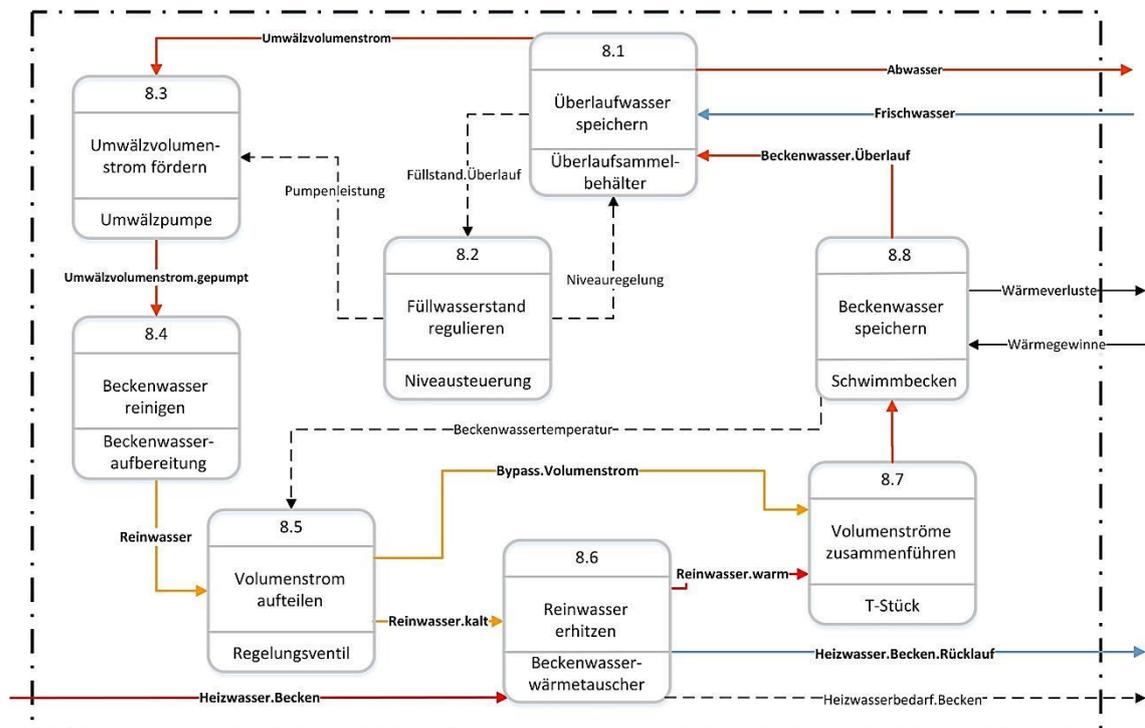


Abbildung 3.4: Fließschema des Schwimmbeckenwasserkreislaufs

## Wärmebilanz

Das Schwimmbecken steht in ständiger Wechselwirkung mit seiner Umgebung. Dadurch entstehen sowohl Wärmeverluste als auch Wärmegewinne. Für das System ist hierbei die Bilanz der Wärmeströme entscheidend. Überwiegen die auf das Schwimmbecken bezogenen Wärmeverluste, entsteht ein Wärmebedarf, der dem Becken über die zuvor beschriebene Beckenwassererwärmung zugeführt werden.

Wärmeverluste:<sup>2</sup>

- Verluste durch Transmission über Beckenwände (z.B. an das Erdreich) (1)
- Verluste durch von Badenden ausgetragenes Wasser (2)
- Verluste durch Frischwassernachspeisung (3)
- Verluste durch langwelligen Strahlungsaustausch (4)
- Verluste durch Verdunstung an der Wasseroberfläche (5)

<sup>2</sup> Entnommen aus [10].

- Verluste durch Konvektion (6)

Wärmegewinne:<sup>2</sup>

- Gewinne durch Wärmeabgabe von Badenden (7)
- Gewinne durch Konvektion (6)
- Gewinne durch langwelligen Strahlungsaustausch (4)
- Gewinne durch Sonneneinstrahlung (8)

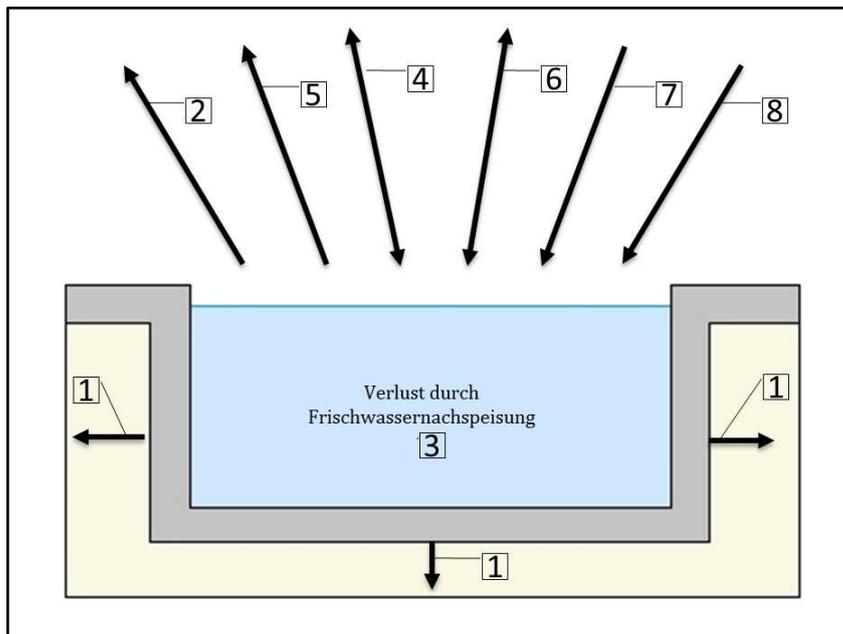


Abbildung 3.5: Wärmegewinne und -verluste eines Schwimmbeckens

Die Verluste an das beckenumschließende Erdreich können vernachlässigt werden, da die Temperatur des Erdreichs nach dessen Aufheizung auf Wassertemperatur sehr gut gespeichert wird [13]. Zudem befindet sich bei einem Hallenschwimmbad üblicherweise der Technikraum unter dem Schwimmbecken. In diesem herrschen Temperaturen, die ähnlich der des Beckenwassers sind. Für eine Transmission von Wärme fehlt somit die Triebkraft [16].

Die Wärmeabgabe eines Badenden an das Beckenwasser beträgt ca. 90 – 140 W/Person. Dieser Wärmegewinn kann näherungsweise mit dem Verlust durch von Badenden ausgetragenes Wasser gleichgesetzt werden. Die beiden Wärmeströme können somit in der Wärmebilanz vernachlässigt werden. [13]

Der Verlust durch Frischwassernachspeisung wird über die Beckenwassererwärmung ausgeglichen und schlägt sich daher auf die Heizleistung nieder.

Der langwellige Strahlungsaustausch mit der Umgebung kann entweder einen Gewinn oder einen Verlust darstellen. Bei einem Freibad findet ein Austausch vorrangig mit dem Himmel statt, wenn von eventuell umliegenden Gebäuden abgesehen wird. In diesem Fall liegt ein Wärmeverlust vor. In einem Hallenschwimmbad findet der langwellige Strahlungsaustausch zwischen der Beckenwasseroberfläche und der sie umschließenden

Gebäudehülle statt. Dabei entscheidet Oberflächentemperatur der Gebäudeinnenwand darüber, ob ein Wärmegewinn oder -verlust entsteht,

Auch der Wärmestrom durch Konvektion kann einen Verlust oder einen Gewinn darstellen. Die Triebkraft hierfür ist neben dem Wärmeübergangskoeffizienten vor allem die Differenz zwischen Beckenwasser- und Lufttemperatur. In einem Freibad kann die Lufttemperatur an kalten Tagen durchaus unter der des Beckenwassers liegen, wodurch dem Becken Wärme entzogen wird. In einem Hallenschwimmbad wird die Raumlufttemperatur jedoch stets über der Wassertemperatur gehalten, sodass dem Beckenwasser Wärme zugeführt wird.

Durch die ständige Verdunstung von Wasser an der Wasseroberfläche wird dem Beckenwasser Energie in Form von Verdunstungswärme entzogen. Dieser Verlust ist sowohl bei einem Freibad als auch bei einem Hallenschwimmbad zu berücksichtigen.

Bei dem Wärmegewinn durch Sonneneinstrahlung handelt es sich um einen kurzwelligen Strahlungsaustausch zwischen Sonne und Becken. Dieser ist abhängig von der Beschattung, Bewölkung, Tages- und Jahreszeit sowie von der geographischen Lage [13]. Während die kurzwellige Strahlung bei einem Freibad vollständig auf die Beckenwasseroberfläche fällt, ist der Wärmegewinn in einem Hallenschwimmbad differenziert zu betrachten. Nach [13] kann er für ein Hallenschwimmbad gänzlich vernachlässigt werden.

Die den hier beschriebenen Wärmeströmen zugrunde liegenden physikalischen Gesetze und Gleichungen und die Umsetzung derer im Simulationsmodell werden gesondert in Kapitel 5.3.4 erläutert.

## 3.2 Gebäudeabmessungen und bauphysikalische Anforderungen

Das diesem Schwimmbadmodell zugrunde liegende Gebäude ist aufgeteilt in den Eingangsbereich, den Umkleidebereich, den Sanitärbereich und den Beckenbereich. Die Abmessungen der einzelnen Bereiche sind aus [8] entnommen und richten sich vorwiegend nach der Beckengröße.

### **Eingangsbereich**

Für den Eingangsbereich ist eine Fläche von  $0,15 - 0,25 \text{ m}^2/\text{m}^2$  Wasserfläche vorzusehen bei einer Raumhöhe von über 2,75 m. Entsprechend einer Wasserfläche von ca.  $417 \text{ m}^2$  soll der Eingangsbereich demnach eine Fläche zwischen  $62,5 \text{ m}^2$  und  $104,2 \text{ m}^2$  besitzen. Festgelegt wird eine Grundfläche von  $80 \text{ m}^2$  ( $8 \text{ m} \times 10 \text{ m}$ ) bei einer Raumhöhe von 3 m.

### **Umkleidebereich**

Die Grundfläche des Umkleidebereichs richtet sich nach der Anzahl der erforderlichen Garderoben- und Umkleideplätze. Die Garderobenplätze sind in der Richtlinie mit  $0,3 -$

0,4 /m<sup>2</sup> Wasserfläche angegeben, was einer Anzahl zwischen 125 und 167 entspricht. Die geforderten Umkleideplätze belaufen sich bei 0,08 – 0,1 /m<sup>2</sup> Wasserfläche auf eine Anzahl zwischen 34 und 42 Plätzen. Die dafür notwendige Fläche berechnet sich nach den Maßen der Garderobenschränke und den Mindestmaßen für Wechsel- bzw. Sammelkabinen, die ebenfalls in der Richtlinie aufgeführt sind. Auf Grundlage dessen wird eine Grundfläche von 170 m<sup>2</sup> gewählt (17 m x 10 m) bei einer Raumhöhe von 3 m.

### **Sanitärbereich**

Ähnlich dem Umkleidebereich ist die Fläche des Sanitärbereichs abhängig von der Anzahl der Duschplätze und der Toiletten. Bei einer Beckengröße bis 500 m<sup>2</sup> sind insgesamt 20 Duschen erforderlich, gleichmäßig aufgeteilt auf einen Duschaum für Herren und einen für Damen. Die Anzahl der Toiletten beläuft sich auf 2 Sitze für den Duschaum der Damen, für den Duschaum der Herren auf 1 Sitz und 2 Stände. Gemäß den in der Richtlinie angegebenen Maßen für Duschplätze, Sitze und Stände ist hierfür eine Grundfläche des Sanitärbereichs von 100 m<sup>2</sup> (10 m x 10 m) ausreichend, ebenfalls bei einer Raumhöhe von 3 m.

### **Schwimmhalle**

In diesem Bereich kommt zusätzlich zur Beckenfläche noch die Breite der Beckenumgänge hinzu. Für den Hauptzugangsbereich und den Bereich der Startsockel sind Breiten von über 3 m gefordert. Eine Größe des Beckenbereichs von 875 m<sup>2</sup> (35 m x 25 m) tut dieser Anforderung Genüge. Bei einem Mindestmaß von 4 m wird die Raumhöhe auf 7 m festgelegt.

Auf eine gesonderte Zuteilung von Flächen für beispielsweise Personalräume, Technikräume oder den Verwaltungsbereich wird verzichtet. Es wird davon ausgegangen, dass die dafür erforderlichen Flächen in der zuvor festgelegten Gesamtgrundfläche des Schwimmbades Platz finden.

In Abbildung 3.6 sind der Grundriss der Gebäudehülle und weitere Ansichten mit den Abmessungen der einzelnen Bereiche skizziert. Durch die untere Draufsicht ist außerdem die Ausrichtung des Gebäudes nach den Himmelsrichtungen definiert. Dies spielt bei der Betrachtung solarer Wärmegewinne eine Rolle. Des Weiteren sind in den beiden oberen Ansichten die Fensterfronten des Eingangsbereichs und der Schwimmhalle angedeutet, die jeweils 50 % der Gesamtfläche der entsprechenden Außenwand einnehmen. Im Umkleide- und Sanitärbereich sind zunächst keine Fenster vorgesehen.

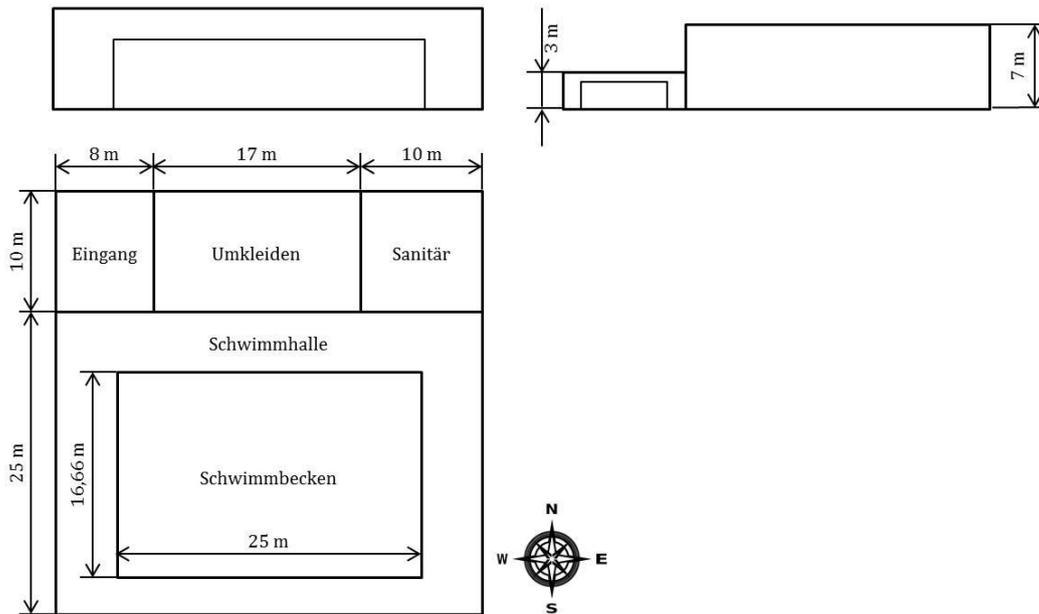


Abbildung 3.6: Skizzierte Darstellung der Gebäudehülle

An die Gebäudehülle sind zahlreiche bauphysikalische Anforderungen gestellt, auf die in dieser Abhandlung jedoch nicht im Detail eingegangen werden kann. Für die energetische Bewertung des Schwimmbadmodells spielen jedoch die Wärmeverluste durch Wärmeleitung (Transmission) eine wichtige Rolle. Dabei werden jedoch keine instationären Vorgänge berücksichtigt, sondern nur die statische Wärmeleitung betrachtet. Um die Transmissionswärmeverluste der Gebäudehülle möglichst gering zu halten, sind in Anlehnung an die Energieeinsparverordnung (EnEV) Mindestanforderungen an die Wärmedurchgangskoeffizienten (U-Werte) festgelegt. Die empfohlenen U-Werte sind in Tabelle 3.4 dargestellt.

Tabelle 3.4: Empfohlene Wärmedurchgangskoeffizienten von Bauteilen in beheizten Räumen[9]

Bauteile	U-Wert in $W/(m^2 \cdot K)$
Außenwände	0,35
Decken, Dächer	0,25
Decken, Wände, gegen unbeheizte Räume oder Erdreich	0,40
Gesamtfensterkonstruktion	1,3

### 3.3 Energie- und Gebäudetechnik

Die Energie- und Gebäudetechnik haben für diese Arbeit eine entscheidende Bedeutung, da genau hier die Flexibilitätpotenziale eines Hallenschwimmbades liegen. Das Thema der Beckenwassererwärmung wurde bereits in Kapitel 3.1 vorweggenommen, sodass im Folgenden die Bereiche der Heizungs- und Raumlufttechnik sowie der Brauchwasserbereitstellung für die sanitären Anlagen beschrieben werden.

### 3.3.1 Heizungs- und Raumluftechnik

Bevor auf die dem System zugrunde liegende Technik eingegangen wird, sollen zunächst die Anforderungen genannt werden, nach denen die Anlagen auszulegen sind. Auch diese Auslegungsparameter sind durch die Richtlinien und Normen festgelegt und möglichst einzuhalten. Demnach gibt es Vorgaben sowohl für die Raumluftemperaturen und den Feuchtigkeitsgehalt der Raumluf als auch Bemessungswerte für den Luftwechsel. Auf eine Erläuterung von für diese Ausführung weniger relevanten Kriterien wird an dieser Stelle verzichtet.

Vor allem für die Raumluftemperaturen und die Luftfeuchtigkeit ist die Behaglichkeit des Badegastes entscheidend. Um den Wärmestrom, der dem unbedeckten Körper durch die Verdunstung des an ihm haftenden Wasserfilms entzogen wird, zu verringern, soll die Raumlufemperatur zwei bis vier Grad über der Beckenwassertemperatur liegen. Sie ist jedoch auf maximal 34 °C zu begrenzen. Tabelle 3.5 zeigt dazu eine Übersicht der empfohlenen Temperaturen für die einzelnen Bereiche eines Hallenschwimmbades. [8]

**Tabelle 3.5: Raumluftemperaturen zur Anlagenbemessung [9]**

Raumart	Raumlufemperatur $t_R$ in °C	
	min.	max.
Eingangsbereich, Nebenräume	20	
Treppenhäuser	18	
Umkleideräume	22	28
Sanitäts-, Schwimmmeister- und Personalräume	22	26
Duschräume mit zugehörigen Sanitärräumen	26	34
Schwimmhalle	30	34

Gemäß diesen Bemessungswerten werden folgende (Soll-)Raumluftemperaturen festgelegt:

- Eingangsbereich: 20 °C
- Umkleidebereich: 25 °C
- Sanitärbereich: 30 °C
- Schwimmhalle: 31 °C

Es ist zu erkennen, dass somit Toleranzen existieren, durch die sich Potenziale bei der nachfolgenden Betrachtung der Flexibilitäten ergeben.

Um ein Schwüleempfinden der Badegäste zu vermeiden, muss auch die relative Feuchte der Raumluf begrenzt werden. Für den unbedeckten Menschen liegt die Schwülegrenze bei einem Dampfdruck von 22,7 hPa, entsprechend einem Wassergehalt von  $x = 14,3$  g/kg trockene Luft. Lediglich bei einem Wassergehalt der Außenluft von  $x \geq 9$  g/kg trockene Luft, entsprechend einem Dampfdruck von 14,4 hPa, darf dieser Wert

überschritten werden. Des Weiteren soll die relative Luftfeuchtigkeit zum Schutz der Metall- und Holzbauteile der Gebäudehülle zwischen 40 und 64 % liegen. [8] In [13] wird eine relative Luftfeuchtigkeit von 55 % als behaglich angegeben. Daher wird dieser Wert auch als Sollwert für das Modell festgelegt.

Raumlufttechnische Anlagen sind in allen Bereichen eines Hallenschwimmbades erforderlich, um die Behaglichkeit der Raumluft gewährleisten zu können. Dabei gibt es verschiedene Konzepte der Klimatisierung. Im vorliegenden Schwimmbadmodell geschieht dies über einen reinen Luftaustausch. Warme feuchte Luft wird mittels eines Abluftventilators ins Freie transportiert. Gleichzeitig wird über einen Zuluftventilator trockene Außenluft angesaugt, erwärmt und dem Gebäude zugeführt. Der dazu nötige Außenluftvolumenstrom wird durch die anfallenden Wasserdampfmengen bzw. die Geruchs- und Schadstoffkonzentrationen bestimmt. Während die Berechnung des Außenluftmassenstroms für die Schwimmhalle in Abhängigkeit des Verdunstungsmassenstroms des Beckenwassers bzw. der sich in der Luft befindlichen Geruchs- und Schadstoffe erfolgt, existieren für die übrigen Bereiche Richtwerte, die für diese Arbeit herangezogen werden und daher keiner eigenen Berechnung bedürfen. Die Werte sind in Tabelle 3.6 aufgelistet.

**Tabelle 3.6: Erforderliche Außenluftvolumenströme [8]**

<b>Raumart</b>	<b>Außenluftvolumenstrom</b>
Eingangsbereich	5 m <sup>3</sup> /h je m <sup>3</sup> Rauminhalt
Umkleidebereich	15 m <sup>3</sup> /h je m <sup>2</sup> Grundfläche
Sammelumkleiden	20 m <sup>3</sup> /h je m <sup>2</sup> Grundfläche
Toilettenräume	100 m <sup>3</sup> /h je Sitz oder Stand
Duschräume	220 m <sup>3</sup> /h je Dusche

Der Nachteil dieser Art der Raumlufttechnik ist der, dass die gesamte in der Abluft enthaltene Wärme an die Umgebung verloren geht. Energetisch sinnvoller sind daher Anlagen, in denen die Wärme – zumindest teilweise – zurückgewonnen und auf die Außenluft übertragen wird. Dies gilt vor allem für die Schwimmhallen-Klimatisierung, da dort die höchsten Temperaturen herrschen und die meiste Feuchtigkeit durch die Verdunstung des Beckenwassers anfällt. Ein Beispiel für eine höchst effiziente Anlage zeigt Abbildung 3.7. Hierbei wird zum einen die Wärme der Abluft in einem Rekuperator auf die Außenluft übertragen. Zum anderen erfolgt eine Wärmeübertragung über den Kreislauf einer Wärmepumpe unter Ausscheidung von Feuchtigkeit. [17]

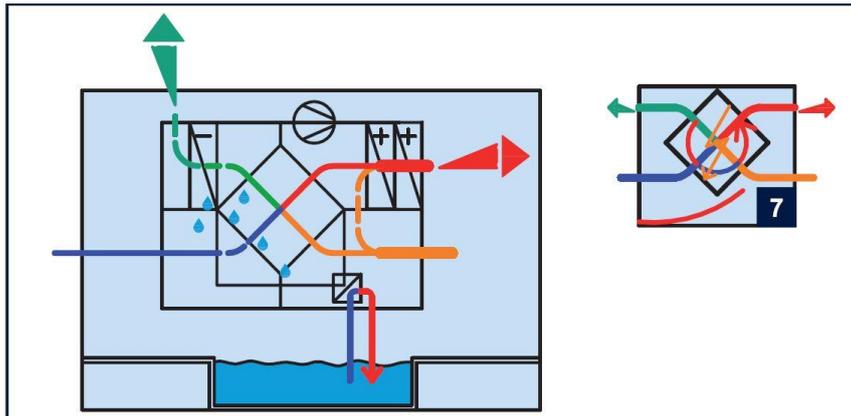


Abbildung 3.7: Wärmerückgewinnung durch Kombination von Rekuperator- und Wärmepumpe [17]

Auch wenn dieses Konzept der Klimatisierung für die Planung eines Schwimmbades anzustreben ist, wird in dieser Arbeit auf eine Berücksichtigung der Wärmerückgewinnung verzichtet. Es wird davon ausgegangen, dass die Klimatisierung einzig über den Luftaustausch vollzogen wird und die Raumluft vollständig über die Heizungsanlage des Schwimmbades erwärmt wird. Eine nachhaltige Effizienzsteigerung der energetischen Ströme und damit eine Senkung der Betriebskosten stehen nicht im Fokus dieser Abhandlung.

Die Funktionsweise des Heizungssystems, als Kombinationsbetrieb von BHKW, Spitzenlastkessel und Pufferspeicher, wurde bereits in Kapitel 3 dargelegt. Damit ist die Heizungs- und Raumlufttechnik zunächst ausreichend erläutert worden. Eine ausführliche, physikalische Betrachtung erfolgt durch die Beschreibung der simulativen Umsetzung des Modells in Kapitel 5.3. In Abbildung 3.8 ist auch die Klimatisierung abschließend in einem Fließschema vereinfacht dargestellt.

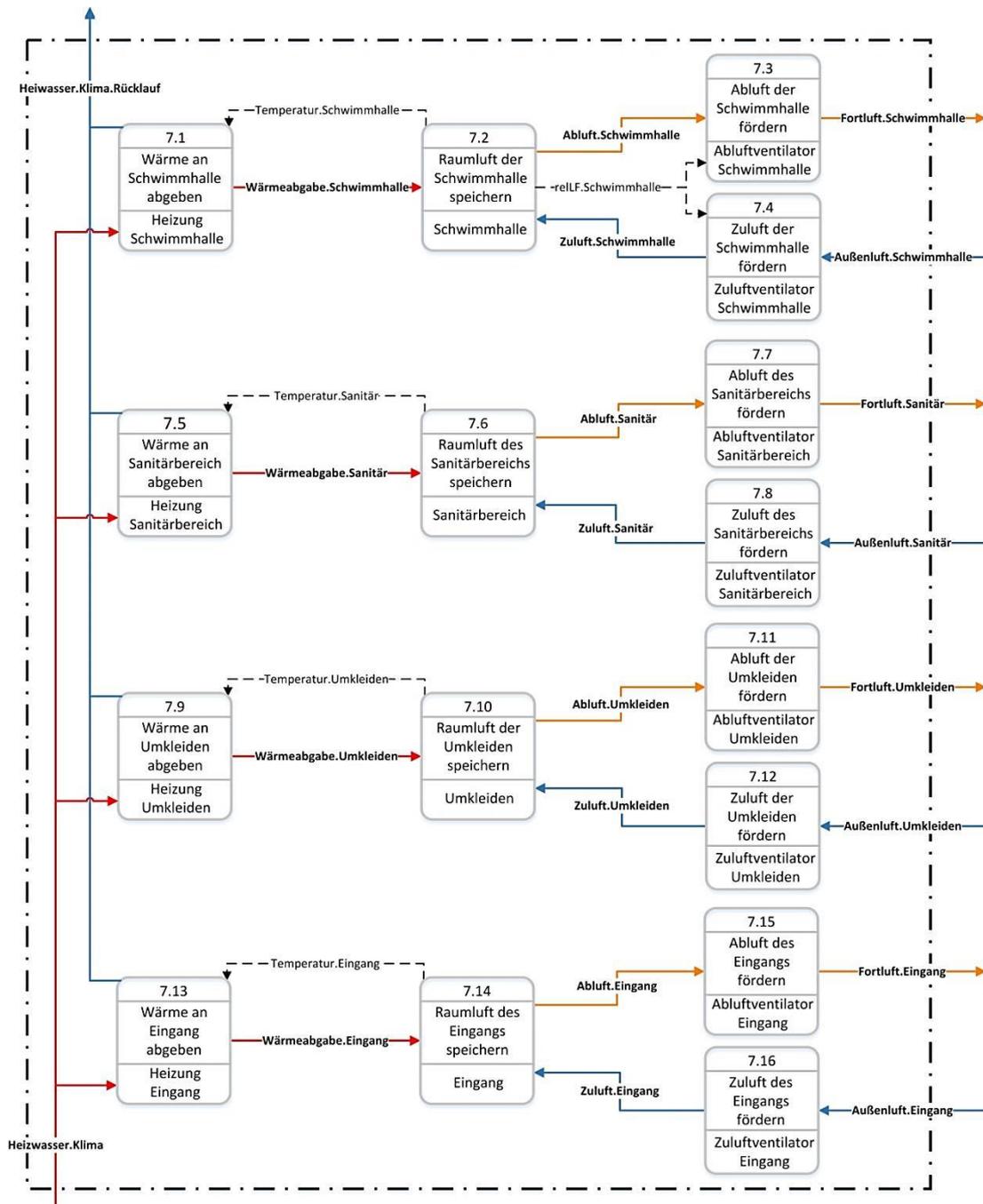


Abbildung 3.8: Fließschema des Heizungs- und Raumluftsystems

### 3.3.2 Brauchwasserbereitstellung

Die bereitzustellende Brauchwassermenge hängt maßgeblich von der Anzahl sanitärer Anlagen und der aktuellen Auslastung des Schwimmbades ab. Für diese Arbeit interessant ist dabei jedoch lediglich der zu bereitzustellende Warmwasseranteil. Das verbrauchte Frischwasser schlägt sich nur auf die Betriebskosten nieder und ist daher für die Untersuchung der Wärmelast des Schwimmbades nicht relevant. Es wird weiterhin angenommen, dass alle Entnahmestellen – bis auf die Duschen – nur mit kaltem Frischwasser betrieben werden. Aufgrund dessen steht im Folgenden die Brauchwasserbereitstellung der Duschen im Vordergrund.

Es wird davon ausgegangen, dass die Duschwassertemperatur thermostatisch geregelt wird, ohne dass der Badegast Einfluss darauf nehmen kann. Die VDI-Richtlinie 6003 *Trinkwassererwärmungsanlagen* definiert für Entnahmestellen Komfortkriterien und Anforderungsstufen an das Warmwasser, siehe Tabelle 3.7. Die Anforderungsstufen stellen dabei laut Richtlinie keine Rangordnung dar, sondern sollen vielmehr das Spektrum unterschiedlicher Nutzeransprüche und die daraus resultierenden Systemanforderungen wiedergeben. Es ist dennoch zu erkennen, dass Stufe III die höchsten Anforderungen an das System stellt. Da der Komfort für den Badegast im Vordergrund steht, ist diese auch die für ein Schwimmbad zu empfehlende. Für die Simulation gilt entsprechend eine Nutztemperatur von 42 °C als vorgegeben. Der Bereitungsanlage sei die Erfüllung der Komfortkriterien 1, 2 und 6 unterstellt. Kriterium 5 und 6 sind durch die weiter unten angegebenen Werte garantiert. Lediglich von Kriterium 3 soll an dieser Stelle abgewichen werden. Da sich eine etwas erhöhte maximale Temperaturabweichung positiv auf etwaige Flexibilitätspotenziale auswirkt, wird für das Duschwasser eine Toleranz von  $\pm 3$  °C festgelegt. [18]

**Tabelle 3.7: Komfortkriterien und Anforderungsstufen für Duschen [18]**

Nutztemperatur $t_{\text{ww}} = 42$ °C <sup>a)</sup>		Anforderungsstufe			
Komfortkriterien	Kurzzeichen/Einheit	I	II	III	
1	Zeitlicher Abstand bei serieller Nutzung	$t_{\text{ww}}$ in min	max. 8	max. 5	0
2	Möglichkeit gleichzeitiger Nutzung zweier oder mehrerer Entnahmestellen		nein	ja	ja
3	Maximale Temperaturabweichung während der Nutzung	in K	$\pm 5$	$\pm 4$	$\pm 2$
4	Mindestentnahmerate	$\dot{V}$ in $\ell/\text{min}$	7	9	9
5	Mindestentnahmemenge	$V_{\text{B}}$ in $\ell$	28	60	120
6	Maximale Zeit bis zum Erreichen der Nutztemperatur unter Berücksichtigung von Zeile 3 und Zeile 4	$t_{\text{p}}$ in s	$\sim 26$	10	7

<sup>a)</sup> vgl. VDI 2067 Blatt 22

Der gesamte entnommene Duschwassermassenstrom berechnet sich nach folgender Formel [9].

$$\dot{m}_{DW,ges} = Z * \dot{m}_{Brause} * f_1 * AL \quad (3.3)$$

In Kapitel 3.2 wurde bereits die Anzahl der Duschen  $Z$  auf 20 festgelegt. Der Duschwassermassenstrom einer Brause  $\dot{m}_{Brause}$  wird in [9] mit 0,15 – 0,20 kg/s angegeben. Für die Berechnungen wird hierfür ein Wert von 0,15 kg/s angenommen. Wie bereits oben erwähnt ist damit die Mindestentnahmerate der Anforderungsstufe III von 9 l/h erfüllt. Mit  $f_1$  wird der Gleichzeitigkeitsfaktor für die Benutzung der Duschen je Stunde definiert, der zwischen 0,6 und 0,8 liegen soll. Gewählt wird ein Gleichzeitigkeitsfaktor von 0,7.  $AL$  bezeichnet die Auslastung des Schwimmbades, definiert als Verhältnis von aktueller Gästezahl zu maximaler Gästezahl. Sie kann Werte zwischen 0 und 1 annehmen. Für ein Schwimmbecken der Größe 25 m x 16,66 m beträgt die maximale Anzahl gleichzeitiger Badegäste gemäß Tabelle 3.3 93 Personen.

$$AL = \frac{\text{aktuelle Gästeanzahl}}{\text{maximale Gästeanzahl}} \quad (3.4)$$

Aus den gegebenen Werten folgt:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{DW,ges} &= Z * \dot{m}_{Brause} * f_1 * AL \\ &= 20 * 0,15 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 0,7 * AL \\ &= 2,1 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * AL \\ &= 7560 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * AL \end{aligned} \quad (3.5)$$

Der gesamte Duschwassermassenstrom kann demnach Werte zwischen 0 und 7560 kg/h annehmen.

Während des Fallens vom Brausenaustritt bis zum Boden kühlt sich das Duschwasser ab. Einen Richtwert für die Temperaturdifferenz gibt [19] mit ca. 6 K an. Der dabei entstehende Wärmestrom wird zur Verdunstung des Wassers genutzt und nach folgender Formel berechnet.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{V,DW} &= \dot{m}_{DW,ges} * c_{p,Wasser} * \Delta T_{DW} \\ &= 2,1 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 4,18 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} * 6 \text{ K} * AL \\ &= 52,67 \text{ kW} * AL \end{aligned} \quad (3.6)$$

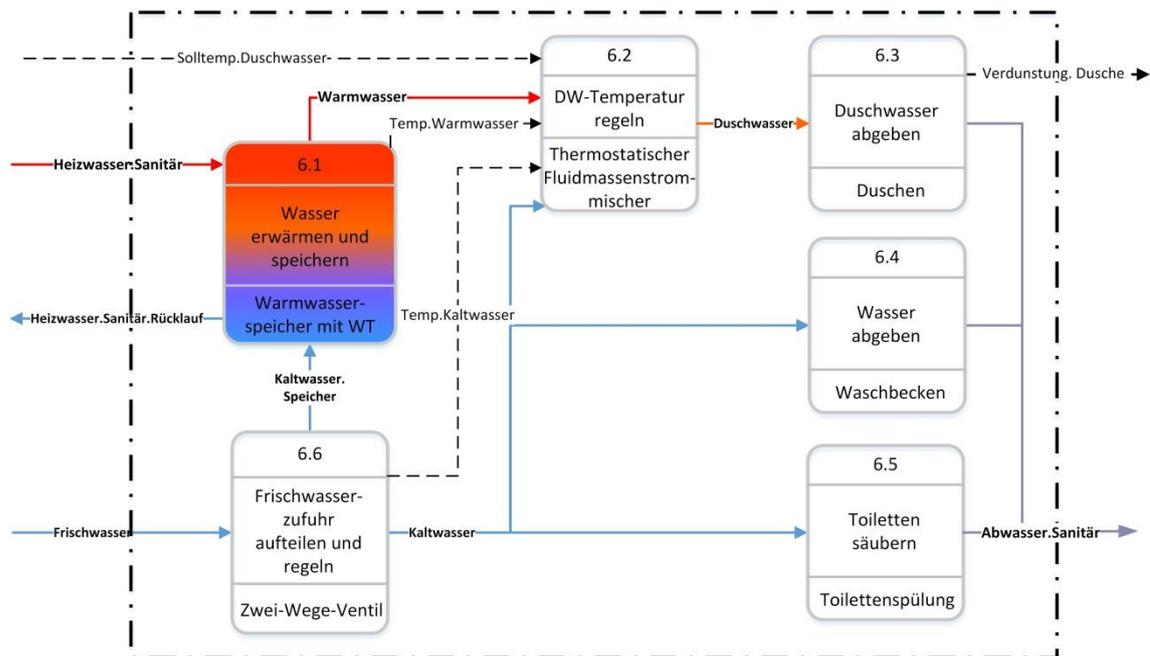
Mithilfe der spezifischen Verdampfungsenthalpie  $\Delta H_V$  lässt sich damit der Verdunstungsmassenstrom des Duschwassers ermitteln.

$$\dot{m}_{V,DW} = \frac{\dot{Q}_{V,DW}}{\Delta H_V} = \frac{52,92 \text{ kW}}{2242 \text{ kJ/kg}} * AL = 0,0235 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * AL = 84,57 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * AL \quad (3.7)$$

Der Verdunstungsmassenstrom kann demnach Werte zwischen 0 und 84,57 kg/h annehmen. Ein Luftaustausch in Abhängigkeit der Verdunstung erfolgt für die Duschen jedoch nicht. Der in Tabelle 3.6 angegebene Wert für den Außenluftmassenstrom wird als ausreichend angenommen, da hier der Feuchtigkeitsanfall bereits berücksichtigt wurde.

Abbildung 3.9 zeigt das Fließschema der Brauchwasserbereitstellung. Die Frischwasserzufuhr wird mittels eines Zwei-Wege-Ventils bedarfsabhängig geregelt und auf zwei Ströme aufgeteilt. So wird ein Teil dem Warmwasserspeicher zugeführt und der Rest zu den Entnahmestellen geleitet. Im Warmwasserspeicher wird die Wärme des

Heizwassers auf das Kaltwasser übertragen. Das so entstehende Warmwasser wird gespeichert und bedarfsabhängig abgegeben. Über einen thermostatischen Fluidmassenstrommischer, der den Duschen vorgeschaltet ist, werden Warmwasser und Kaltwasser so gemischt, dass das so entstehende Duschwasser die Solltemperatur besitzt. Dazu erhält der Mischer als weitere Regelparameter die Temperaturen des Warm- und des Kaltwassers.



**Abbildung 3.9: Fließschema der Brauchwasserbereitstellung**

Um der Bildung von gesundheitsschädlichen Legionellen entgegenzuwirken, soll die Speicher-Warmwasser-Temperatur  $\geq 60\text{ °C}$  betragen [13]. Darauf basierend wird für das Modell eine Warmwassertemperatur von  $66\text{ °C}$  gewählt. Weitere Anforderungen an die Legionellenprophylaxe werden an dieser Stelle nicht berücksichtigt. So wurde auch auf die Zirkulation des Warmwassers verzichtet. Sie dient üblicherweise dazu, die Abkühlung des Warmwassers in den Rohren auf  $\leq 5\text{ K}$  zu begrenzen, indem sie das Wasser in Stillstandzeiten zur erneuten Erwärmung zurück zum Wärmespeicher führt. Obwohl sie für Warmwasser-Anschlussleitungen mit einem Wasservolumen  $> 3\text{ Liter}$  obligatorisch ist [13], ist sie nicht entscheidend für die Wärmelast des Systems und wird daher vernachlässigt.

## 4 Flexibilitäten – Das Schwimmbad als Wärmespeicher

Wie im Vorangegangenen schon mehrmals erwähnt, sollen mithilfe des Simulationsmodells die Flexibilitätpotenziale eines Hallenschwimmbades untersucht und quantitativ dargestellt werden. Als Flexibilitäten werden potenzielle Lastverschiebungen bezeichnet, auf die je nach Bedarf zurückgegriffen werden kann. Im Zusammenspiel mit der durch das Blockheizkraftwerk erzeugten elektrischen Leistung kann das Schwimmbad so Systemdienstleistungen in Form von positiver oder negativer Regelenergie für das Stromnetz bereitstellen. Da es sich um ein stromgeführtes BHKW handelt, richtet sich dessen Betrieb nach dem übergeordneten Stromnetz und nicht nach der tatsächlich notwendigen Last des Schwimmbades. Aufgrund dessen kann es zeitweise dazu kommen, dass das BHKW entweder zu viel oder zu wenig Wärme erzeugt. Es muss jedoch jederzeit sichergestellt sein, dass die erzeugte thermische Leistung durch das Hallenschwimmbad abgenommen wird. Das Schwimmbad muss somit als Wärmespeicher fungieren. Auf die Art können überschüssige Wärmemengen zwischengespeichert werden, sodass in Phasen geringer Energiebereitstellung die Wärme wieder abgegeben werden kann. Ermöglicht wird dies durch erlaubte Abweichungen von den gegebenen Solltemperaturen der Raumluft, des Schwimmbeckenwassers und des Duschwassers. Die Solltemperaturen und deren Toleranzen sind in Tabelle 4.1 zusammengefasst dargestellt.

**Tabelle 4.1: Übersicht der Solltemperaturen und deren Toleranzen**

	$t_{soll}$	$t_{min}$	$t_{max}$	$\Delta T$
<b>Raumlufttemperaturen</b>				
Eingangsbereich	20 °C	20 °C	22 °C	2 K
Umkleidebereich	25 °C	22 °C	28 °C	6 K
Sanitärbereich	30 °C	26 °C	34 °C	8 K
Schwimmhalle	31 °C	30 °C	34 °C	4 K
<b>Wassertemperaturen</b>				
Beckenwasser	28 °C	27 °C	29 °C	2 K
Duschwasser	42 °C	39 °C	45 °C	6 K

Weitere Potenziale zur Lastverschiebung liegen in den Wärmespeichern des Hydrauliksystems verborgen. So können über gezieltes Auf- und Entladen des Puffer- bzw. Warmwasserspeichers Flexibilitäten erzeugt werden, unabhängig davon, welche Last derzeit tatsächlich angefordert wird. Die Abgabe von Energiemengen an die einzelnen Verbraucher kann damit zeitversetzt geschehen. Durch eine größere Dimensionierung der Speicher könnte dieses Potenzial noch weiter erhöht werden. Die Untersuchung der

Wärmespeicher und deren Potenziale werden in dieser Arbeit jedoch nicht betrachtet. Anstatt dessen wird der Fokus auf die bereits vorgestellten Systembestandteile gelegt.

Im Folgenden sollen die Flexibilitätspotenziale der einzelnen Bereiche mittels der Temperaturdifferenzen abgeschätzt werden. Dabei wird allerdings kein zeitlicher Zusammenhang berücksichtigt, sondern lediglich Energiemengen quantifiziert. Inwiefern eine Nutzung dieser Potenziale im Betrieb möglich ist, wird zu einem späteren Zeitpunkt untersucht. Zur Berechnung werden folgende grundlegenden Gleichungen verwendet. Es wird sich dabei stets auf die jeweiligen Solltemperaturen bezogen.

$$\Delta Q = m * c_p * \Delta T = \rho * V * c_p * \Delta T \quad (4.1)$$

$$\Delta Q_{neg} = \rho * V * c_p * (t_{min} - t_{soll}) \quad (4.2)$$

$$\Delta Q_{pos} = \rho * V * c_p * (t_{max} - t_{soll}) \quad (4.3)$$

Die Verwendung der Begriffe positive und negative Flexibilität ist an die Definition von positiver und negativer Regelennergie angelehnt. Im Falle eines Überangebots im Stromnetz senkt das BHKW seine Leistung bzw. schaltet komplett ab und liefert so negative Regelennergie. Dies führt zu einer Reduzierung der thermischen Last des Schwimmbades und damit zu einer negativen Flexibilität. Im Gegensatz dazu stellt das BHKW bei einem Stromdefizit positive Regelennergie durch eine erhöhte Leistungsbereitstellung zur Verfügung. Dies hat eine Steigerung der thermischen Last innerhalb des Schwimmbades zur Folge. Es wird somit auf positive Flexibilitäten zurückgegriffen.

## 4.1 Raumluf

Die Temperaturregelung der Raumluf erfolgt in diesem Modell allein über die Heizung. Sollen Flexibilitäten genutzt werden, würde an dieser Stelle ein höherer bzw. geringerer Heizwassermassenstrom verbraucht werden. Es kann jedoch nur so viel Last verschoben werden, wie es die Toleranzen zulassen. Dies gilt analog für die übrigen Bereiche.

**Eingangsbereich**

Maximale Flexibilität:

$$\begin{aligned}
 \Delta Q_{Eingang} &= \rho * V * c_p * \Delta T \\
 &= 1,18 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 240 \text{ m}^3 * 1,005 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} * 2 \text{ K} \\
 &= 569,23 \text{ kJ}
 \end{aligned} \tag{4.4}$$

Negative Flexibilität bei Solltemperatur:

$$\begin{aligned}
 \Delta Q_{Eingang,neg} &= \rho * V * c_p * (t_{min} - t_{soll}) \\
 &= 1,18 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 240 \text{ m}^3 * 1,005 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} * (20 - 20) \text{ K} \\
 &= 0 \text{ J}
 \end{aligned} \tag{4.5}$$

Positive Flexibilität bei Solltemperatur:

$$\begin{aligned}
 \Delta Q_{Eingang,pos} &= \rho * V * c_p * (t_{max} - t_{soll}) \\
 &= 1,18 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 240 \text{ m}^3 * 1,005 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} * (22 - 20) \text{ K} \\
 &= 569,23 \text{ kJ}
 \end{aligned} \tag{4.6}$$

**Umkleidebereich**

Maximale Flexibilität:

$$\begin{aligned}
 \Delta Q_{Umkleiden} &= \rho * V * c_p * \Delta T \\
 &= 1,18 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 510 \text{ m}^3 * 1,005 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} * 6 \text{ K} \\
 &= 3628,85 \text{ kJ}
 \end{aligned} \tag{4.7}$$

Negative Flexibilität bei Solltemperatur:

$$\begin{aligned}
 \Delta Q_{Umkleiden,neg} &= \rho * V * c_p * (t_{min} - t_{soll}) \\
 &= 1,18 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 510 \text{ m}^3 * 1,005 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} * (22 - 25) \text{ K} \\
 &= -1814,43 \text{ kJ}
 \end{aligned} \tag{4.8}$$

Positive Flexibilität bei Solltemperatur:

$$\begin{aligned}\Delta Q_{Umkleiden,pos} &= \rho * V * c_p * (t_{max} - t_{soll}) \\ &= 1,18 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 510 \text{ m}^3 * 1,005 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} * (28 - 25) \text{ K} \quad (4.9) \\ &= 1814,43 \text{ kJ}\end{aligned}$$

### Sanitärbereich

Maximale Flexibilität:

$$\begin{aligned}\Delta Q_{Sanitär} &= \rho * V * c_p * \Delta T = 1,18 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 300 \text{ m}^3 * 1,005 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} * 8 \text{ K} \quad (4.10) \\ &= 2846,16 \text{ kJ}\end{aligned}$$

Negative Flexibilität bei Solltemperatur:

$$\begin{aligned}\Delta Q_{Sanitär,neg} &= \rho * V * c_p * (t_{min} - t_{soll}) \\ &= 1,18 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 300 \text{ m}^3 * 1,005 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} * (26 - 30) \text{ K} \quad (4.11) \\ &= -1423,08 \text{ kJ}\end{aligned}$$

Positive Flexibilität bei Solltemperatur:

$$\begin{aligned}\Delta Q_{Sanitär,pos} &= \rho * V * c_p * (t_{max} - t_{soll}) \\ &= 1,18 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 300 \text{ m}^3 * 1,005 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} * (34 - 30) \text{ K} \quad (4.12) \\ &= 1423,08 \text{ kJ}\end{aligned}$$

### Schwimmhalle

Maximale Flexibilität:

$$\begin{aligned}\Delta Q_{Schwimmhalle} &= \rho * V * c_p * \Delta T \\ &= 1,18 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 6125 \text{ m}^3 * 1,005 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} * 4 \text{ K} \quad (4.13) \\ &= 29054,55 \text{ kJ}\end{aligned}$$

Negative Flexibilität bei Solltemperatur:

$$\begin{aligned}\Delta Q_{\text{Schwimmhalle,neg}} &= \rho * V * c_p * (t_{\text{min}} - t_{\text{soll}}) \\ &= 1,18 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 6125 \text{ m}^3 * 1,005 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} * (30 - 31) \text{ K} \quad (4.14) \\ &= -7263,64 \text{ kJ}\end{aligned}$$

Positive Flexibilität bei Solltemperatur:

$$\begin{aligned}\Delta Q_{\text{Schwimmhalle,pos}} &= \rho * V * c_p * (t_{\text{max}} - t_{\text{soll}}) \\ &= 1,18 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 6125 \text{ m}^3 * 1,005 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} * (34 - 31) \text{ K} \quad (4.15) \\ &= 21790,91 \text{ kJ}\end{aligned}$$

### Gesamtpotenzial der Raumlufte

Das Flexibilitätspotenzial der Raumlufte beträgt demnach insgesamt:

$$\begin{aligned}\Delta Q_{\text{Raumlufte}} &= \Delta Q_{\text{Eingang}} + \Delta Q_{\text{Umkleiden}} + \Delta Q_{\text{Sanitär}} + \Delta Q_{\text{Schwimmhalle}} \\ &= 569,23 \text{ kJ} + 3628,85 \text{ kJ} + 2846,16 \text{ kJ} + 29054,55 \text{ kJ} \quad (4.16) \\ &= 36098,79 \text{ kJ}\end{aligned}$$

Die gesamte negative Flexibilität beträgt:

$$\begin{aligned}\Delta Q_{\text{Raumlufte,neg}} &= \Delta Q_{\text{Eingang,neg}} + \Delta Q_{\text{Umkleiden,neg}} + \Delta Q_{\text{Sanitär,neg}} \\ &\quad + \Delta Q_{\text{Schwimmhalle,neg}} \\ &= 0 \text{ kJ} - 1814,43 \text{ kJ} - 1423,08 \text{ kJ} - 7263,64 \text{ kJ} \\ &= -10501,15 \text{ kJ}\end{aligned} \quad (4.17)$$

Die gesamte positive Flexibilität beträgt:

$$\begin{aligned}\Delta Q_{\text{Raumlufte,pos}} &= \Delta Q_{\text{Eingang,pos}} + \Delta Q_{\text{Umkleiden,pos}} + \Delta Q_{\text{Sanitär,pos}} \\ &\quad + \Delta Q_{\text{Schwimmhalle,pos}} \\ &= 569,23 \text{ kJ} + 1814,43 \text{ kJ} + 1423,08 \text{ kJ} + 21790,91 \text{ kJ} \\ &= 25597,65 \text{ kJ}\end{aligned} \quad (4.18)$$

## 4.2 Schwimmbekkenwasser

Die Beckenwassererwärmung ist mit dem Wärmetauscher direkt an den Heizkreislauf angeschlossen. Lastverschiebungen wirken sich somit ebenso auf die notwendige Heizleistung aus.

Maximale Flexibilität:

$$\begin{aligned}\Delta Q_{Becken} &= \rho * V * c_p * \Delta T = 996,7 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 833 \text{ m}^3 * 4,18 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} * 2 \text{ K} \\ &= 6940,90 \text{ MJ}\end{aligned}\quad (4.19)$$

Negative Flexibilität bei Solltemperatur:

$$\begin{aligned}\Delta Q_{Becken,neg} &= \rho * V * c_p * (t_{min} - t_{soll}) \\ &= 996,7 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 833 \text{ m}^3 * 4,18 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} * (27 - 28) \text{ K} \\ &= -3470,45 \text{ MJ}\end{aligned}\quad (4.20)$$

Positive Flexibilität bei Solltemperatur:

$$\begin{aligned}\Delta Q_{Becken,pos} &= \rho * V * c_p * (t_{max} - t_{soll}) \\ &= 996,7 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 833 \text{ m}^3 * 4,18 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} * (29 - 28) \text{ K} \\ &= 3470,45 \text{ MJ}\end{aligned}\quad (4.21)$$

## 4.3 Duschwasser

Bei der Brauchwasserbereitstellung kommt nur das Duschwasser als Regelgröße in Betracht, weil alle anderen Entnahmestellen ausschließlich mit Kaltwasser versorgt werden. Auch wenn das Warmwasser separat bereitete wird, ist eine erhöhte bzw. reduzierte Last auf das Heizwasser zurückzuführen, da es das Kaltwasser im Warmwasserspeicher erhitzt. Die Potenziale sind jedoch nicht eindeutig zu quantifizieren, da sie direkt von dem entnommenen Duschwassermassenstrom abhängig sind. Daher ist auch weniger eine Energieangabe als vielmehr eine Leistungsangabe plausibel. Die im Folgenden berechneten Werte beziehen sich auf eine maximale Auslastung des Schwimmbades ( $AL = 1$ ), um das größtmögliche Potenzial abschätzen zu können.

Maximale Flexibilität:

$$\begin{aligned}\Delta\dot{Q}_{DW} &= \dot{m}_{DW,ges} * c_p * \Delta T = 2,1 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 4,18 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} * 6 \text{ K} \\ &= 52,67 \text{ kW}\end{aligned}\quad (4.22)$$

Negative Flexibilität bei Solltemperatur:

$$\begin{aligned}\Delta\dot{Q}_{DW,neg} &= \dot{m}_{DW,ges} * c_p * (t_{min} - t_{soll}) \\ &= 2,1 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 4,18 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} * (39 - 42) \text{ K} \\ &= -26,33 \text{ kW}\end{aligned}\quad (4.23)$$

Positive Flexibilität bei Solltemperatur:

$$\begin{aligned}\Delta\dot{Q}_{DW,pos} &= \dot{m}_{DW,ges} * c_p * (t_{max} - t_{soll}) \\ &= 2,1 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 4,18 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} * (45 - 42) \text{ K} \\ &= 26,33 \text{ kW}\end{aligned}\quad (4.24)$$

#### 4.4 Vergleich der Flexibilitätspotenziale

Tabelle 4.2 stellt die jeweiligen Flexibilitätspotenziale in einer Übersicht dar. Es ist zu erkennen, dass das Beckenwasser – rein energetisch betrachtet – mit 6940,90 MJ das mit Abstand höchste Potenzial bietet. Damit übersteigt es auch den Gesamtwert der Raumluft von 36098,79 kJ bei Weitem. Grund hierfür sind neben dem großen Volumen vor allem die höhere Dichte und Wärmekapazität des Wassers im Gegensatz zur Luft. Ein Vergleich mit dem Duschwasser ist aufgrund der Leistungsangabe wenn nur über eine Zeiträumbetrachtung möglich. Wird eine maximale Auslastung über die gesamte Öffnungszeit des Schwimmbades (12 h) unterstellt, birgt das Duschwasser ein energetisches Potenzial von 2275,34 MJ. Dieser Wert liegt schon eher im Größenbereich des Beckenwassers, ist dennoch um rund ein Drittel geringer. Zudem wird er durch die sich ändernde Auslastung nie zu hundert Prozent erreicht werden.

**Tabelle 4.2: Übersicht der Flexibilitätspotenziale**

	$\Delta Q / \Delta \dot{Q}$	$\Delta Q_{neg} / \Delta \dot{Q}_{neg}$	$\Delta Q_{pos} / \Delta \dot{Q}_{pos}$
<b>Raumluft</b>			
Eingangsbereich	569,23 kJ	0 kJ	569,23 kJ
Umkleidebereich	3628,85 kJ	-1814,43 kJ	1814,43 kJ
Sanitärbereich	2846,16 kJ	-1423,08 kJ	1423,08 kJ
Schwimmhalle	29054,55 kJ	-7263,64 kJ	21790,91 kJ
Gesamt	36098,79 kJ	-10501,15 kJ	25597,65 kJ
<b>Wasser</b>			
Beckenwasser	6940,90 MJ	-3470,45 MJ	3470,45 MJ
Duschwasser	52,67 kW	-26,33 kW	26,33 kW

Ob und wie die berechneten Potenziale tatsächlich im Betrieb genutzt werden können, soll im Zuge der Simulation untersucht werden. Dabei werden auch weitere Parameter wie beispielsweise Lade- bzw. Entladezeiten berücksichtigt. Es ist nicht garantiert, dass das hohe Potenzial des Beckenwassers auch wirklich optimal eingesetzt werden kann und ob nicht vielleicht doch die Raumluft bessere Flexibilitäten bietet.

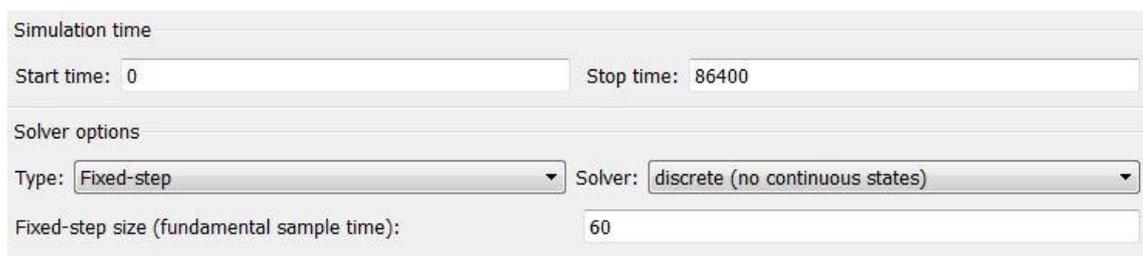
## 5 Modellbeschreibung

In den folgenden Kapiteln wird das mit MATLAB/Simulink erstellte Modell des Hallenbades ausführlich beschrieben. Zunächst wird auf die Simulationsgrundlagen und die für die Simulation maßgeblichen Modellinputs eingegangen. Daraufhin folgt in Kapitel 5.3 die Beschreibung der Teilmodelle und deren Umsetzung in MATLAB/Simulink unter Berücksichtigung physikalischer Gesetze.

### 5.1 Simulationsgrundlagen

Das Schwimmbadmodell soll eine Liegenschaft im übergeordneten Projekt *Smart Power Hamburg* darstellen. Es wird somit zu einem späteren Zeitpunkt als Teilmodell in das Gesamtmodell eingebunden. Um eine Simulation des Gesamtmodells zu ermöglichen, müssen alle Teilmodelle nach denselben Grundlagen aufgebaut werden. Dadurch ergeben sich auch für das Schwimmbadmodell Anforderungen an die Simulationsparameter, die es einzuhalten gilt.

Die wichtigste Voraussetzung ist ein einheitliches Simulationsverfahren. In Simulink stehen numerische Integrationsverfahren mit und ohne Schrittweitensteuerung (*Variable-Step* oder *Fixed-Step*) zur Verfügung. Den Modellen des Projekts soll ein diskretes Verfahren mit fester Schrittweite zugrunde gelegt werden. Die Schrittweite wird auf 60 festgelegt. Die durch die Simulation berechneten Werte stellen somit Minutenwerte dar. Es ist darauf zu achten, dass im gesamten Modell mit SI-Einheiten gerechnet wird, um fehlerhafte Ergebnisse zu vermeiden.



Simulation time	
Start time: 0	Stop time: 86400
Solver options	
Type: Fixed-step	Solver: discrete (no continuous states)
Fixed-step size (fundamental sample time):	60

Abbildung 5.1: Auswahl des Simulationsverfahrens

### 5.2 Modellinputs

Damit der Simulation alle erforderlichen Daten zur Berechnung zur Verfügung stehen, bedarf es verschiedener Modellinputs.

#### Umgebungsbedingungen

Die Umgebungsbedingungen der Außenwelt sind entscheidend für die Wärmebilanz des Gebäudes. Für das Modell herangezogen werden hierfür die Temperatur und die relative

Luftfeuchtigkeit der Außenluft sowie die Strahlungsintensität der Sonne als Globalstrahlung. Die Berücksichtigung weiterer meteorologischer Daten ist nicht erforderlich. Die Werte basieren auf Messdaten der Wetterstation Bergedorf der HAW Hamburg für das Jahr 2012 und gelten exemplarisch für einen Hamburger Standort. Mithilfe der *Start time* und *Stop time* können beliebige Zeitabschnitte simuliert werden. Sofern nicht anders angegeben, beginnt die Simulation bei einer *Start time* von 0, entsprechend dem 1. Januar 2012, 00:00 Uhr.

## Auslastung

Die in Kapitel 3.3.2 definierte Auslastung  $AL$  des Hallenschwimmbades wird durch die in Abbildung 5.2 gezeigte Funktion beschrieben. Da keine realen Gästezahlen vorliegen, wird nach [20] vereinfacht ein parabolischer Verlauf angenommen. Zu erkennen sind die festgelegten Öffnungszeiten des Schwimmbades von 08:00 Uhr bis 20:00 Uhr. Um 14:00 Uhr erreicht die Auslastung mit 0,95 ihr Maximum. Eine vollkommene Auslastung wird somit nicht erreicht.

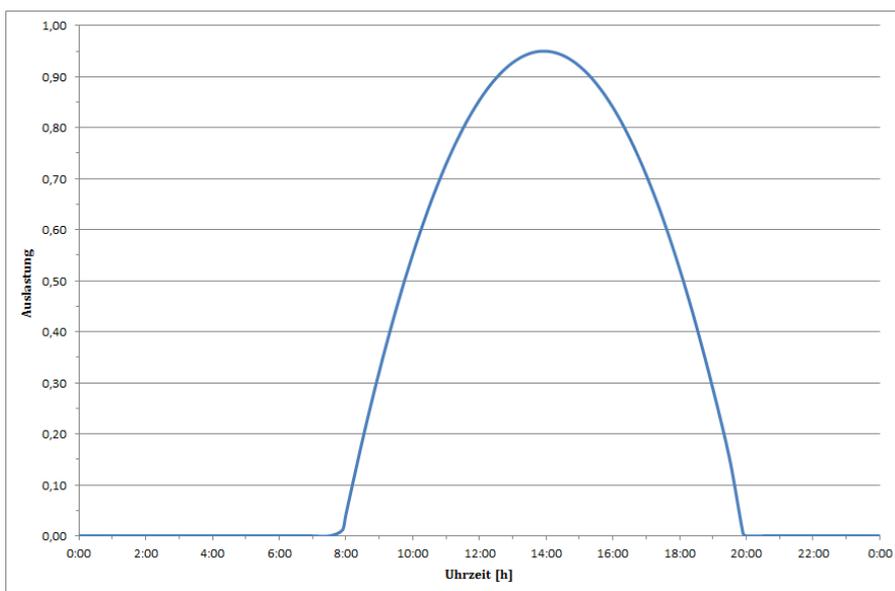


Abbildung 5.2: Auslastung des Hallenschwimmbades

## Fahrplan

Da das Schwimmbadmodell erst nach Fertigstellung dieser Arbeit in das Gesamtmodell eingebettet wird, liegen zu diesem Zeitpunkt keine realen Betriebsdaten des BHKW vor. Daher wird ein fiktiver Fahrplan erstellt, der den Betrieb des BHKW in Abhängigkeit des Strombedarfs des übergeordneten Stromnetzes simulieren soll. Es werden vier unterschiedliche Szenarien betrachtet, denen für die Umsetzung in Simulink ein Wert zugeordnet wird. Im Folgenden sind mit „Speicher“ die bereits beschriebenen Flexibilitäten des Schwimmbades gemeint, nicht die Wärmespeicher des Hydrauliksystems.

- Halten: Das BHKW kann unabhängig vom Stromnetz betrieben werden. Es soll Wärme entsprechend der Last produziert werden, die nötig ist, um die aktuellen Temperaturen zu halten. Dies kann situationsbedingt zusammen mit dem Spitzenlastkessel geschehen. 0
- Entladen: Im Netz ist ein Leistungsüberschuss vorhanden. Das BHKW wird ausgeschaltet, sodass es keinen Strom ins Netz einspeist. Alle Wärmespeicher werden entladen, bis die Minimaltemperaturen erreicht sind. Sind diese erreicht, muss der Spitzenlastkessel die Wärme bereitstellen, die zum Halten der Minimaltemperaturen notwendig ist. -1
- Aufladen: Das BHKW soll auf Höchstleistung fahren, da ein erhöhter Strombedarf im Netz besteht. Überschüssige Wärme wird dazu genutzt, alle Speicher aufzuladen. Sind die Maximaltemperaturen erreicht, ist das BHKW so herunterzuregulieren, dass diese gehalten werden. 1
- Rückführen: Das BHKW kann unabhängig vom Stromnetz betrieben werden. Alle Speicher werden aufgeladen bzw. entladen, bis die Solltemperaturen erreicht sind. Danach werden diese gehalten. 2

In Abbildung 5.3 ist ein möglicher Fahrplan beispielhaft abgebildet. Dabei werden der Simulation alle zehn Minuten ein neuer Wert und dadurch der dementsprechende Betrieb vorgegeben.

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
1	0	600	1200	1800	2400	3000	3600	4200	4800	5400	6000	6600	7200	7800	8400	9000	9600	10200	10800
2	0	0	0	0	1	1	1	1	1	2	2	2	2	-1	-1	-1	-1	-1	-1
3																			
4																			

Abbildung 5.3: Beispiel eines fiktiven Fahrplans

### Konstante Modellinputs

Alle weiteren variablen Parameter, die im Modell Verwendung finden, werden zentral in einer Excel-Datei verwaltet und über diese in die Simulation eingelesen. Sie sollen auch nur dort und nicht im Modell selbst verändert werden. Hinsichtlich der Simulation sind

die Parameter als Konstanten anzusehen. Durch deren Konfigurierung können jedoch bei Bedarf Varianten des Modells erzeugt werden. Sollen in zukünftigen Projekten zum Beispiel andere Beckenmaße betrachtet werden, können die Werte in der Tabelle angepasst werden. Es ist auch möglich, dem Modell weitere Becken hinzuzufügen. Dabei muss jedoch darauf geachtet werden, dass sich infolgedessen auch weitere Kennwerte und Berechnungsdaten ändern. Diese müssen daher gemäß den Richtlinien und Normen angepasst werden, um ein korrektes Schwimmbadmodell abbilden zu können. Einen Ausschnitt der konstanten Modellinputs zeigt Tabelle 5.1. Die vollständige Tabelle findet sich im Anhang in Tabelle A.1 wieder.

**Tabelle 5.1: Ausschnitt der konstanten Modellinputs**

Schwimmbad	§		
Schwimbeckentiefe	t_Becken	m	2
Schwimbeckenbreite	b_Becken	m	16,66
Schwimbeckenlänge	l_Becken	m	25
Breite Schwimmhalle	b_Schwimmhalle	m	25
Länge Schwimmhalle	l_Schwimmhalle	m	35
Gebäudehöhe Schwimmhalle	h_Schwimmhalle	m	7
Grundfläche Schwimmhalle	A_Schwimmhalle	m <sup>2</sup>	875
Außenwandfläche Schwimmhalle Nord	A_AW_Schwimmhalle_Nord	m <sup>2</sup>	140
Außenwandfläche Schwimmhalle Ost	A_AW_Schwimmhalle_Ost	m <sup>2</sup>	175
Außenwandfläche Schwimmhalle Süd (inkl. Fenster)	A_AW_Schwimmhalle_Sued	m <sup>2</sup>	122,5
Außenwandfläche Schwimmhalle West	A_AW_Schwimmhalle_West	m <sup>2</sup>	175
Deckenfläche Schwimmhalle	A_Decke_Schwimmhalle	m <sup>2</sup>	875
Fensterfläche Schwimmhalle (Süd)	A_Fenster_Schwimmhalle	m <sup>2</sup>	122,5

Die meisten der im Modell verwendeten Stoffwerte werden als konstant angenommen und nicht temperaturabhängig berechnet. Es werden die in Tabelle 5.2 aufgeführten Werte festgelegt. Die Dichten und Wärmekapazitäten basieren auf einer Temperatur von 25 °C.

**Tabelle 5.2: Übersicht der als konstant angenommenen Stoffwerte**

Stoffwerte	Wert
Luftdichte [kg/m <sup>3</sup> ]	1,18
Wasserdichte [kg/m <sup>3</sup> ]	996,7
Wärmekapazität der Luft [kJ/(kgK)]	1,005
Wärmekapazität des Wassers [kJ/(kgK)]	4,18
Relative Luftfeuchtigkeit der Schwimmhallenluft [%]	55
Atmosphärischer Druck [hPa]	1013,25

### 5.3 Beschreibung des Schwimmbadmodells unter Berücksichtigung physikalischer Gesetze

Eine der Hauptaufgaben dieser Arbeit besteht in der Modellierung des Hallenschwimmbades mit MATLAB/Simulink. Dazu müssen alle Eigenschaften des Schwimmbades mithilfe physikalischer Formeln beschrieben und im Programm umgesetzt werden. So muss die Gebäudehülle und deren Wechselwirkungen mit der Umgebung genauso modelliert werden wie das hydraulische System des Schwimmbades.

Abbildung 5.4 zeigt die oberste Ebene des Modells, in der das Subsystem *Hallenschwimmbad* als „Black Box“ dargestellt ist. Hier werden die Modellinputs *Fahrplan*, *Fahrplan\_Null*, *Wetterdaten\_2012* und *Auslastung* eingelesen. Der *Fahrplan* entspricht dem zuvor in Kapitel 5.2 beschriebenen fiktiven Fahrplan, bei dem die verschiedenen Szenarien simuliert werden. *Fahrplan\_Null* hingegen stellt einen Betrieb dar, bei dem die Solltemperaturen kontinuierlich gehalten werden (Szenario 0). Hierüber kann die Wärmelast unter Normalbedingungen untersucht werden. Über einen Schalter kann ausgewählt werden, nach welchem Betrieb gefahren werden soll. Die Outputs sind die für die Analyse der Flexibilitäten interessanten Größen Warmwassermassenstrom, Heizwassermassenstrom, Heizwasserwärmestrom sowie die aktuell zur Verfügung stehende Flexibilität des Heizwassers (Energie) und die des Duschwassers (Leistung).

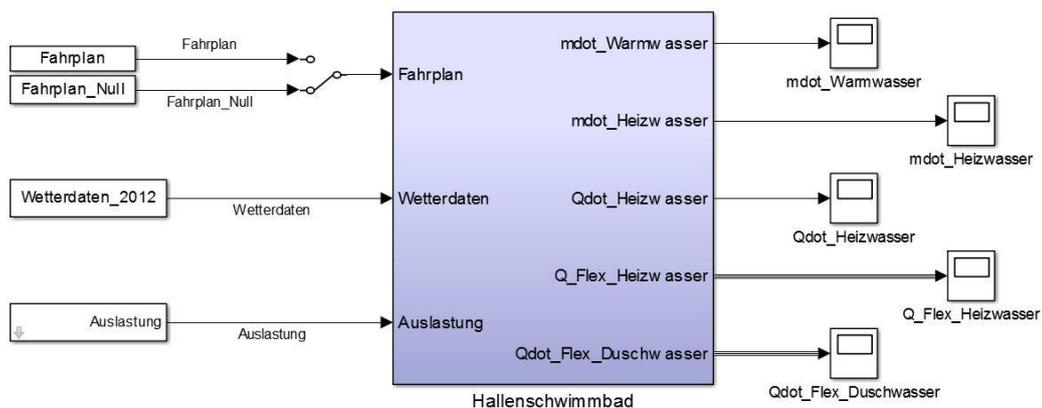


Abbildung 5.4: Das Subsystem *Hallenschwimmbad*

In der darunter liegenden Modellebene (siehe Abbildung 5.5) wird das Hallenbad nun in die Subsysteme *Eingang*, *Umkleiden*, *Sanitärbereich* und *Schwimmhalle* aufgeteilt. An den Verlinkungen zwischen den einzelnen Blöcken sind bereits hier schon die Wechselwirkungen der Bereiche untereinander zu erkennen.

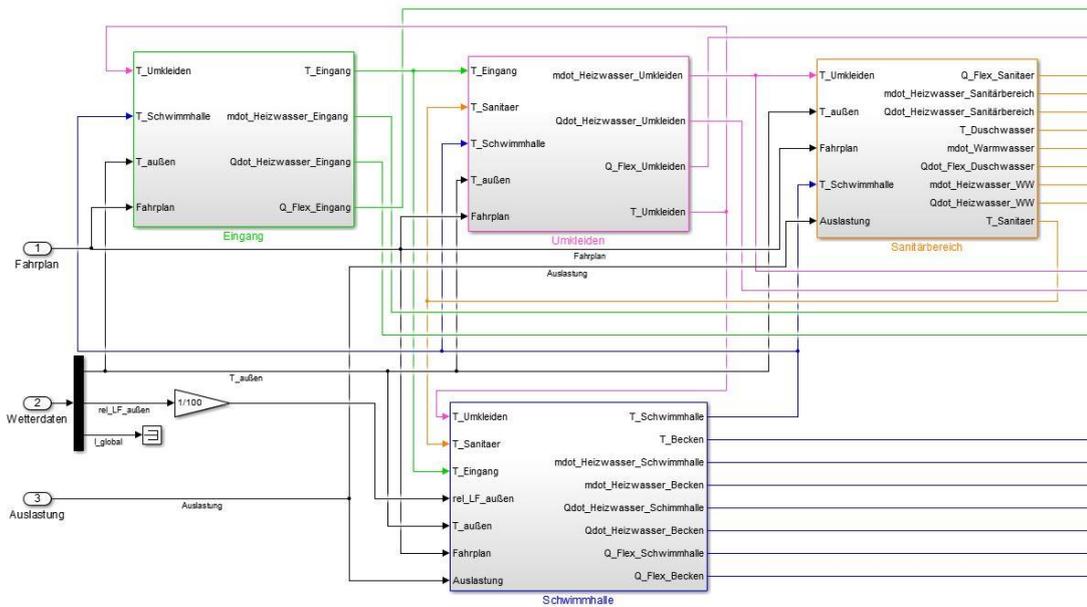


Abbildung 5.5: Unterteilung des Modells in Subsysteme entsprechend der einzelnen Bereiche

Die Subsysteme sind alle nach dem gleichen Schema aufgebaut. Aus diesem Grund werden sie zunächst am Beispiel des Eingangs detailliert beschrieben. Der Sanitärbereich und die Schwimmhalle enthalten jedoch Blöcke, die nur dort relevant sind. Diese werden daher anschließend getrennt behandelt.

Das Subsystem *Eingang* hat neben den Temperaturen der angrenzenden Räume, in diesem Fall die der Umkleiden und der Schwimmhalle ( $T_{Umkleiden}$  und  $T_{Schwimmhalle}$ ), auch die Außenlufttemperatur ( $T_{außen}$ ) und den *Fahrplan* als Eingangsgrößen, siehe Abbildung 5.6. Als Outputs liefert dieser Block die Raumlufttemperatur des Eingangsbereiches ( $T_{Eingang}$ ), das aktuell verfügbare Flexibilitätspotenzial ( $Q_{Flex\_Eingang}$ ) sowie den Heizwassermassenstrom ( $mdot_{Heizwasser\_Eingang}$ ) und dessen Wärmestrom ( $Qdot_{Heizwasser\_Eingang}$ ). Weitere Ausgangsgrößen wären möglich, sind aber für die Betrachtung nicht ausschlaggebend, weswegen sich auf die Vorliegenden beschränkt wird.

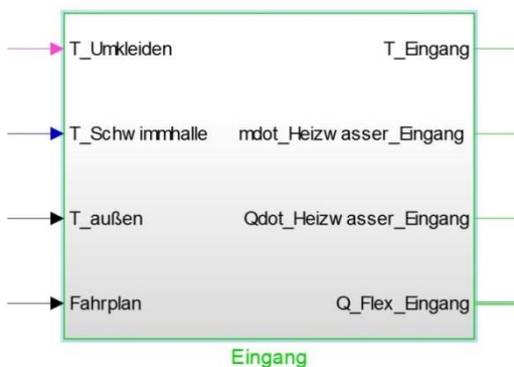


Abbildung 5.6: Das Subsystem Eingang

Mit Blick unter die Maske des Subsystems *Eingang* ist dessen Aufbau in Abbildung 5.6 zu sehen. Das System ist in die Blöcke *Wärmestrom durch Luftwechsel*, *Solare Wärmegewinne*, *Heizung*, *Wärmebilanz Eingang* und *Flexibilitätspotenzial Eingang* unterteilt, die im Folgenden beschrieben werden.

Hinweis: Alle in dem Modell verwendeten Gleichungen und Formeln zur Berechnung von Wärmeströmen, die den Raum betreffen, sind so aufgestellt, dass das Vorzeichen den auf den Raum bezogenen Wärmestrom darstellt. Bei negativen Werten wird dem Raum somit Wärme entzogen, positive Werte bedeuten einen Wärmegewinn für den Raum.

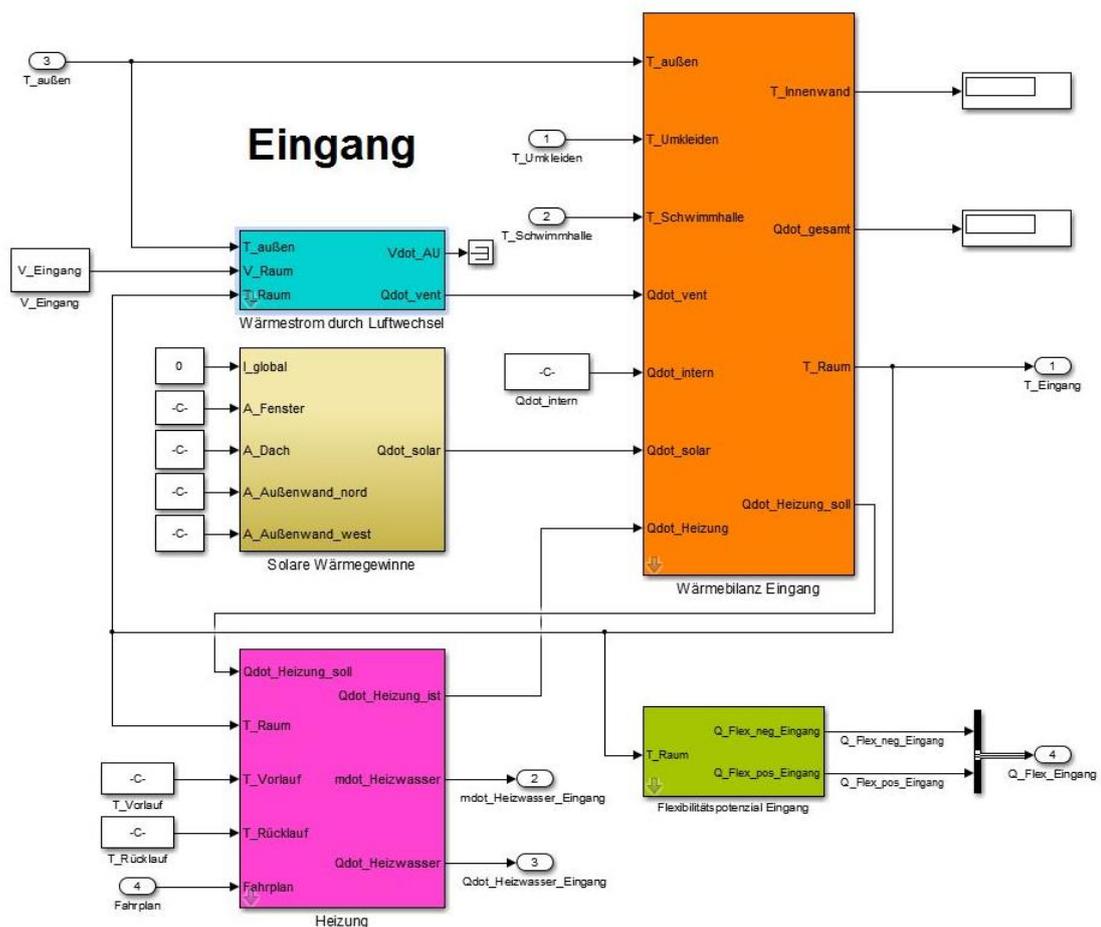


Abbildung 5.7: Aufbau des Subsystems *Eingang*

### 5.3.1 Wärmestrom durch Luftwechsel

Abbildung 5.8 zeigt den Block *Wärmestrom durch Luftwechsel* mit den Inputs Außenlufttemperatur, Raumvolumen ( $V\_Eingang$ ) und Raumlufttemperatur ( $T\_Raum$ ) sowie den Outputs Außenluftvolumenstrom ( $Vdot\_AU$ ) und Wärmestrom durch Ventilation ( $Qdot\_vent$ ).

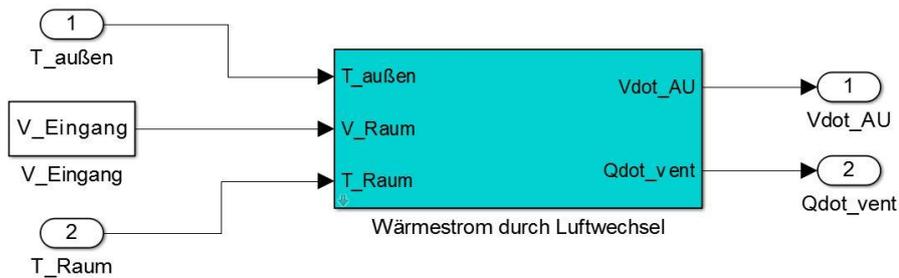


Abbildung 5.8: Das Subsystem *Wärmestrom durch Luftwechsel*

Um eine behagliche Raumluft zu gewährleisten, wird in diesem Modell die in Kapitel 3.3.1 beschriebene Klimatisierung basierend auf reinem Luftwechsel angenommen. Damit entspricht der Abluft- dem Fortluftvolumenstrom und der Zuluft- ist mit dem Außenluftvolumenstrom gleichzusetzen. Die Begriffe werden daher synonymisch verwendet. Bei dieser Art der Klimatisierung muss der aus der Temperaturdifferenz zwischen Abluft und Außenluft entstehende Wärmestrom dem Raum über die Heizung zugeführt werden. Er berechnet sich wie folgt:

$$\begin{aligned}
 \dot{Q}_{vent} &= V_{Raum} * n * \rho_{Luft} * c_{p,Luft} * (t_{außen} - t_{Raum}) \\
 &= \dot{V}_{AU} * \rho_{Luft} * c_{p,Luft} * (t_{außen} - t_{Raum}) \\
 &= \dot{m}_{AU} * c_{p,Luft} * (t_{außen} - t_{Raum})
 \end{aligned}
 \tag{5.1}$$

Die Luftwechselrate  $n$  lässt sich mithilfe der in Tabelle 3.6 angegebenen Werte berechnen. Die restlichen Größen sind entweder als Konstanten oder aus Simulationsberechnungen bekannt.

### 5.3.2 Solare Wärmegewinne

Solare Wärmegewinne entstehen aufgrund der auf die Gebäudehülle auftreffenden Globalstrahlung der Sonne. Wie in Abbildung 5.9 dargestellt besitzt der Block die Eingangsgrößen Globalstrahlung ( $I\_global$ ) und die jeweiligen Flächen der Außenbauteile, auf die die Strahlung fällt. Das Subsystem gibt die solaren Wärmegewinne als Wärmestrom aus ( $Qdot\_solar$ ).

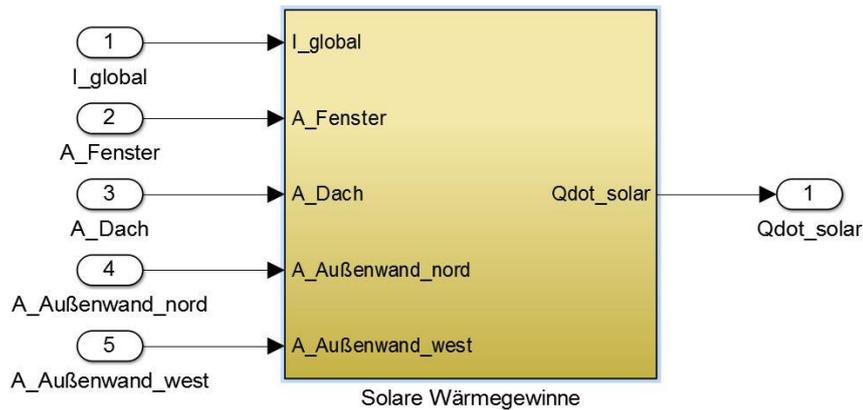


Abbildung 5.9: Das Subsystem *Solare Wärmegewinne*

Bei der Berechnung der Wärmegewinne wird das Auftreffen der Strahlung auf transparente (Fenster) und opake Bauteile (Außenwände/Dach) unterschieden.

### Transparente Bauteile<sup>3</sup>

Der solare Wärmestrom, der durch die Fenster der Raumluft zugeführt wird, berechnet sich nach folgender Gleichung.

$$\dot{Q}_{solar,Fenster} = I_{global} * A_{eff} \quad (5.2)$$

Es ist darauf zu achten, dass der Wert der Strahlung abhängig von der Bauteilorientierung auszuwählen ist. Entscheidend sind hierbei die Ausrichtung des Bauteils nach der Himmelsrichtung und die Neigung gegen die Horizontale. Die effektive Kollektorfläche berechnet sich zu:

$$A_{eff} = A_{Fenster} * F_S * F_C * F_F * F_W * g_{senkrecht} \quad (5.3)$$

Der Abminderungsfaktor für Verschattung  $F_S$  und der für Sonnenschutzvorrichtungen  $F_C$  werden mit 1 angesetzt. Der Abminderungsfaktor für den Rahmenanteil  $F_F$  wird auf 0,7 festgelegt. Der infolge nicht senkrechten Strahlungseinfalls  $F_W$  auf 0,85. Der Gesamtenergiedurchlassgrad bei senkrechtem Strahlungseinfall  $g_{senkrecht}$  beträgt 0,7.

### Opake Bauteile<sup>3</sup>

Durch die folgende Berechnung werden die solaren Wärmegewinne über opake Bauteile bestimmt. Sie ist nicht als exakte Lösung anzusehen, jedoch gelingt damit eine gute Abschätzung der Wärmeströme. Sie beschreibt die Erwärmung der Außenbauteile und die

<sup>3</sup> Berechnungen und Werte entnommen aus [20].

daraus resultierende Wärmeabgabe an das Gebäudeinnere. Gleichzeitig wird die langwellige Abstrahlung berücksichtigt, die den Wärmetransport zum Raum mindert.

$$\dot{Q}_{solar,opak} = U * A_{opak} * R_e * (\alpha * I_{global} - F_t * h_r * \theta_{er}) \quad (5.4)$$

Hierin bedeuten:

- $U$  Wärmedurchgangskoeffizient Siehe Tabelle 3.4
- $R_e$  Äußerer Wärmedurchlasswiderstand 0,04 m<sup>2</sup>K/W
- $\alpha$  Absorptionskoeffizient für Solarstrahlung 0,6
- $F_t$  Formfaktor für die Orientierung zwischen Bauteil und Himmel 1 waagrecht  
0,5 senkrecht
- $h_r$  Äußerer Abstrahlungskoeffizient 5 \*  $\alpha$
- $\theta_{er}$  Mittlere Differenz zwischen der Temperatur der Umgebungsluft und der scheinbaren Temperatur des Himmels 10 K

Die Wärmeströme sind für jedes Außenbauteil mit der jeweiligen Globalstrahlung einzeln zu berechnen und am Ende aufzusummieren. Zusammen mit dem Wärmestrom durch die Fenster ergibt sich der gesamte solare Wärmestrom ( $\dot{Q}_{solar}$ ), wie in Abbildung 5.10 gezeigt.

Um die solaren Wärmegewinne im Simulationsmodell fehlerfrei berücksichtigen zu können, sind orientierungs- und zeitabhängige Werte der Globalstrahlung erforderlich. Von der zu einem bestimmten Zeitpunkt auf eine ausgerichtete Außenwandfläche fallenden Strahlung muss neben der Intensität auch der Sonnenstand, bestehend aus Höhenwinkel und Horizontalwinkel, bekannt sein. Nur so kann der effektive Wärmegewinn für das Gebäude für jeden Zeitschritt der Simulation korrekt berechnet werden. Da solche Daten aktuell nicht zur Verfügung stehen, muss auf die Berücksichtigung der solaren Wärmegewinne verzichtet werden. Relativiert wird dies dadurch, dass für die Analyse der Flexibilitäten hauptsächlich die Wintermonate herangezogen werden, weil dort die Wärmelast und damit auch die potenziellen Lastverschiebungen am höchsten sind. Aufgrund der geringen Strahlungsintensität der Sonne zu diesen Jahreszeiten, wird der durch die Vernachlässigung der solaren Wärmeströme entstehende Fehler voraussichtlich klein sein. Diese Annahme entspricht der Aussage aus [13], nach der die solare Strahlung für ein Hallenbad vernachlässigbar ist. Einen größeren Effekt auf die Wärmebilanz haben solare Wärmegewinne in den

Sommermonaten, weshalb sie bei einer möglichen Betrachtung dieses Zeitraums berücksichtigt werden sollten.

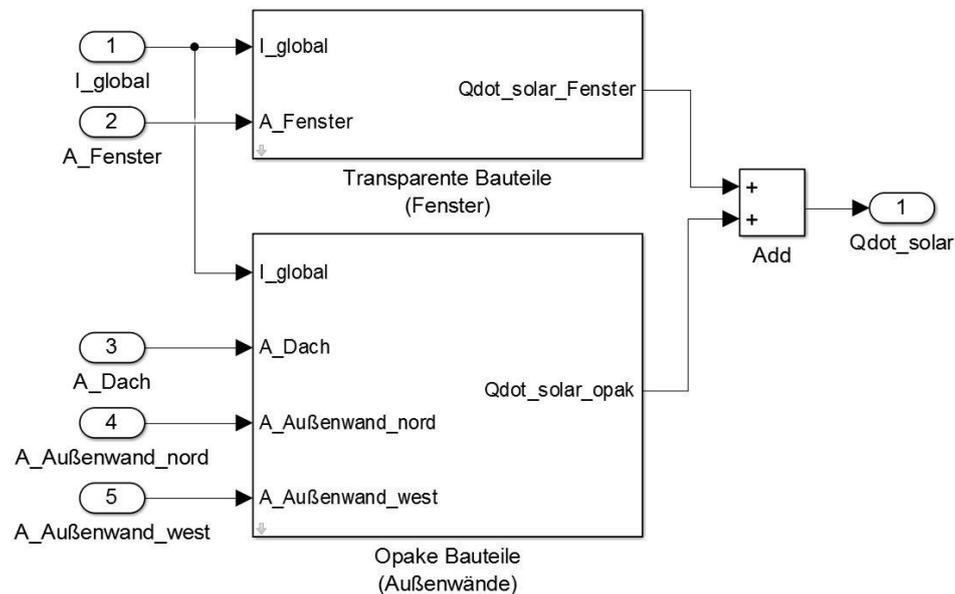


Abbildung 5.10: Aufbau des Subsystems *Solare Wärmegewinne*

### 5.3.3 Heizung

Das in Abbildung 5.11 dargestellte Subsystem *Heizung* bildet das gesamte Heizungssystem eines Bereiches ab. Die In- und Outputs des Subsystems werden in der Beschreibung der darunterliegenden Blöcke erläutert.

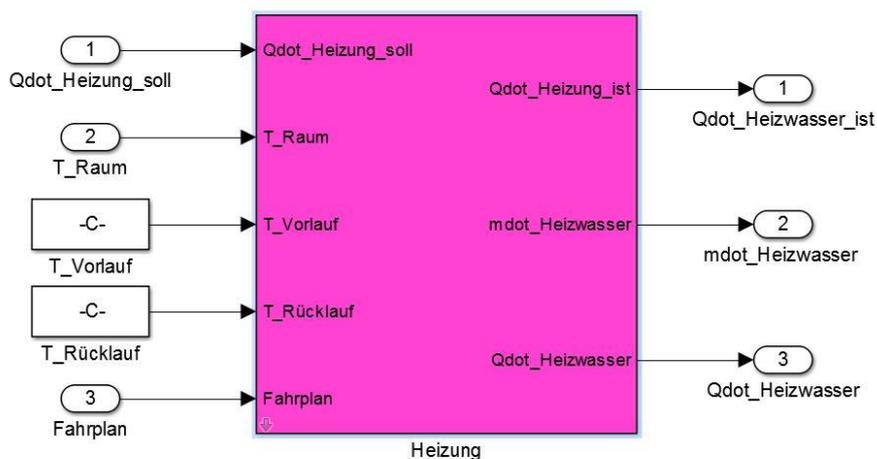


Abbildung 5.11: Das Subsystem *Heizung*

Der Aufbau des Subsystems *Heizung* ist in Abbildung 5.12 abgebildet.

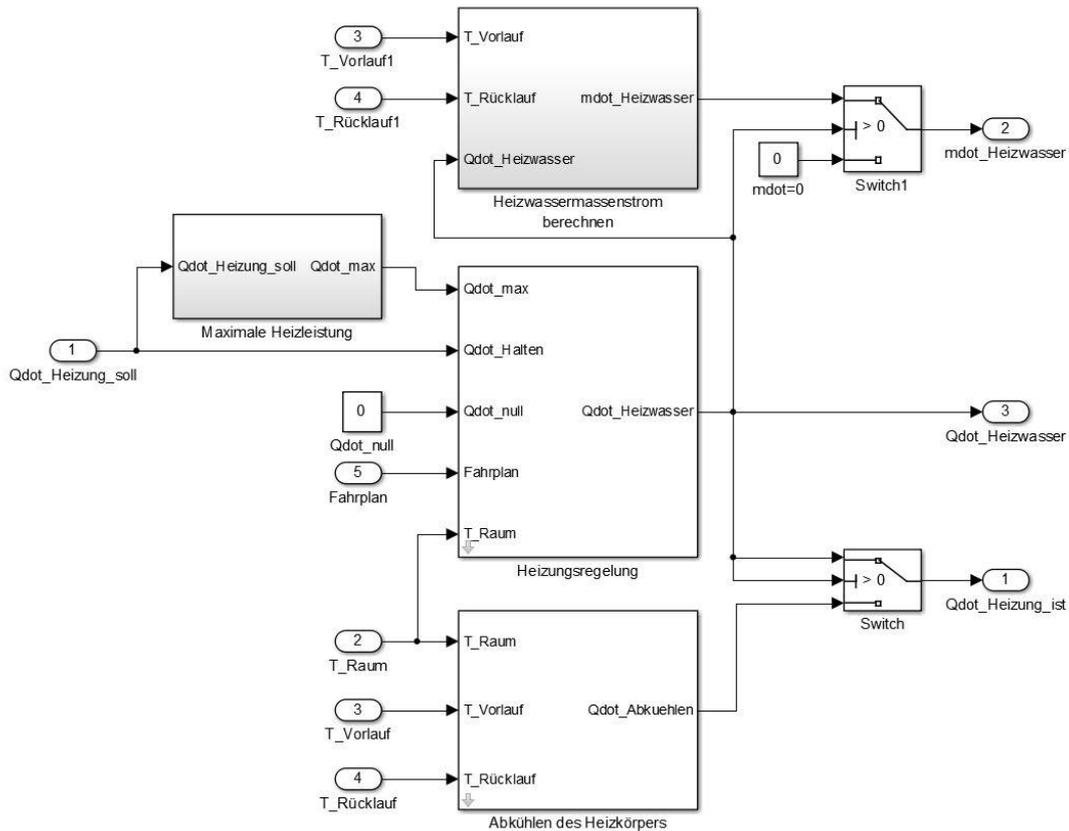


Abbildung 5.12: Aufbau des Subsystems *Heizung*

Wie bereits erwähnt erfolgt die Beheizung ausschließlich über die sich in den Räumen befindlichen Heizkörper. Die Vor- und Rücklauftemperatur des Heizwassers werden als konstant angenommen, sodass die Spreizung stets 30 K beträgt. Eine Regelung der Temperaturen in Abhängigkeit der Außenlufttemperatur erfolgt nicht. Ist die aktuell notwendige Leistungsabgabe des Heizwassers in den Heizkörpern bekannt, lässt sich damit der dazu erforderliche Heizwassermassenstrom berechnen.

$$\dot{m}_{\text{Heizwasser}} = \frac{\dot{Q}_{\text{Heizwasser}}}{c_{p,\text{Wasser}} * (T_{\text{Vorlauf}} - T_{\text{Rücklauf}})} \quad (5.5)$$

Diese Berechnung erfolgt im Simulink-Block *Heizwassermassenstrom berechnen*. Dabei wird unterstellt, dass die gesamte Wärme an den Raum abgegeben wird. Die Speicherwirkung des Heizkörpermaterials wird nicht berücksichtigt.

Der Block *Heizungsregelung* ist der für die Flexibilitätsuntersuchung Entscheidende. Je nach aktuellem Status des Fahrplans regelt er die Leistungsabgabe der Heizung und damit den erforderlichen Heizwassermassenstrom, der vom Heizungssystem zur Verfügung gestellt werden muss. Wie in Abbildung 5.13 zu erkennen wird hier nach den in Kapitel 5.2 vorgestellten Szenarien *Halten* (0), *Aufladen* (1), *Entladen* (-1) und *Rückführen* (2), unterschieden.

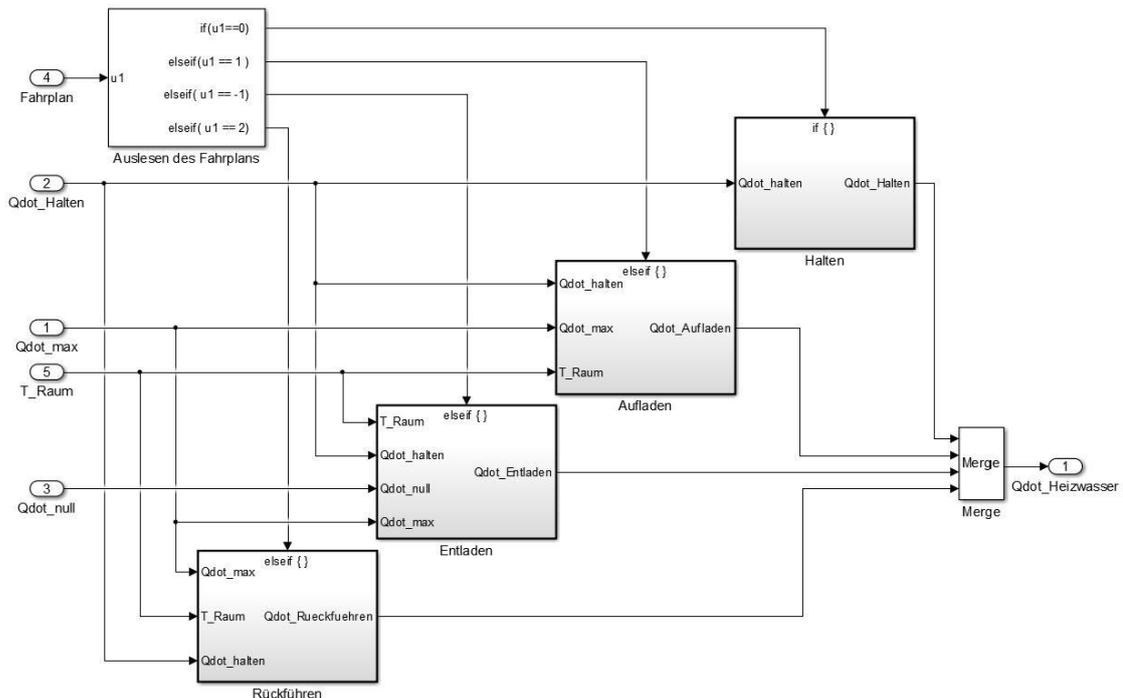


Abbildung 5.13: Aufbau des Subsystems *Heizungsregelung*

Ein If-Else-Block liest den Fahrplan aus, wodurch einer der vier Regelungsblöcke aktiviert wird. Im Fall *Halten* wird die Wärmeleistung abgerufen, die nötig ist, um die aktuellen Temperaturen zu halten. Dies entspricht dem Input  $Qdot\_Heizung\_soll$ . Gibt der Fahrplan ein Aufladen der Speicher vor, wird solange ein maximaler Wärmestrom ausgegeben, bis die Maximaltemperaturen erreicht sind. Danach wird die Maximaltemperatur durch den Wärmestrom  $Qdot\_Halten$  gehalten. Der maximale Wärmestrom ( $Qdot\_max$ ) entspricht der bis zu diesem Zeitpunkt höchsten Last des betrachteten Bereichs und wurde zuvor durch den Block *Maximale Heizleistung* berechnet.

Hinweis: Eine derartige Festlegung des Wertes ist nötig, da zu diesem Zeitpunkt noch kein endgültiges Anlagenschema konzipiert wurde, das die Maximalleistung des BHKW vorgäbe. Dies ist Aufgabe von folgenden Projekten. Dabei muss eine Regelung entworfen werden, die die maximale thermische Leistung des BHKW geeignet auf die einzelnen Bereiche des Schwimmbades aufteilt. Des Weiteren wird in dieser Arbeit davon ausgegangen, dass jede durch die Heizungsregelung geforderte Leistung auch tatsächlich abgerufen werden kann. Selbiges gilt für die später betrachtete Brauchwasserbereitstellung. Der Ursprung der Wärmebereitstellung bleibt dabei unberücksichtigt. Hier ist sich ein ausreichend groß dimensionierter Pufferspeicher vorzustellen, der stets gefüllt ist und somit jede Last jederzeit abdeckt.

Im Fall *Entladen* schaltet sich das BHKW ab und es soll zunächst von keinem Heizkörper Heizwasser bezogen werden. Der Heizwasserwärmestrom beträgt demnach 0 W ( $Q_{dot\_Null}$ ). Die Räume kühlen sich bis auf die festgelegte Minimaltemperatur ab. Ist diese erreicht, wird sie auch hier durch  $Q_{dot\_Halten}$  solange gehalten, bis der Fahrplan etwas anderes vorgibt. Kann das BHKW nach einem Ent- bzw. Aufladevorgang wieder unabhängig vom Stromnetz betrieben werden, wird durch das *Rückführen* versucht, die Solltemperatur einzustellen. Liegt die aktuelle Temperatur über der Solltemperatur, richtet sich die Regelung nach dem Verfahren des Entladens. Liegt sie unterhalb, wird die Heizung nach dem Prinzip des Aufladens geregelt. Beim Erreichen der Solltemperatur wird diese gehalten.

Gerade beim Entladen, auch dem während des Rückführens, ist es möglich, dass durch das schlagartige Zurücknehmen der Heizleistung eine zu rasche Abkühlung erfolgt. Somit wird gleich darauf wieder ein Aufladen mit der maximalen Leistung eingeleitet, was zu deutlich erhöhten Temperaturen führen kann. Dadurch kann es innerhalb der Regelung zu einem länger anhaltenden Einschwingen der Wärmelast kommen. Um dem entgegenzuwirken, wird an erforderlichen Stellen sowohl die maximale als auch die minimale Heizleistung begrenzt. Auch werden den Minimal-, Maximal- und Solltemperaturen geringfügige Toleranzen zugesprochen, die im Größenbereich von 0,1 K liegen. Infolgedessen werden die gewünschten Temperaturen schneller erreicht, ohne dass es eines langen Einschwingens bedarf.

Durch den *Merge-Block* wird immer nur die Leistung des zurzeit aktivierten Subsystems als Output der *Heizungsregelung* ausgegeben. Beträgt der Heizwasserwärmestrom im Falle des Entladens 0 W, ist auch der Heizwassermassenstrom gleich Null. Dennoch gibt der Heizkörper durch das sich in ihm befindliche warme Heizwasser Wärme an die Raumluft ab. Dieser Wärmestrom wird durch den Block *Abkühlen des Heizkörpers* ermittelt und berechnet sich nach folgender Formel.

$$\dot{Q}_{Abkühlen} = U_{Heizkörper} * A_{Heizkörper} * (T_{Heizkörper} - T_{Raum}) \quad (5.6)$$

Der Anfangswert der Heizkörpertemperatur berechnet sich als Mittelwert der Vor- und Rücklauftemperatur. Danach ermittelt die Simulation die Temperatur auf Grundlage der im aktuellen Zeitschritt abgegeben Leistung in jedem Rechenschritt neu, siehe Abbildung 5.14. Sind Raum- und Heizkörpertemperatur gleich, gibt der Heizkörper keine Wärme mehr an den Raum ab. Für den Wärmedurchgangskoeffizienten des Heizkörpers  $U_{Heizkörper}$  wird ein Wert von 30 W/(m<sup>2</sup>K) angenommen.

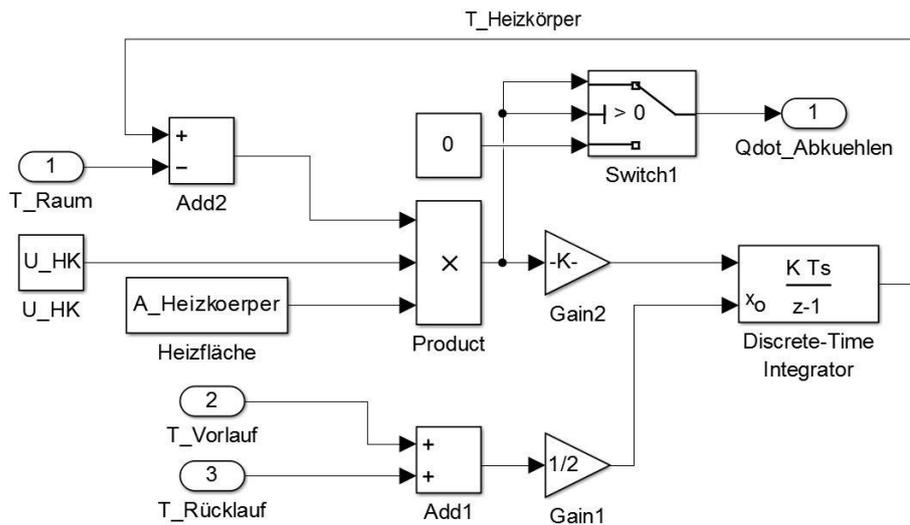


Abbildung 5.14: Das Subsystem *Abkühlen des Heizkörpers*

Die tatsächlich durch den Heizkörper abgegebene Leistung ( $Qdot_{Heizung\_ist}$ ) entspricht somit dem Heizwasserwärmestrom, solange dieser größer als Null ist. Andernfalls nimmt er den Wert von  $Qdot_{Abkuehlen}$  an. Hiermit sind das Heizungssystem und dessen Regelung ausreichend beschrieben. Die Ist-Leistung der Heizung kann nun als eine der Eingangsgrößen in die Gesamtwärmebilanz eingehen.

### 5.3.4 Wärmebilanz

In dem in Abbildung 5.15 abgebildeten Block wird die Gesamtwärmebilanz des Eingangs aufgestellt. Neben den zuvor hergeleiteten Größen  $Qdot_{vent}$ ,  $Qdot_{solar}$  und  $Qdot_{Heizung}$  zählen auch interne Wärmegewinne ( $Qdot_{intern}$ ) zu den Eingangsgrößen. Diese inneren Wärmequellen können beispielsweise Personen, Warmwasserleitungen, technische Geräte oder die Beleuchtung sein [21]. Da für Hallenbäder jedoch keine Anhaltswerte existieren und das Gebäude nicht im Detail geplant ist, werden die internen Wärmegewinne an dieser Stelle vernachlässigt und zu Null angesetzt. Bei zukünftigen Modellkonfigurationen, in denen Werte hierfür vorliegen, kann dieser Input jedoch genutzt werden.

Als Ausgangsgrößen liefert dieser Block die Oberflächentemperatur der Innenwände ( $T_{innen}$ ), die Summe aller Wärmegewinne und -verluste als  $Qdot_{gesamt}$ , die Raumlufttemperatur sowie der von der Heizung zu leistende Wärmestrom ( $Qdot_{Heizung\_soll}$ ), der nötig ist, um die aktuelle Raumlufttemperatur zu halten.

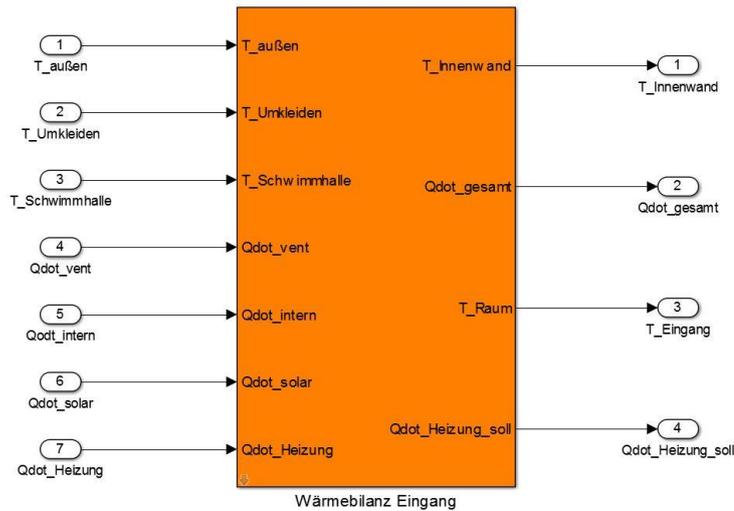


Abbildung 5.15: Das Subsystem *Wärmebilanz Eingang*

Abbildung 5.16 zeigt den Aufbau des Blockes *Wärmebilanz Eingang*. Neben den bereits zuvor berechneten Wärmeströmen als Inputs wird hier nun auch der stationäre Wärmeübergang durch ebene Wände berücksichtigt. Diese Wärmetransmissionen entstehen durch Temperaturdifferenzen zwischen benachbarten Räumen bzw. zwischen einem Raum und der Umgebung. Der Wärmestrom durch Transmission berechnet sich nach folgender Formel. [22]

$$\dot{Q}_{trans} = U * A * (t_1 - t_2) \quad (5.7)$$

Der Wärmestrom ist abhängig von der Anzahl und Art der verschiedenen Schichten einer Wand und deren Dicke, ausgedrückt durch den Wärmedurchgangskoeffizienten  $U$ . Er berücksichtigt sowohl die stationäre Wärmeleitung durch die Wandschichten als auch den Wärmeübergang von der Innenwand auf die Raumluft bzw. von der Gebäudeaußenwand auf die Außenluft. Die hier verwendeten Werte für die Wärmedurchgangskoeffizienten sind Tabelle 3.4 entnommen. [22]

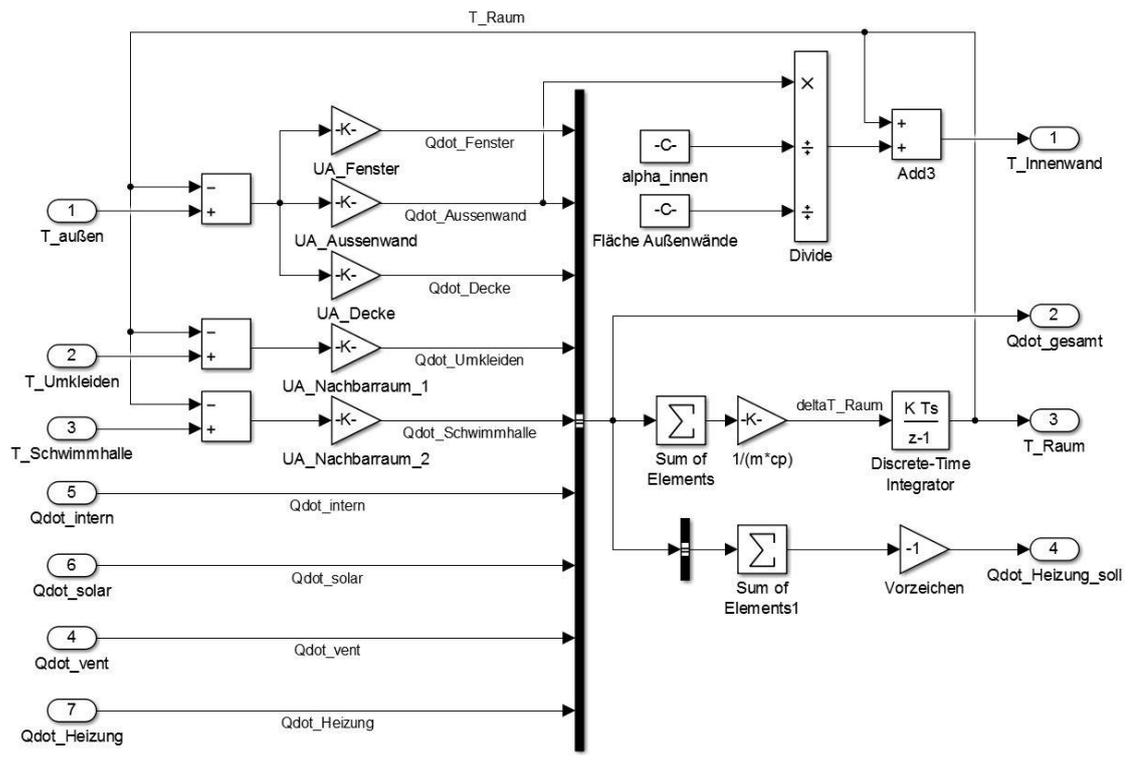


Abbildung 5.16: Aufbau des Subsystems *Wärmebilanz Eingang*

Nach der Ermittlung aller relevanten Wärmeströme werden diese zur besseren Verarbeitung zunächst in einem Bussignal zusammengefasst. Die Berechnung der aktuellen Raumlufttemperatur erfolgt mittels eines zeitdiskreten Integrators und basiert auf folgender Gleichung.  $\Delta t$  entspricht in diesem Fall der Schrittweite der Simulation, also 60 s.

$$\dot{m} * c_{p,Luft} * \frac{\Delta T}{\Delta t} = \sum \dot{Q} \quad (5.8)$$

Durch Aufsummieren aller Wärmegewinne und -verluste bis auf die aktuelle Heizleistung ( $Qdot\_Heizung$ ) erhält man die Sollleistung, die die Heizung zum Halten der momentanen Temperatur liefern müsste. Entspricht diese dem Input  $Qdot\_Heizung$ , d.h. der Ist-Leistung der Heizung, so ist die Gesamtwärmebilanz gleich Null und es ist in diesem Zeitschritt keine Temperaturänderung zu verzeichnen. Erst wenn die Ist-Leistung aufgrund einer Fahrplanänderung vom ermittelten Sollwert abweicht, ändert sich auch die Raumlufttemperatur.

Die für die später betrachtete Wärmebilanz des Schwimmbeckens relevante Oberflächentemperatur der Rauminnenwand wird ebenfalls in diesem Block gemäß nachstehender Formel berechnet. Für den inneren Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_i$  wird ein typischer Wert von  $7 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$  angenommen. [22]

$$t_{Innenwand} = t_{Raum} + \frac{\dot{Q}_{trans,Außenwand}}{A_{Außenwand} * \alpha_i} \quad (5.9)$$

### 5.3.5 Flexibilitätspotenzial

Für die Flexibilitätsanalyse dieser Arbeit und die geplante Einbindung des Schwimmbadmodells in das Verbundsystem verschiedener Erzeugungs- und Verbrauchsanlagen ist es wichtig, zu jedem Zeitpunkt die aktuell zur Verfügung stehenden Flexibilitätspotenziale zu kennen. Nur so können die Lastverschiebungen und der Betrieb der Erzeugungsanlagen aufeinander abgestimmt gesteuert werden.

Basierend auf der momentanen Raumlufthtemperatur und der zulässigen Minimal- bzw. Maximaltemperatur werden in jedem Simulationszeitschritt sowohl das positive als auch das negative Lastverschiebungspotenzial durch das in Abbildung 5.17 dargestellte Subsystem ermittelt und ausgegeben. Die Berechnung erfolgt auf Grundlage der bereits in Kapitel 4 verwendeten Gleichungen.

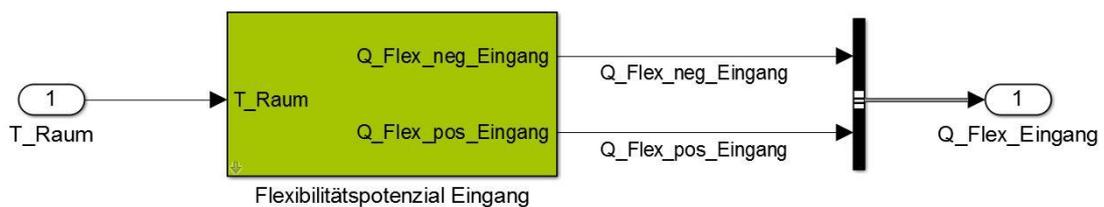


Abbildung 5.17: Das Subsystem *Flexibilitätspotenzial Eingang*

### 5.3.6 Brauchwasserbereitstellung für sanitäre Anlagen

In Abbildung 5.19 ist das Subsystem *Brauchwasserbereitstellung* des Teilmodells *Sanitärbereich* zu sehen. Es gibt folgende vom Fahrplan abhängigen Größen aus:

- Duschwassertemperatur ( $T_{Duschwasser}$ )
- Warmwassermassenstrom ( $\dot{m}_{Warmwasser}$ )
- Frischwassermassenstrom ( $\dot{m}_{Frischwasser}$ )
- aktuell verfügbare Flexibilität des Duschwassers ( $\dot{Q}_{Flex\_Duschwasser}$ )
- Heizwassermassenstrom zur Warmwasserbereitung ( $\dot{m}_{Heizwasser\_WW}$ ) und dessen Leistung ( $\dot{Q}_{Heizwasser\_WW}$ )

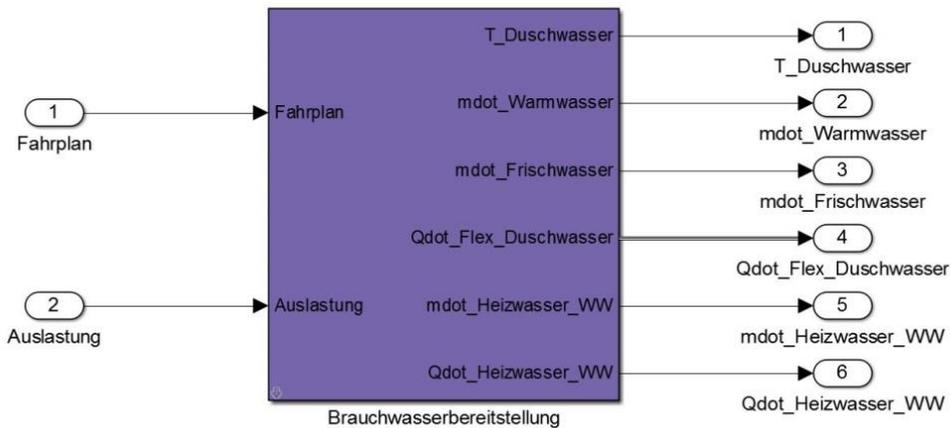


Abbildung 5.18: Das Subsystem *Brauchwasserbereitstellung*

Den Aufbau des Subsystems *Brauchwasserbereitstellung* zeigt Abbildung 5.19. Ähnlich der Heizungsregelung wird auch die Duschwassertemperatur durch den Fahrplan vorgegeben. So wird beim Rückführen und Halten die Solltemperatur des Duschwassers eingestellt, während beim Ent- bzw. Aufladen auf die Minimal- bzw. Maximaltemperatur reguliert wird. In dem Block *Duschwassertemperaturregelung* wird dazu der Fahrplan ausgelesen und die entsprechende Temperatur des Duschwassers ausgegeben. Der von der Auslastung des Schwimmbades abhängige Duschwassermassenstrom ( $\dot{m}_{Duschwasser}$ ) wird in einem eigenen Block durch die in Kapitel 3.3.2 bereits vorgestellten Gleichungen berechnet. Dieser Block gibt zudem den Verdunstungswärmestrom des Duschwassers und den damit zusammenhängenden Verdunstungsmassenstrom aus. Diese beiden Größen werden im Modell jedoch nicht weiter betrachtet. Sie sind lediglich für die Klimatisierung und den Luftwechsel ausschlaggebend und in der Luftwechselrate bereits berücksichtigt.

Der Duschwassermassenstrom dient zum einen zur Bestimmung des aktuell verfügbaren positiven und negativen Lastverschiebungspotenzials der Brauchwasserbereitstellung. Zum anderen wird er als Eingangsgröße für den Block *Thermostatischer Fluidmassenstrom-Mischer* benötigt. Dort wird anhand der einzustellenden Duschwassertemperatur der dazu erforderliche Warm- bzw. Frischwassermassenstrom berechnet. Die Warmwassertemperatur beträgt 66 °C (siehe Kapitel 3.3.2), die des Frischwassers wird auf einen üblichen Wert von 10 °C festgelegt. Die Berechnung erfolgt gemäß folgenden Gleichungen.

$$\dot{m}_{DW} * c_{p,Wasser} * t_{DW} = \dot{m}_{WW} * c_{p,Wasser} * t_{WW} + \dot{m}_{FW} * c_{p,Wasser} * t_{FW} \quad (5.10)$$

$$\Leftrightarrow \dot{m}_{DW} * t_{DW} = \dot{m}_{WW} * t_{WW} + (\dot{m}_{DW} - \dot{m}_{WW}) * t_{FW}$$

$$\Leftrightarrow \dot{m}_{WW} = \dot{m}_{DW} * \frac{t_{DW} - t_{FW}}{t_{WW} - t_{FW}}$$

$$\Rightarrow \dot{m}_{FW} = \dot{m}_{DW} - \dot{m}_{WW}$$

Der Warmwassermassenstrom ist die für diese Arbeit interessante Größe, da er eine vom System zu deckende Wärmelast darstellt. Der dazu nötige Heizwassermassenstrom, der das Warmwasser im Warmwasserspeicher von 10 °C auf 66 °C erhitzt, wird ebenfalls in diesem Block berechnet, zusammen mit dessen Leistung ( $Qdot\_Heizwasser\_WW$ ). Der Frischwassermassenstrom schlägt sich nur auf die Betriebskosten nieder und ist daher für die Analyse der Wärmelasten irrelevant.

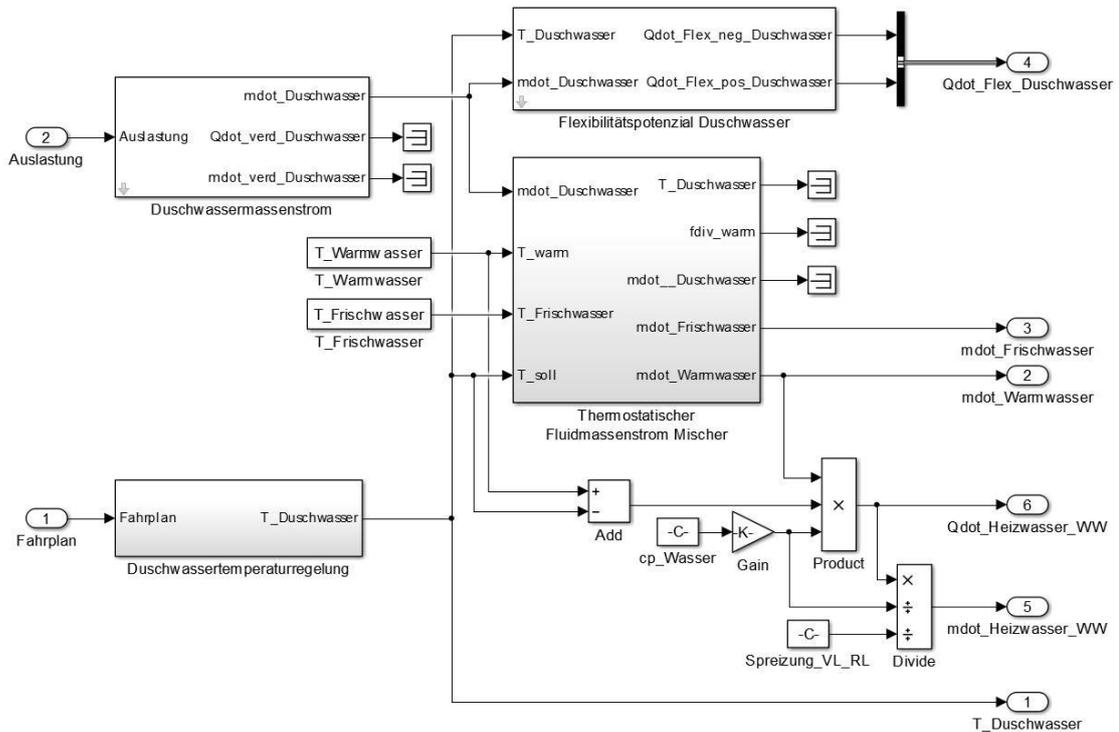


Abbildung 5.19: Aufbau des Subsystems *Brauchwasserbereitstellung*

### 5.3.7 Beckenwassererwärmung

Ein gegenüber dem zuvor beschriebenen *Eingang* zusätzlicher Block im Teilmodell *Schwimmhalle* ist das Subsystem *Beckenwassererwärmung*, das in Abbildung 5.20 dargestellt ist.

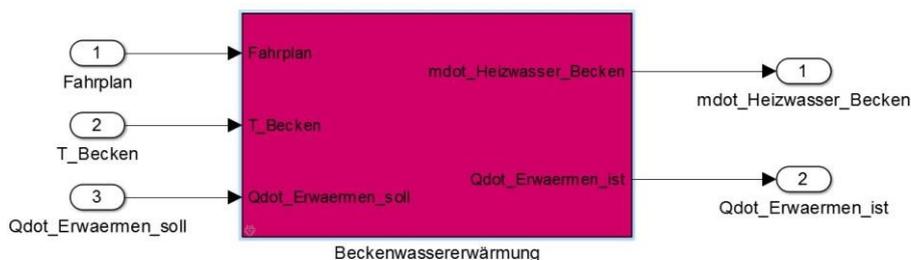


Abbildung 5.20: Das Subsystem *Beckenwassererwärmung*

Der in Abbildung 5.21 gezeigte Aufbau des Blockes ähnelt dem des Subsystems *Heizung* aus Kapitel 5.3.3. Die Regelung erfolgt auch hier abhängig vom Fahrplan nach dem Schema der Heizungsregelung, weswegen auf eine erneute Beschreibung verzichtet wird.  $Qdot\_Erwaermen\_soll$  entspricht der Leistung, die nötig ist, um die momentane Beckenwassertemperatur zu halten. Sie stammt aus der Wärmebilanz des Schwimmbeckens (siehe Kapitel 5.3.8) und dient hier als Wert für  $Qdot\_Erwaermen\_Halten$ .  $Qdot\_Erwaermen\_ist$  stellt dahingegen die tatsächliche Leistung dar, die momentan vom Beckenwasserwärmetauscher abgegeben wird. Der dazu erforderliche Heizwassermassenstrom berechnet sich unter Berücksichtigung des thermischen Wirkungsgrads  $\eta_{th}$  nach folgender Gleichung.

$$\dot{m}_{Heizwasser,Becken} = \frac{\dot{Q}_{Erwärmen,ist}}{\eta_{th} * c_{p,Wasser} * \Delta T} \quad (5.11)$$

Der thermische Wirkungsgrad wird mit 85 % angenommen. Die Spreizung  $\Delta T$  zwischen Vorlauf und Rücklauf beträgt 30 K.

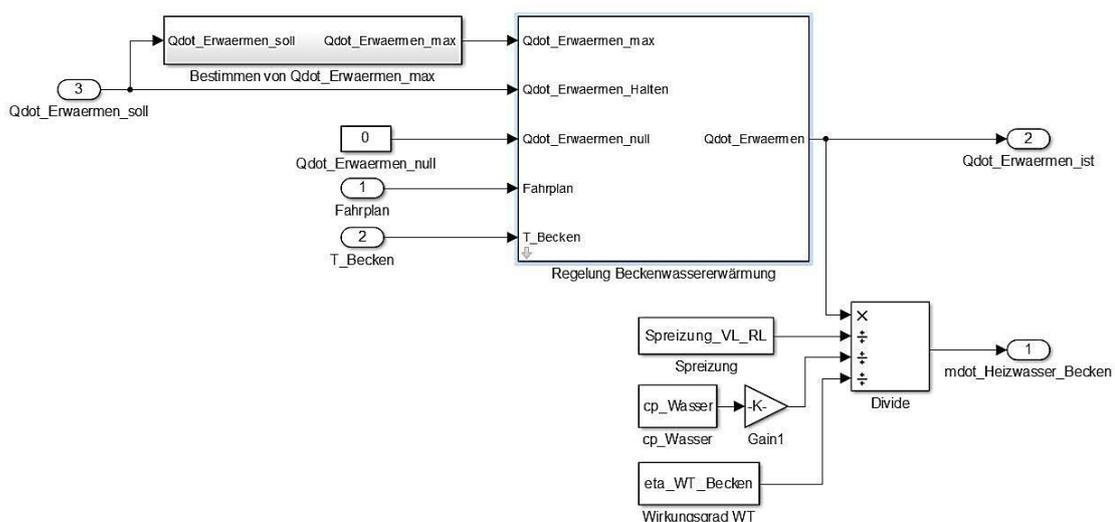


Abbildung 5.21: Aufbau des Subsystems *Beckenwassererwärmung*

### 5.3.8 Wärme- und Stoffbilanz des Schwimmbeckens

Für das Schwimmbecken muss eine eigene Wärme- und Stoffbilanz aufgestellt werden, da es sich in ständiger Wechselwirkung mit seiner Umgebung befindet. Aufgrund dessen kommt es zu einer Abkühlung des Beckenwassers, die durch den Wärmetauscher der Beckenwassererwärmung kompensiert werden muss. Darüber hinaus muss auch der Einfluss auf die Raumluft der Schwimmhalle berücksichtigt werden. Abbildung 5.22 zeigt den Block *Wärme- und Stoffbilanz Schwimmbecken* mit dessen Inputs und Outputs.

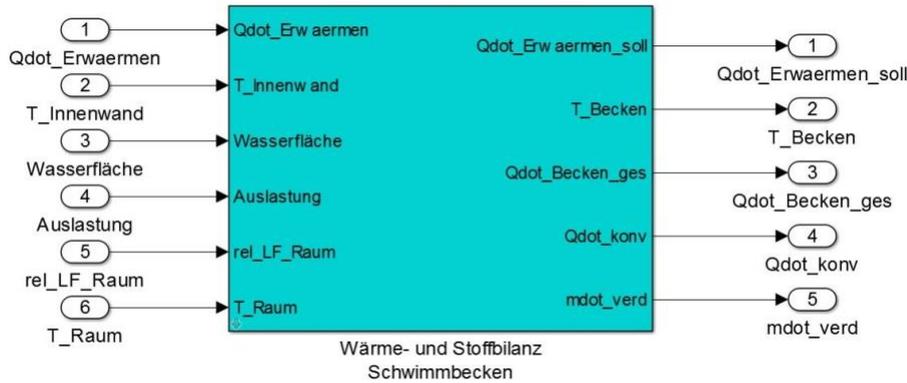


Abbildung 5.22: Das Subsystem *Wärme- und Stoffbilanz Schwimmbecken*

Wie in Kapitel 3.1 erläutert sind der Wärmestrom durch Konvektion, der Wärmeverlust durch die Verdunstung und der langwellige Strahlungsaustausch mit der Gebäudehülle die für die Wärmebilanz eines Hallenbades relevanten Größen. Zusammen mit der aktuellen Ist-Leistung der Beckenwassererwärmung ( $Qdot\_Erwaermen$ ) kann die momentane Temperatur des Beckenwassers ( $T\_Becken$ ) sowie die zum Halten dieser Temperatur nötige Heizleistung ( $Qdot\_Erwaermen\_soll$ ) ermittelt werden. Die den Berechnungen der in Abbildung 5.23 dargestellten Blöcke zugrunde liegenden physikalischen Gleichungen werden im Folgenden beschrieben.

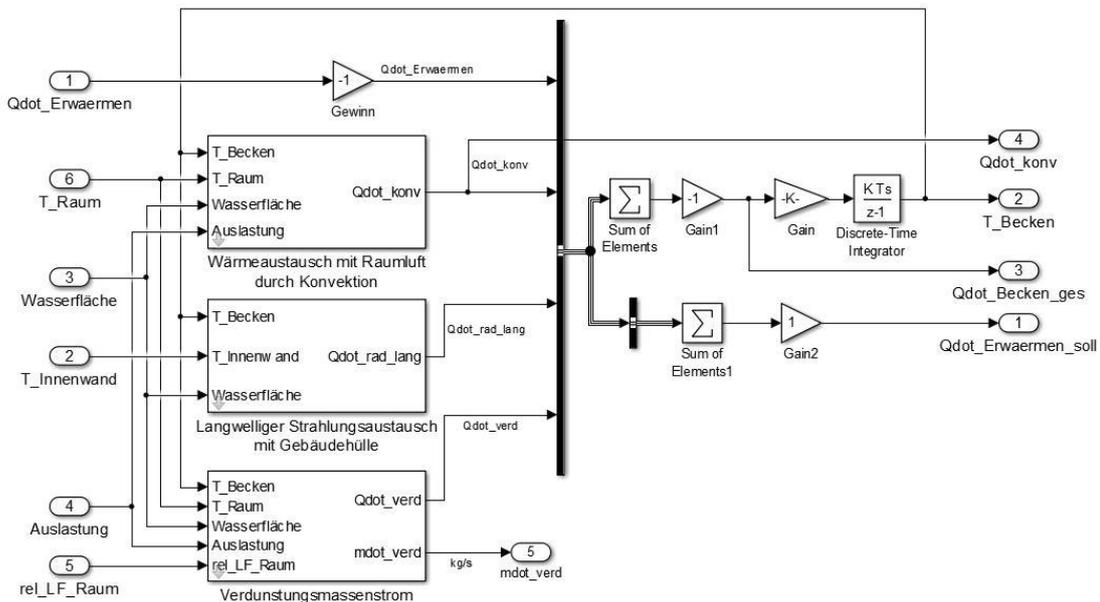


Abbildung 5.23: Aufbau des Subsystems *Wärme- und Stoffbilanz Schwimmbecken*

### Wärmeaustausch mit der Raumluft durch Konvektion

Die relative Strömungsbewegung der Raumluft und des Beckenwassers zueinander bewirkt einen konvektiven Wärmeübergang, der mit steigender Temperaturdifferenz der beiden Medien zunimmt. Er ist abhängig von der übertragenden Fläche, in diesem Fall der Wasserfläche, und dem Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{u/b}$ . [23]

$$\dot{Q}_{konv} = A_{Becken} * \alpha_{u/b} * (t_{Becken} - t_{Raum}) \quad (5.12)$$

Der Wärmeübergangskoeffizient ist von der Benutzung des Schwimmbeckens abhängig aufgrund der dadurch entstehenden Welligkeit der Wasseroberfläche. Nach [23] gilt für den unbenutzten bzw. benutzten Fall:

$$\alpha_u = 2,0 \frac{W}{m^2K} ; \alpha_b = 8,1 \frac{W}{m^2K}$$

Innerhalb der Öffnungszeiten greift die Simulation auf den Wert von  $\alpha_b$  zurück, außerhalb entsprechend auf den von  $\alpha_u$ . Da die Raumlufttemperatur stets 2 – 4 K über der Beckenwassertemperatur liegen soll, stellt der konvektive Wärmeübergang einen Wärmegewinn für das Beckenwasser dar, für die Raumluft einen Wärmeverlust.

### Langwelliger Strahlungsaustausch mit der Gebäudehülle

Ein Körper kann sowohl Strahlung absorbieren als auch aufgrund seiner Temperatur selbst emittieren. Demnach findet auch zwischen der Beckenwasseroberfläche und der sie umschließenden Gebäudehülle ein langwelliger Strahlungsaustausch statt. Da das Beckenwasser und die Innenwände unterschiedliche Temperaturen besitzen, entsteht ein Wärmestrom, der sich nach folgender Gleichung berechnen lässt. [24]

$$\dot{Q}_{rad} = A_{Becken} * \varepsilon_{Wasser} * \sigma * (T_{Becken}^4 - T_{Raum}^4) \quad (5.13)$$

Die Gleichung gilt für den Fall, dass ein Körper von einem zweiten vollständig umschlossen wird und die Fläche des umschließenden Körpers viel größer als die des kleinen Körpers ist. Dies trifft auf das hier betrachtete Schwimmbecken vereinfacht zu. Die Temperaturen sind in Kelvin anzugeben. Der Emissionsgrad des Wassers  $\varepsilon_{Wasser}$  beträgt 0,9. Die Stefan-Boltzmann-Konstante  $\sigma$  hat einen Wert von  $5,67 * 10^{-8} W/(m^2K^4)$ . [24]

### Verdunstungsmassen- und Verdunstungswärmestrom

Durch physikalische Vorgänge, die sich in der Grenzschicht unmittelbar über der Beckenwasseroberfläche abspielen, findet eine ständige Verdunstung des Beckenwassers statt. Der Verdunstungsmassenstrom hängt dabei erheblich von der Aktivität im Becken ab. Bei einem unbenutzten Becken ist die Menge an Wasserdampf, die der Raumluft zugeführt wird, deutlich geringer als die eines benutzten Beckens. Der Grund hierfür liegt

in der Welligkeit der Wasseroberfläche begründet, die durch Badende hervorgerufen wird. Durch das Wellenfeld verringert sich die Dicke der Grenzschicht. Sie geht von einem stationären in einen instationären Zustand über, bei dem sich die Grenzschicht in kurzen turbulenten Phasen sogar ganz auflösen kann, was den Wasseraustrag begünstigt. Der Verdunstungsmassenstrom steigt somit mit zunehmender Anzahl Badender stark an. Die Berechnung des verdunstenden Wassermassenstroms erfolgt durch folgende grundlegende Formel. [23]

$$\dot{m}_{V,B,u/b} = \frac{\beta_{u/b}}{R_D \hat{T}} * [p_S(t_B) - p_D(t_{Raum})] * A_B \quad (5.14)$$

Hierbei berücksichtigt der Wasserübergangskoeffizient  $\beta_{u/b}$  die Aktivität des Beckens. Für ein Hallenbad mit einer Wassertiefe über 1,35 m gilt:

$$\beta_u = 0,7 \frac{\text{m}}{\text{h}} ; \beta_b = 28 \frac{\text{m}}{\text{h}}$$

Des Weiteren hängt der Verdunstungsmassenstrom von der spezifischen Gaskonstante für Wasserdampf  $R_D = 461,52 \text{ J}/(\text{kgK})$ , dem arithmetischen Mittel von Wasser- und Raumlufthtemperatur  $\hat{T}$  [K], der Differenz zwischen dem Sättigungsdampfdruck bei Beckenwassertemperatur  $p_S(t_B)$  und dem Wasserdampfdruck der Schwimmhallenluft  $p_D(t_{Raum})$  [hPa] sowie der Beckenfläche  $A_B$  [m<sup>2</sup>] ab. [23] Der Sättigungsdampfdruck wird innerhalb der Simulation mithilfe der Magnus-Formel temperaturabhängig berechnet.

$$p_S(t) = 6,122 \text{ hPa} * e^{\frac{17,62 * t}{243,12 \text{ °C} + t}} \quad (5.15)$$

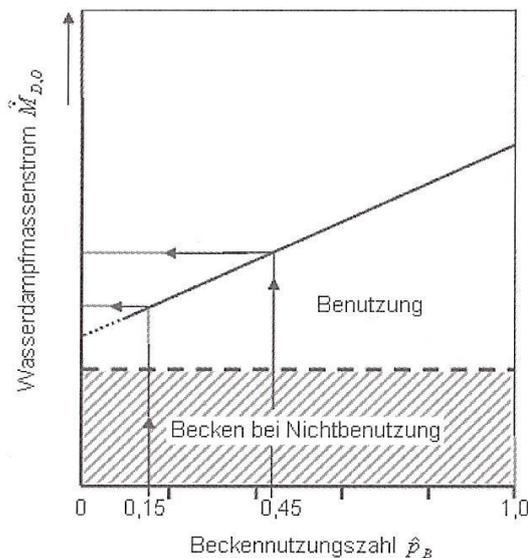
Der Wasserdampfdruck der Schwimmhallenluft ergibt sich durch Multiplikation des Sättigungsdampfdrucks bei Raumlufthtemperatur mit der relativen Luftfeuchtigkeit  $\varphi$  der Schwimmhallenluft.

$$p_D(t) = \varphi * p_S(t) \quad (5.16)$$

Gleichung ( 5.14 ) geht für den Fall des benutzten Beckens von einer Maximalbelegung des Beckens aus und berechnet dadurch den maximalen Verdunstungsmassenstrom  $\dot{m}_{V,B,b,max}$ . Um einen genaueren Wert entsprechend der tatsächlichen Aktivität zu erhalten, muss die aktuelle Auslastung des Schwimmbades berücksichtigt werden. Demzufolge berechnet sich der momentan verdunstende Wassermassenstrom nach [23] zu:

$$\dot{m}_{V,B,b} = AL * [\dot{m}_{V,B,b} - 1,5 * \dot{m}_{V,B,u}] + 1,5 * \dot{m}_{V,B,u} \quad (5.17)$$

In Abbildung 5.24 ist die dieser Gleichung entstammende Kennlinie der Wasserverdunstung in Abhängigkeit der Auslastung ( $\hat{p}_B$  Beckenbenutzungszahl) aufgetragen.



**Abbildung 5.24: Kennlinie der Wasserverdunstung in Abhängigkeit der Auslastung [23]**

Während der Öffnungszeiten ist daher diese Kennlinie heranzuziehen. Andernfalls berechnet sich der Verdunstungsmassenstrom nach der Formel für das unbenutzte Becken.

Die Verdunstung ist ein endothermer Vorgang, zu dessen Ablauf Energie erforderlich ist. Die sogenannte Verdunstungswärme wird dem Beckenwasser entzogen und latent im Wasserdampf gespeichert. Sie stellt einen Wärmeverlust für das Becken dar und geht über die Fortluft an die Umgebung verloren. Der Verdunstungswärmestrom berechnet sich mithilfe der spezifischen Verdampfungsenthalpie  $\Delta H_V$  zu:

$$\dot{Q}_{V,B} = \dot{m}_{V,B,u/b} * \Delta H_V \quad (5.18)$$

**Hinweis:** Bei der Berechnung der Wasserverdunstung des benutzten Beckens schließt der Wasserübergangskoeffizient  $\beta_b$  die Verdunstung der Umgangsfläche, des Überlaufrinnensystems, der benetzten Körperfläche und Kleidung der Badegäste sowie deren Atemluftfeuchte mit ein. [9] Sie ist also nicht ausschließlich auf das Beckenwasser bezogen. Da die Verdunstung der anderen Wasserdampfquellen jedoch im Vergleich zu der des Beckenwassers sehr gering ist, wird der gesamte Verdunstungswärmestrom dem Becken zugeteilt. Diese Vereinfachung ist nötig, um überhaupt Aussagen zur Beckenwasserverdunstung machen zu können. Der dadurch entstehende Fehler ist allerdings als sehr gering anzunehmen.

### 5.3.9 Verdunstungsabhängiger Wärmestrom durch Luftwechsel

Um eine gute Raumluftqualität zu gewährleisten, ist der durch die RLT-Anlage zu fördernde Außenluftmassenstrom abhängig von der Verdunstung und damit der aktuellen Auslastung zu regeln. Das in Abbildung 5.25 dargestellte Subsystem *Verdunstungsabhängiger Wärmestrom durch Luftwechsel* berechnet den ventilationsbedingten Wärmestrom ( $Q_{\text{dot\_vent}}$ ) auf Basis des derzeitigen nötigen Außenluftmassenstroms. Des Weiteren ermittelt er die Wassermenge, die durch den Luftwechsel ausgetragen wird ( $m_{\text{dot\_H2O\_Austrag}}$ ).

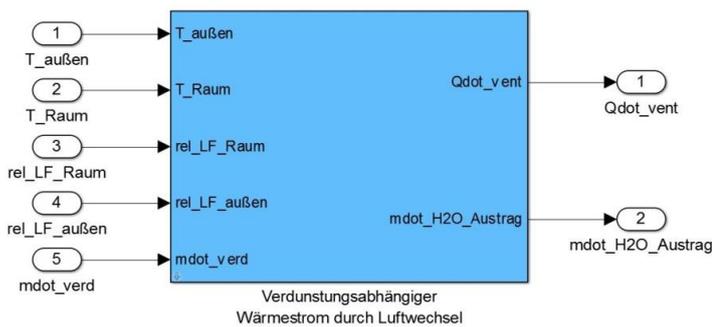


Abbildung 5.25: Das Subsystem *Verdunstungsabhängiger Wärmestrom durch Luftwechsel*

Der Aufbau des Subsystems ist in Abbildung 5.26 gezeigt.

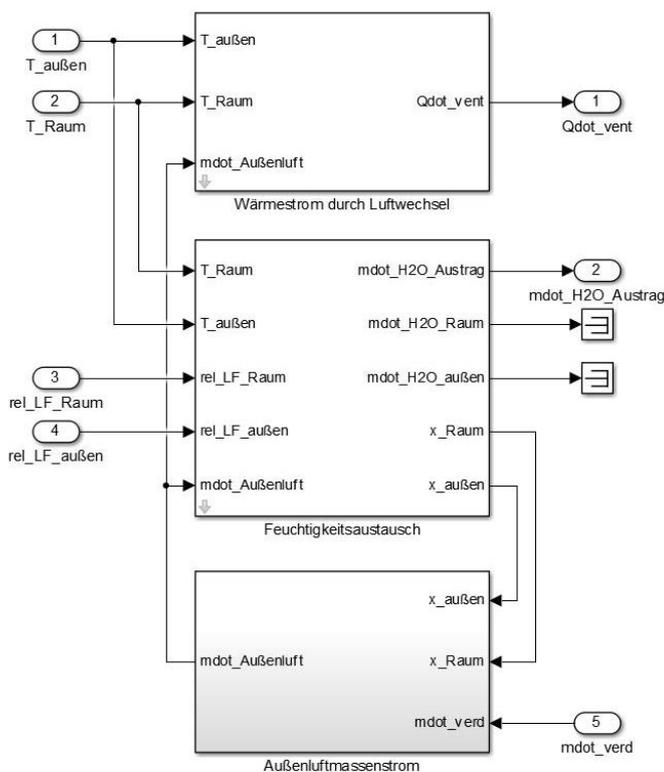


Abbildung 5.26: Aufbau des Subsystems *Verdunstungsabhängiger Wärmestrom durch Luftwechsel*

Der Außenluftmassenstrom berechnet sich mithilfe des Wasserdampfgehalts der Schwimmhallen- und Außenluft und des von der Auslastung abhängigen Verdunstungsmassenstroms. [23]

$$\dot{m}_{AU} = \frac{\dot{m}_{V,B,u/b}}{x_{D,L} - x_{D,AU}} \quad (5.19)$$

Durch diese Rechnung kann der Außenluftmassenstrom für jeden Zustand der Wasserverdunstung und der sich ändernden Umgebungsbedingungen ermittelt werden. Für die Auslegung der Ventilation ist der maximale Massenstrom der Verdunstung entscheidend. Dieser entsteht im Falle des benutzten Beckens und der kleinsten Temperaturdifferenz zwischen Raumluft- und Beckenwassertemperatur sowie der niedrigsten relativen Luftfeuchtigkeit [13]. Da die relative Luftfeuchtigkeit mit 55 % als konstant angenommen wird, nimmt die Verdunstung ihren Maximalwert bei der Maximaltemperatur des Beckenwassers (29 °C) und der Minimaltemperatur der Schwimmhallenluft (30 °C) an. Dadurch ergibt sich nach den Gleichungen aus Kapitel 5.3.8 ein maximaler Verdunstungsmassenstrom von 0,0387 kg/s. Zur Ermittlung des Außenluft-Auslegungsmassenstroms wird der Wasserdampfgehalt der Schwimmhallenluft mit einem Wert von  $x_{D,L} = 14,3$  g/kg trockene Luft angesetzt, was der Schwülegrenze entspricht. Der Auslegungswert für den Wasserdampfgehalt der Außenluft beträgt  $x_{D,AU} = 9$  g/kg trockene Luft als dem Mittel aller Klimazonen Deutschlands. [9]

$$\dot{m}_{AU,Ausl.} = \frac{\dot{m}_{V,B,b,max}}{x_{D,L} - x_{D,AU}} = \frac{0,0387 \frac{\text{kg}}{\text{h}}}{0,0143 \frac{\text{kg}}{\text{kg}} - 0,009 \frac{\text{kg}}{\text{kg}}} = 7,3 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (5.20)$$

Der Außenluft-Auslegungsmassenstrom beträgt somit 7,3 kg/s, was gleichzeitig sein Maximum darstellt. Sein Minimum ergibt sich durch die Bedingung aus [9], nach der der Außenluftmassenstrom nie kleiner als  $0,3 * \dot{m}_{AU,Ausl.}$  sein darf. Der minimale Außenluftmassenstrom beträgt somit 2,19 kg/s, unabhängig von dem durch Gleichung (5.19) ermittelten Wert.

Auch für die Schwimmhalle ergibt sich der Wärmestrom durch Luftwechsel durch das Produkt aus dem momentanen Außenluftmassenstrom, der Wärmekapazität der Luft und der Differenz zwischen Außen- und Raumlufttemperatur, entsprechend der Formel aus Kapitel 5.3.1.

Um den erforderlichen Außenluftmassenstrom berechnen zu können, bedarf es neben dem aktuellen Verdunstungsmassenstrom auch der Kenntnis über den momentanen Wasserdampfgehalt der Schwimmhallen- und der Außenluft. Zur Ermittlung dieser Werte dient der Block *Feuchtigkeitsaustausch*. Darin wird der Wasserdampfgehalt nach folgender Formel berechnet [25].

$$x_D = 0,622 * \frac{p_D}{p_{ges} - p_D} \quad (5.21)$$

Hierbei entspricht  $p_{ges}$  dem atmosphärischen Druck, der mit 1013,25 hPa vereinfacht als konstant angenommen wird. Der Vorfaktor ergibt sich durch die Division aus der molaren Masse der trockenen Luft und der des Wasserdampfs.

Durch die Ventilation wird die feuchte Luft der Schwimmhalle nach außen befördert und ebenfalls feuchte Außenluft nach innen. Dabei ist die Differenz des Wassergehalts der beiden Luftströme interessant. Nur wenn mehr Wasserdampf über die Abluft nach außen befördert wird als durch die Außenluft dem Raum wieder zugeführt wird, kann die Schwimmhalle durch den Luftaustausch entfeuchtet werden. Mit voranstehender Gleichung kann nur der Wasserdampfgehalt pro Kilogramm trockener Luft berechnet werden. Für den Feuchtigkeitsaustrag ist nun aber der in der feuchten Abluft bzw. Zuluft enthaltene Wasserdampfmassenstrom ausschlaggebend. Er berechnet sich

mit [25] 
$$x_D = \frac{\dot{m}_D}{\dot{m}_{tL}} \quad (5.22)$$

und [25] 
$$\dot{m}_{tL} = \frac{\dot{m}_{fL}}{1 + x_D} \quad (5.23)$$

zu 
$$\dot{m}_W = \frac{x_D}{1 + x_D} * \dot{m}_{fL} \quad (5.24)$$

Der Massenstrom  $\dot{m}_{fL}$  ist gleichzusetzen mit dem Außenluftmassenstrom, der wiederum gleich dem Abluftmassenstrom ist. Somit kann durch den Block *Feuchtigkeitsaustausch* der Wasserdampfgehalt der Abluft und der Zuluft als Massenstrom berechnet werden. Die Differenz der beiden Werte ergibt den Wasseraustrag ( $\dot{m}_{H2O\_Austrag}$ ), der zur Entfeuchtung der Schwimmhalle führt.

## 6 Simulationsanalyse

Nach der ausführlichen Beschreibung der Schwimmbadtechnik und der Modellierung des Hallenbades mit MATLAB/Simulink sollen im folgenden Kapitel die Ergebnisse der Simulation aufgezeigt und analysiert werden. Dabei wird zwischen den beiden Fällen unterschieden, in denen der Betrieb ohne beziehungsweise mit Vorgabe eines Fahrplans erfolgt.

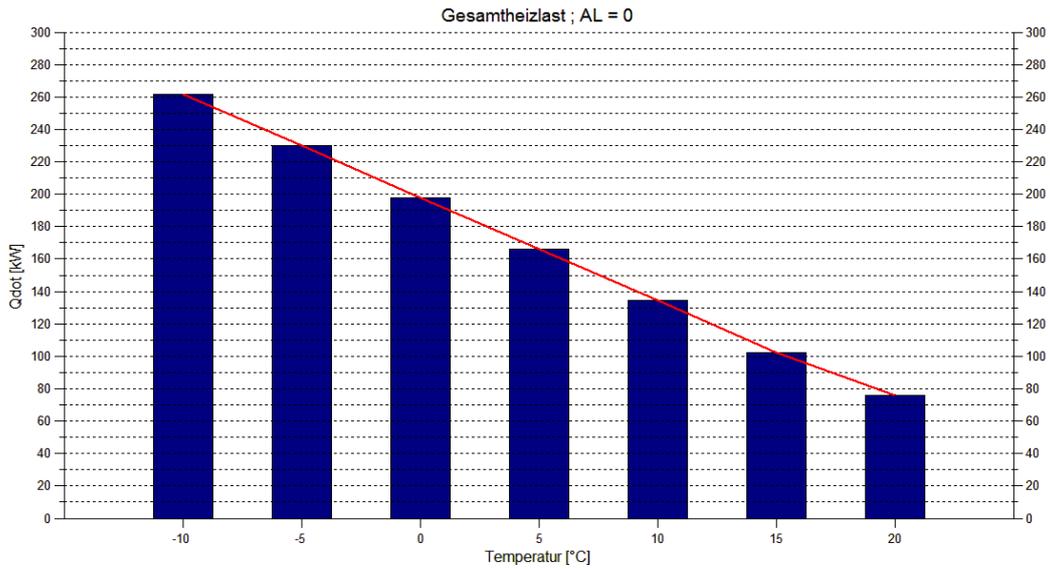
### 6.1 Analyse des Betriebs ohne Fahrplanvorgabe

In diesem Abschnitt wird der Fall untersucht, bei dem das Hallenschwimmbad unabhängig vom Stromnetz betrieben werden kann. Dabei werden die Temperaturen der Raumluft, des Duschwassers und des Beckenwassers stets auf deren Sollwerten gehalten. Zunächst wird eine statische Betrachtung durchgeführt, bei der die die Wärmelast beeinflussenden Größen als konstant angenommen werden. Die Parameter, die den größten Einfluss auf die Energiebilanz und damit die Wärmelast haben, sind die Außenlufttemperatur und die Auslastung des Schwimmbades. Alle weiteren Größen sind über den Betrieb hinweg konstant oder wirken sich nur vergleichbar wenig auf die Ergebnisse aus. Daraufhin wird der reale Betrieb dargestellt, bei dem auf die in Kapitel 5.2 beschriebenen Wetterdaten und die variable Auslastung zurückgegriffen wird. Des Weiteren wird auf die Flexibilitätspotenziale eingegangen, die bei konstant gehaltenen Temperaturen zur Verfügung stünden.

#### 6.1.1 Statische Analyse der Wärmelast bei konstant gehaltenen Temperaturen

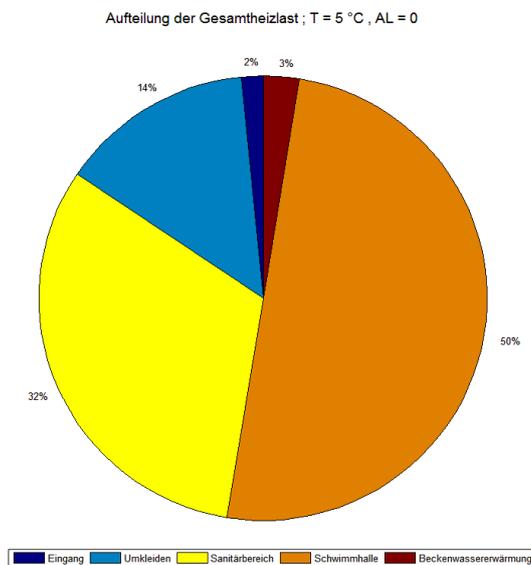
##### **Analyse der Wärmelast in Abhängigkeit der Außenlufttemperatur**

Im Folgenden wird untersucht, welchen Einfluss die Außenlufttemperatur auf die Wärmelast des Hallenbades hat. Dabei wird eine Auslastung von Null zugrunde gelegt. Es wird somit der Fall abgebildet, bei dem sich keine Badegäste im Schwimmbad befinden. Dadurch kann die Abhängigkeit von der Außenlufttemperatur am besten dargestellt werden. Abbildung 6.1 zeigt die Gesamtheizlast des Schwimmbades bei unterschiedlichen Temperaturen. So nimmt die Gesamtlast bei einer Außenlufttemperatur von beispielsweise  $-5\text{ °C}$  einen Wert von  $230\text{ kW}$  an, bei  $0\text{ °C}$  beträgt sie  $198\text{ kW}$  und bei  $5\text{ °C}$  lediglich  $166\text{ kW}$ . An sehr warmen Tagen mit einer Außenlufttemperatur von  $20\text{ °C}$  beträgt die Heizlast gerade mal  $76\text{ kW}$ . Zwischen der Gesamtheizlast und der Außenlufttemperatur besteht ein linearer Zusammenhang, der in Abbildung 6.1 durch die rote Kurve dargestellt ist. Diese Abhängigkeit liegt darin begründet, dass sich bei dieser statischen Betrachtung der Energiebilanz nur der Transmissionswärmestrom und der Wärmestrom durch Luftwechsel ändern. Bei deren Berechnung wirkt sich eine Änderung der Außenlufttemperatur linear auf den jeweiligen Wärmestrom und somit auch auf die Gesamtwärmebilanz aus.



**Abbildung 6.1: Gesamtheizlast bei unterschiedlichen Außenlufttemperaturen und konstanter Auslastung**

Die Aufteilung der Gesamtheizlast auf die einzelnen Bereiche ist in Abbildung 6.2 dargestellt. Mit 50 % nimmt die Schwimmhalle die Hälfte der gesamten Heizleistung in Anspruch. Neben dem großen Raumvolumen und den großen Außenwandflächen sind hier vor allem auch der hohe Außenluftmassenstrom und der dadurch entstehende Wärmeverlust entscheidend. Dies ist auch der Grund, weshalb der Sanitärbereich mit 32 % trotz seiner kleineren Abmessungen vor dem Umkleidebereich mit einem Anteil von 14 % liegt. Die Beckenwassererwärmung macht in dem hier betrachteten unbenutzten Fall lediglich 3 % der Gesamtheizlast aus, beim Eingangsbereich sind es sogar nur 2 %.

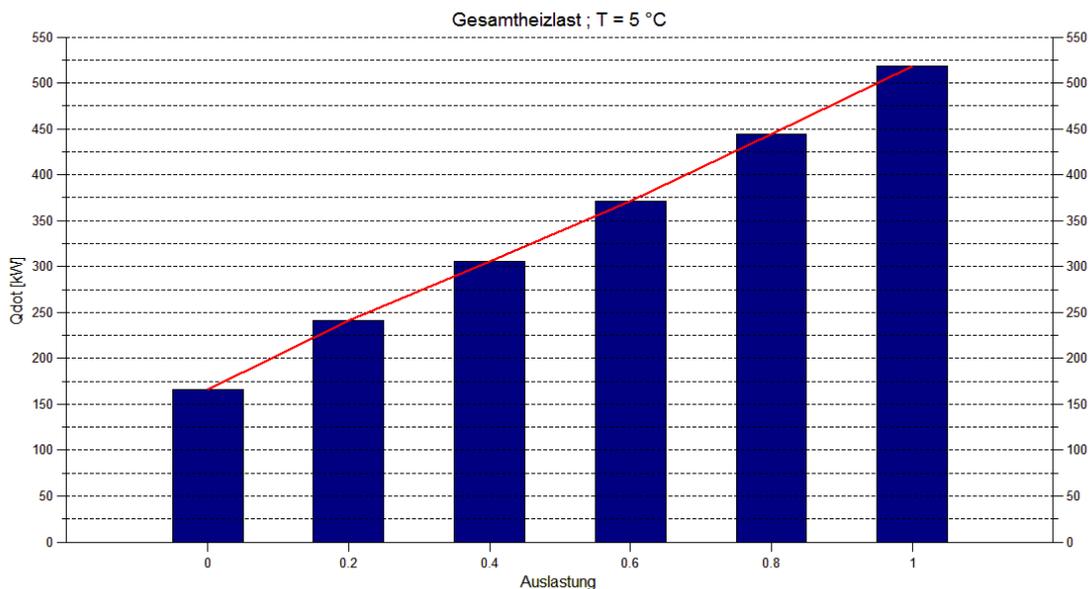


**Abbildung 6.2: Aufteilung der Gesamtheizlast auf die einzelnen Bereiche**

Weitere Diagramme, in denen die Heizlast der einzelnen Bereiche bei unterschiedlichen Außenlufttemperaturen dargestellt ist, sind dem Anhang zu entnehmen.

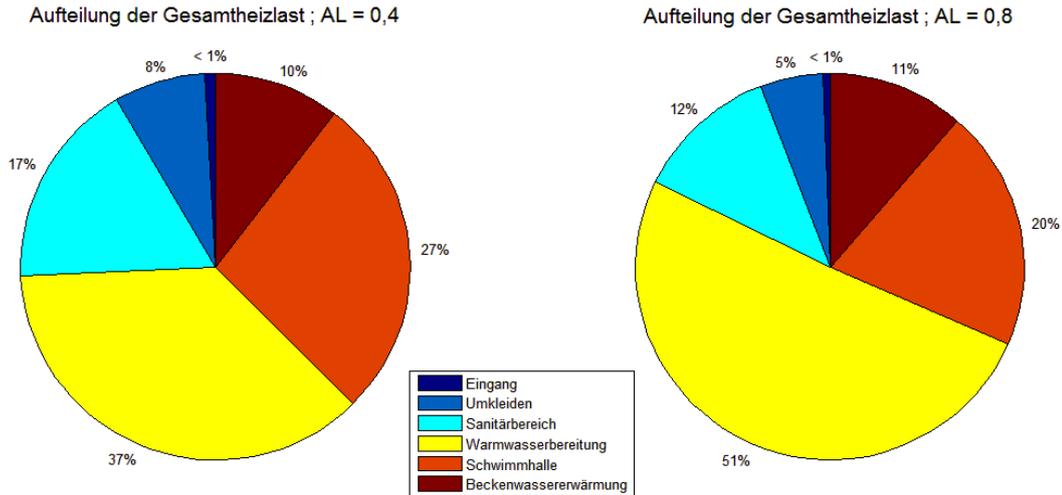
### Analyse der Wärmelast in Abhängigkeit der Auslastung

Ähnlich dem Vorangegangenen werden nun die Auswirkungen unterschiedlicher Auslastungen auf die Heizlast des Schwimmbades untersucht. In Abbildung 6.3 ist für eine konstante Außenlufttemperatur von 5 °C die Wärmelast bei verschiedenen Auslastungen abgebildet. Für  $AL = 0$  stimmt die Heizleistung mit dem oben bereits genannten Wert von 166 kW überein. Einer Auslastung von 0,4 entspricht eine Wärmelast von 306 kW, eine von 0,8 führt zu einer Leistung von 444 kW. Bei kompletter Auslastung steigt die Gesamtheizlast auf einen Wert von 518 kW an. Auch in diesem Fall besteht ein linearer Zusammenhang, diesmal zwischen Heizlast und Auslastung, da die Auslastung als konstanter Faktor in die Berechnung der Brauchwasserbereitstellung und des Verdunstungsmassenstroms eingeht.



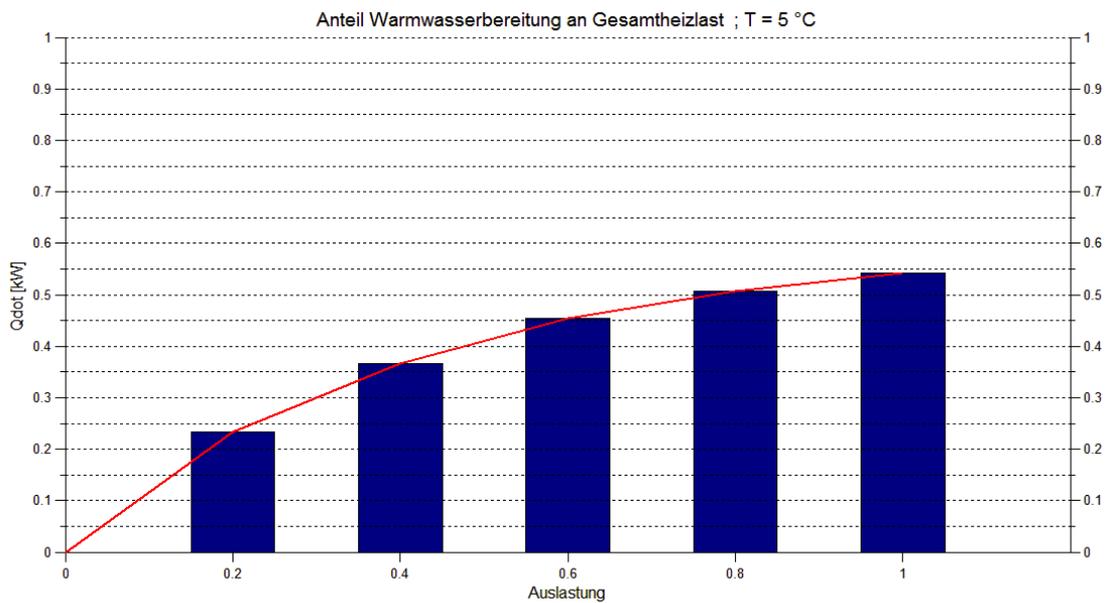
**Abbildung 6.3: Gesamtheizlast bei unterschiedlichen Auslastungen und konstanter Außenlufttemperatur**

Auch hier wird nun die Verteilung der Gesamtwärmelast auf die einzelnen Bereiche betrachtet. Abbildung 6.4 zeigt die Aufteilung für zwei unterschiedliche Auslastungen bei einer Außenlufttemperatur von 5 °C. Es ist zu erkennen, dass die Warmwasserbereitung in beiden Fällen den höchstens Anteil an der Wärmelast hat. Bei einer Auslastung von 0,4 sind es bereits 37 %, bei einer von 0,8 sogar 51 %. Dies ist deutlich mehr, als für die Schwimmhalle benötigt wird, die noch beim zuvor betrachteten Fall des unbesuchten Schwimmbades die Hälfte der Gesamtheizlast ausmachte. Des Weiteren ist die mit der Auslastung zunehmende Verdunstung des Beckenwassers zu erkennen. So steigt der Anteil der Beckenwassererwärmungsanlage von 3 % im Falle des unbenutzten Beckens auf 10 % beziehungsweise 11 % bei einer Auslastung von 0,4 respektive 0,8.



**Abbildung 6.4: Aufteilung der Gesamtheizlast bei verschiedenen Auslastungen und konstanter Außenlufttemperaturen**

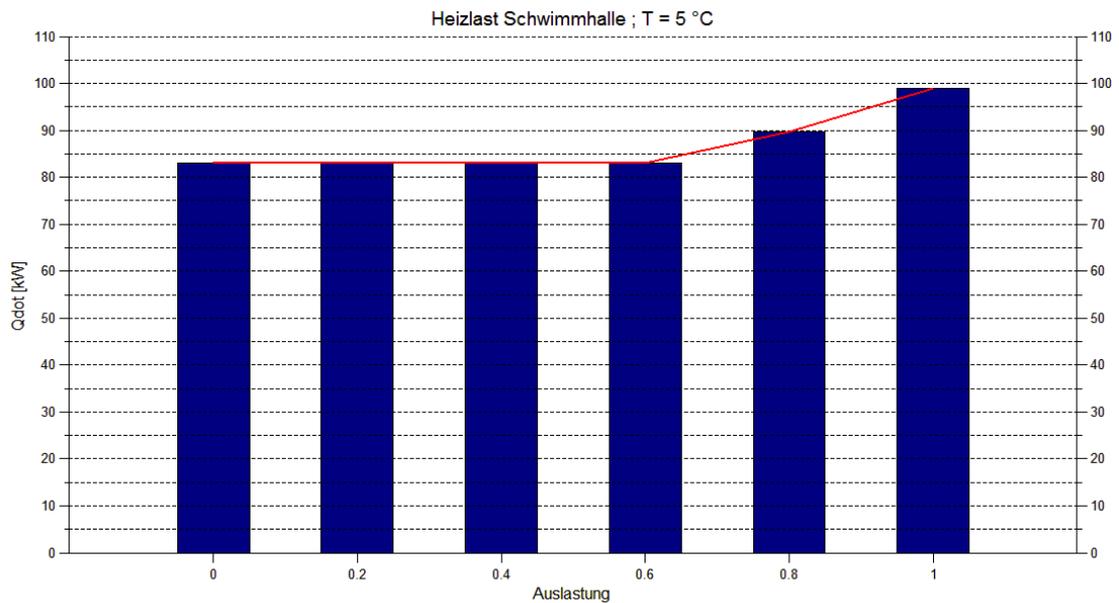
In Abbildung 6.5 ist der steigende Anteil der Warmwasserbereitung an der Gesamtheizlast noch einmal explizit dargestellt. Wie an der roten Kurve zu erkennen, nimmt dieser jedoch nicht linear mit der Auslastung zu.



**Abbildung 6.5: Anteil der Warmwasserbereitung an der Gesamtheizlast in Abhängigkeit der Auslastung**

Der geringere Anteil der Schwimmhalle an der Gesamtheizlast soll nicht über die Tatsache hinwegtäuschen, dass auch für sie die Wärmelast mit zunehmender Auslastung steigt. Begründet wird dies durch den immer größer werdenden Außenluftmassenstrom, der von dem ebenfalls steigenden Verdunstungsmassenstrom abhängig ist. Daher wird die

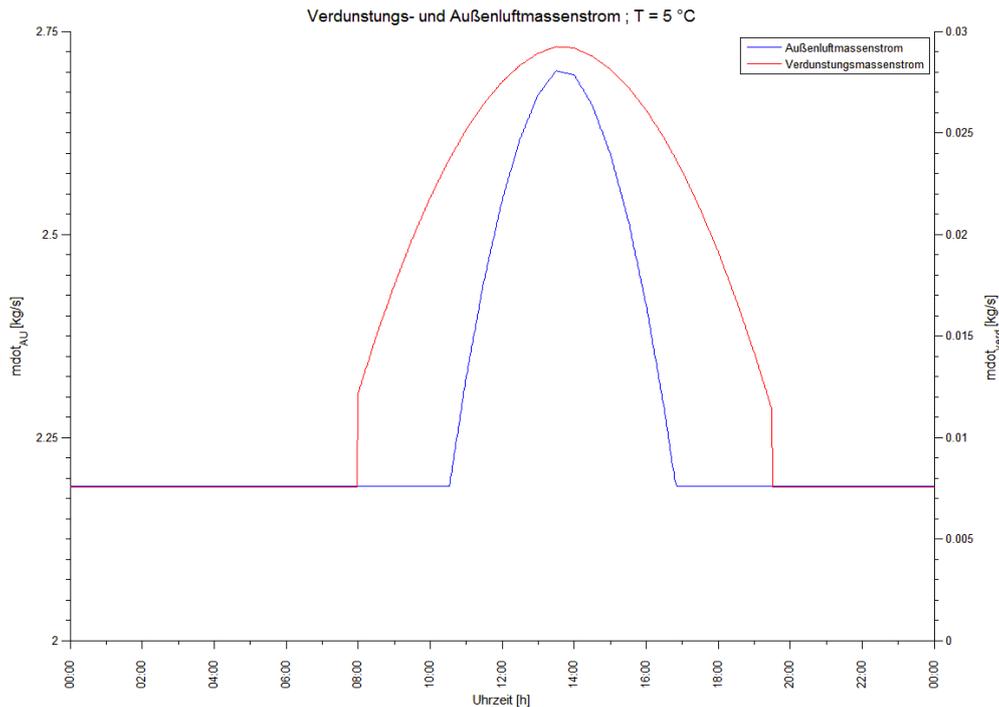
erforderliche Heizleistung der Schwimmhalle bei verschiedenen Auslastungen in Abbildung 6.6 getrennt aufgezeigt.



**Abbildung 6.6: Heizlast der Schwimmhalle bei unterschiedlichen Auslastungen und konstanter Außenlufttemperatur**

Anhand des Diagramms ist festzustellen, dass die Heizlasten jedoch bis zu einer Auslastung von 0,6 gleich sind. Der Grund hierfür liegt in der Forderung begründet, dass der Außenluftmassenstrom nie kleiner als 30 % des Außenluft-Auslegungsmassenstroms betragen soll (siehe Kapitel 5.3.9). So kommt es zustande, dass der Außenluftmassenstrom – und damit auch die Wärmelast – erst ab einer bestimmten Auslastung entsprechend der zunehmenden Verdunstung ansteigt.

Verdeutlicht wird dies durch das Diagramm in Abbildung 6.7, in der der Außenluft- und Verdunstungsmassenstrom bei einer Außenlufttemperatur von 5 °C über die Zeit eines Tages dargestellt ist. Es ist deutlich der parabolische Verlauf der Auslastung an den Kurven beider Größen zu erkennen. Während der Effekt bei der Verdunstung bereits mit Öffnung des Hallenbades beginnt, steigt die Außenluftmenge erst ab einem Verdunstungsmassenstrom von ca. 0,0238 kg/s entsprechend einer Auslastung von etwa 0,65. Bis zu diesem Zeitpunkt beträgt der Außenluftmassenstrom 2,19 kg/s, gemäß seinem in Kapitel 5.3.9 bestimmten Minimalwert.

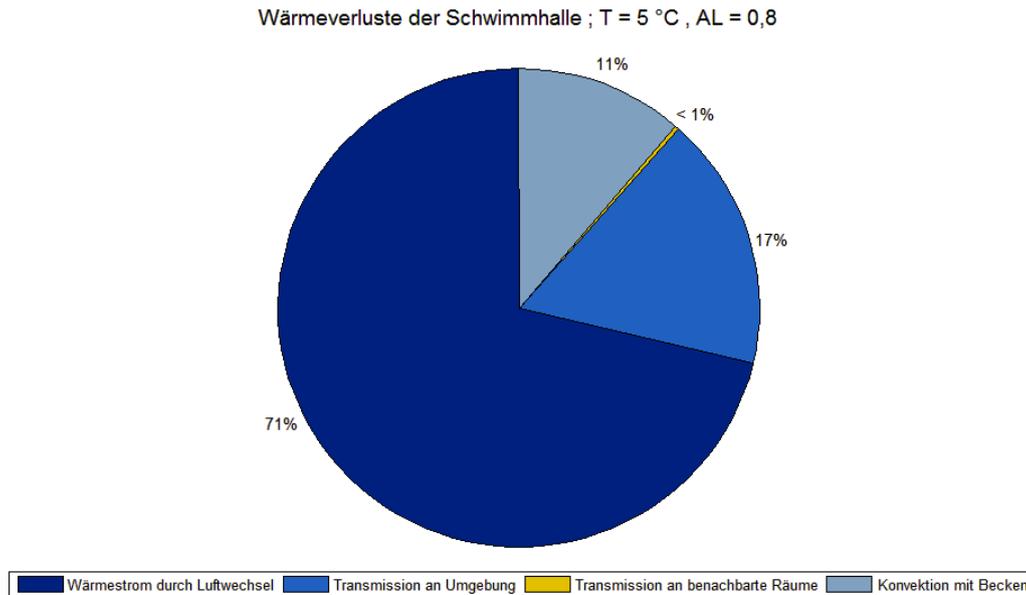


**Abbildung 6.7: Darstellung der Abhängigkeit von Verdunstungs- und Außenluftmassenstrom**

Die Diagramme zu den von der Auslastung abhängigen Heizlasten der Beckenwassererwärmung und der Warmwasserbereitung finden sich im Anhang wieder. Auf die Wärmebilanz des Eingangs, der Umkleiden und des Sanitärbereichs hat die Auslastung keinen Einfluss, weswegen dafür keine Darstellungen erforderlich sind.

### Analyse der Wärmelastverteilung auf die einzelnen Wärmestromarten

Zu den statischen Betrachtungen soll abschließend noch die Verteilung der Heizlast auf die verschiedenen Arten der Wärmeströme am Beispiel der Schwimmhalle analysiert werden, siehe Abbildung 6.8. Mit 71 % erfährt die Schwimmhalle den größten Verlust durch den Luftwechsel. Die Wärmeabgabe an das Becken durch Konvektion liegt mit 17 % vor den Transmissionsverlusten an die Umgebung mit 11 %. Verschwindend gering ist der Anteil der Wärmeverluste an benachbarte Räume mit weniger als 1 %.

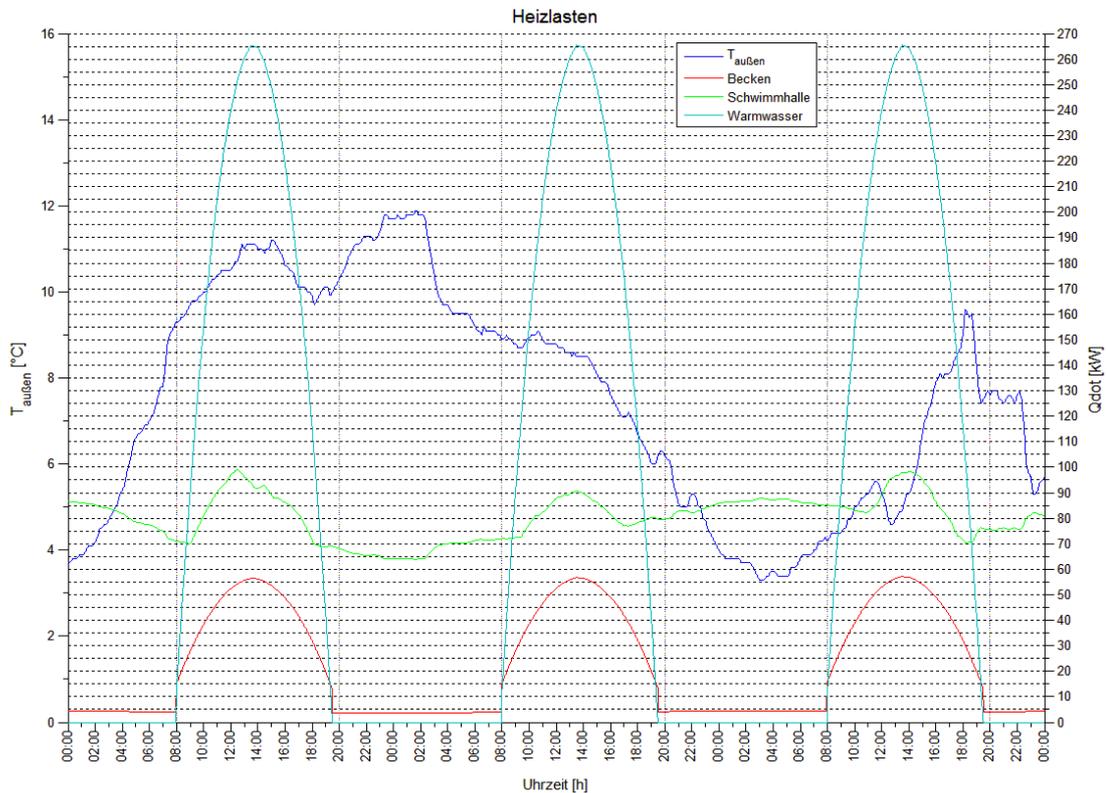


**Abbildung 6.8: Aufteilung der Heizlast der Schwimmhalle nach verschiedenen Wärmestromarten**

Die übrigen Bereiche des Schwimmbades verhalten sich ähnlich. Dort stellt ebenfalls der Verlust durch die Ventilation den mit Abstand größten Anteil dar, gefolgt von den Transmissionsverlusten an die Umgebung.

### 6.1.2 Dynamische Analyse der Wärmelast bei konstant gehaltenen Temperaturen

Es soll nun der dynamische Fall untersucht werden, bei dem die variable Auslastung und die realen Wetterdaten mit der sich ändernden Außenlufttemperatur für die Simulation herangezogen werden. In Abbildung 6.9 sind die Heizlasten der Schwimmhalle, der Beckenwassererwärmung und der Warmwasserbereitung zusammen mit der Außenlufttemperatur über einen Zeitraum von drei Tagen aufgetragen. Vor allem an den Verläufen der Beckenwassererwärmung und der Warmwasserbereitung ist die Abhängigkeit der Wärmelast von der Auslastung des Schwimmbades innerhalb der Öffnungszeiten deutlich zu erkennen. Zudem wird auch hier noch einmal der große Anteil der Warmwasserbereitung an der Gesamtheizlast deutlich, mit einem Maximalwert von rund 265 kW. Im Vergleich dazu kommt die für die Beckenwassererwärmung nötige Heizlast zum Zeitpunkt höchster Auslastung lediglich auf einen maximalen Wert von etwa 57 kW. Aber auch die Kurve der Schwimmhallenheizlast lässt auf den Bezug zur Auslastung schließen. Richtet sich der Verlauf der Leistung außerhalb der Öffnungszeiten nach dem der Außenlufttemperatur, so überwiegt bei geöffnetem Hallenbad der Effekt des verdunstungsabhängigen Außenluftmassenstroms und des dadurch entstehenden Wärmeverlusts. Durch die Abhängigkeit der Verdunstung von der Beckenbelegung macht sich demzufolge auch hier der parabolische Verlauf der Auslastung bemerkbar. Dabei erreicht die Wärmelast der Schwimmhalle einen Maximalwert von etwa 99 kW.



**Abbildung 6.9: Darstellung der Heizlasten bei dynamischem Betrieb 1**

Im Gegensatz dazu zeigt Abbildung 6.10 den Verlauf der Heizlasten für die nicht von der Auslastung betroffenen Bereiche des Eingangs, der Umkleiden und des Sanitärbereichs. Wie oben bereits an der Kurve der Schwimmhalle teilweise zu erkennen war, richtet sich der Verlauf hier nun ausschließlich nach der Außenlufttemperatur. So steigt die Heizlast bei fallender Außenlufttemperatur, während sie bei zunehmender Außenlufttemperatur abnimmt. Der Zusammenhang lässt sich in diesem Diagramm besonders gut an der Heizkurve des Sanitärbereichs feststellen. Demnach erreicht die jeweilige Heizleistung bei der in diesem Zeitraum minimalen Außenlufttemperatur von 3,3 °C ihren maximalen Wert. Beim Sanitärbereich beläuft sich dieser Wert auf etwa 57 kW, die Umkleiden erreichen einen Maximalwert von rund 25 kW und der Eingang einen Wert von etwa 2,9 kW.

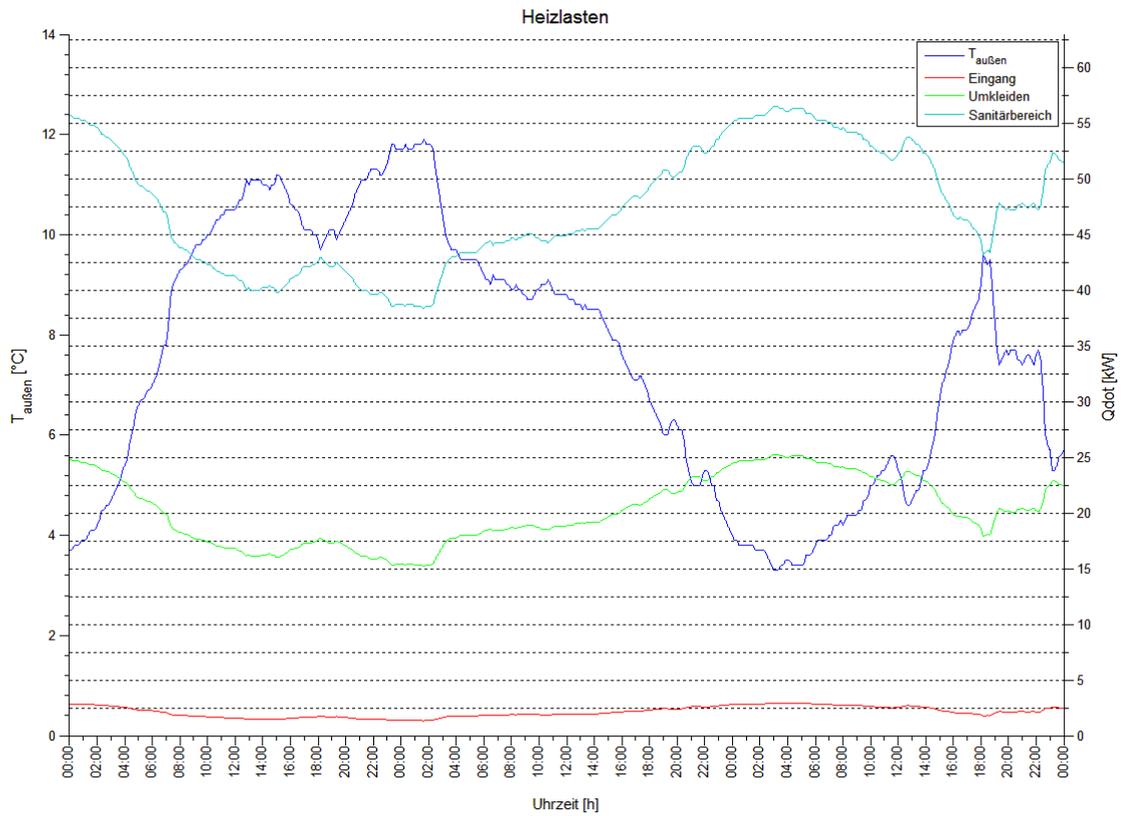


Abbildung 6.10: Darstellung der Heizlasten bei dynamischem Betrieb 2

### 6.1.3 Analyse des Flexibilitätspotenzials bei konstant gehaltenen Temperaturen

Die in den beiden folgenden Abbildungen dargestellten positiven beziehungsweise negativen Flexibilitätspotenziale entsprechen den bereits in Kapitel 4 bestimmten Werten. Bei einer stets konstant gehaltenen Raumluft- bzw. Beckenwassertemperatur bleibt die zur Verfügung stehende Flexibilität gleichermaßen konstant, da sie sich unabhängig von Größen wie der Außenlufttemperatur oder der Auslastung berechnet. Lediglich der Duschwassermassenstrom und folglich auch dessen Flexibilitätspotenzial hängen von der aktuellen Belegung des Hallenschwimmbades ab, sodass hier der bereits bekannte parabolische Verlauf zu erkennen ist. Während die Flexibilität des Duschwassers als Leistung angegeben wird, werden die Flexibilitäten der übrigen Bereiche als Energiemenge quantifiziert. Die exakten Werte sind Tabelle 4.2 aus Kapitel 4 zu entnehmen.

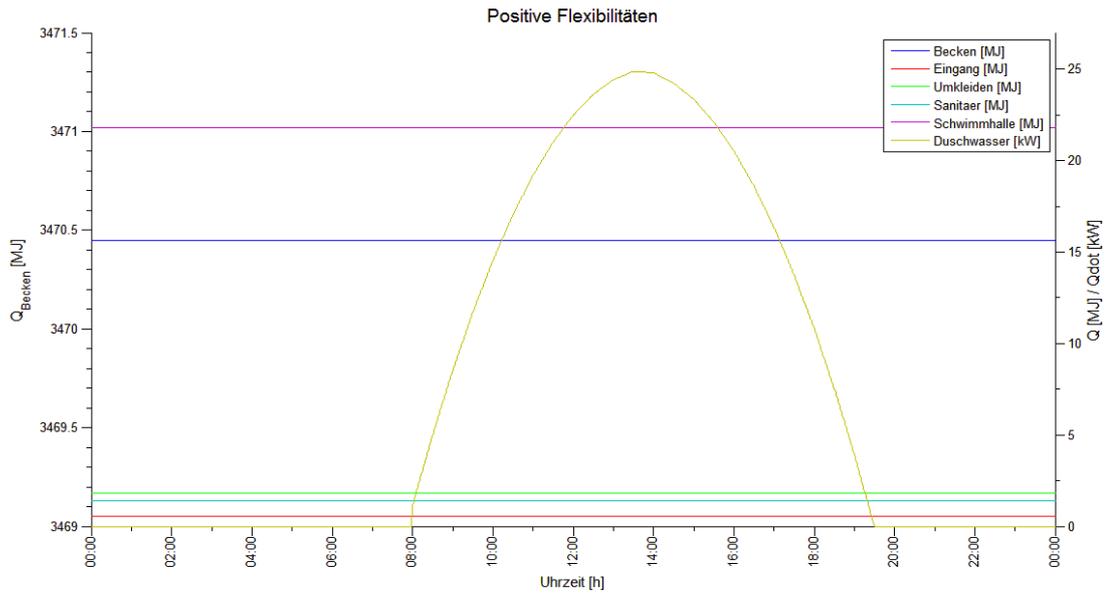


Abbildung 6.11: Darstellung der positiven Flexibilitäten des konstanten Betriebs

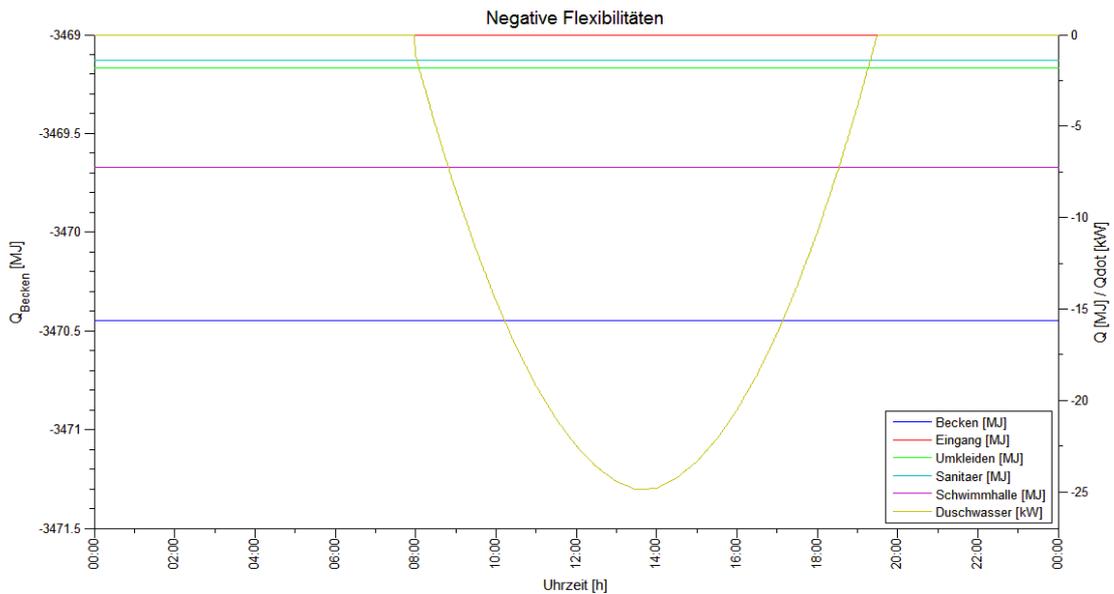


Abbildung 6.12: Darstellung der negativen Flexibilitäten des konstanten Betriebs

## 6.2 Analyse des Betriebs mit Fahrplanvorgabe

Nach der Analyse des vom Stromnetz unabhängigen Betriebs ohne Vorgabe eines Fahrplans folgt nun die Auswertung der Simulation unter Berücksichtigung des zuvor beschriebenen beispielhaften Fahrplans. Dabei wird zum einen untersucht, wie sich die Wärmelasten und Temperaturen der einzelnen Bereiche in Abhängigkeit des Fahrplans verhalten. Zum anderen werden die Flexibilitätspotenziale analysiert, die nun nicht mehr wie zuvor konstant bleiben, sondern sich durch den variablen Betrieb ständig ändern.

### 6.2.1 Statische Analyse der Wärmelast in Abhängigkeit des Fahrplans

Der Untersuchung der Wärmelast werden statische Bedingungen zugrunde gelegt, durch die eine gleichbleibende Außenlufttemperatur und eine konstante Auslastung vorgegeben sind. So lässt sich der Effekt, den der stromgeführte Betrieb auf das System hat, deutlicher darstellen als bei der Berücksichtigung aller variablen Parameter. In Abbildung 6.13 ist ein solcher Betrieb über einen Zeitraum von drei Tagen abgebildet. Hierbei wird von einer konstanten Außenlufttemperatur von 5 °C und einer Auslastung von 0,6 ausgegangen. Die blaue Kurve stellt den Fahrplan dar, der die Werte -1, 0, 1 oder 2 gemäß den bereits vorgestellten Szenarien annehmen kann (vgl. Kapitel 5.2). Die grüne Kurve bildet den Fall ab, dass dem Betrieb kein Fahrplan vorgegeben wird und somit eine konstante Heizlast vorliegt. Der Bezug zur Wärmelast ist gut zu erkennen. Gibt der Fahrplan durch den Wert 0 ein Halten der aktuellen Temperaturen vor, so nimmt auch die Wärmelast einen dementsprechend konstanten Betrag an. Bei einem Wert von 1 hingegen wird eine erhöhte Heizleistung bezogen und die Speicher aufgeladen. Wird durch den Wert 2 ein Rückführen vorgegeben, nimmt die Wärmelast stetig ab oder sie wird gehalten, wenn die Solltemperaturen bereits erreicht wurden. Möglich wäre auch, jedoch in diesem Beispiel nicht ersichtlich, ein Rückführen durch eine stetig steigende Wärmelast, für den Fall, dass die momentane Temperatur unter der Solltemperatur liegt. Die in der Kurve der Heizlast sichtbaren Ausschläge sind auf die in Kapitel 5.3.3 beschriebenen Auswirkungen des Entladens (-1) zurückzuführen. Sie können aber auch, wie bereits dort erwähnt und auch im Diagramm zu erkennen, durch das aufgrund des Rückführens bedingte Entladen hervorgerufen werden. Hierbei werden die Heizlasten schlagartig zurückgenommen, wodurch es zu einer sehr raschen Abkühlung kommt. Daher muss schon nach kurzer Zeit erneut Heizleistung bezogen werden, die zum Halten der Minimaltemperaturen notwendig ist. Diese liegt jedoch deutlich unter denen der drei anderen Szenarien. Auch wenn dieser Effekt durch die Begrenzung der minimalen und maximalen Heizlasten einzudämmen versucht wurde, kann er in der Simulation nicht vollkommen ausgeschlossen werden.

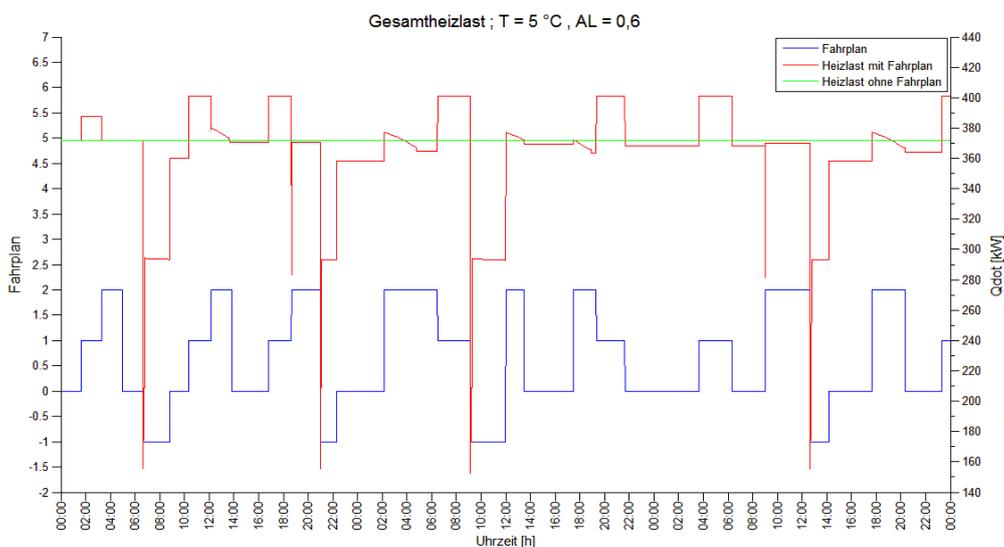
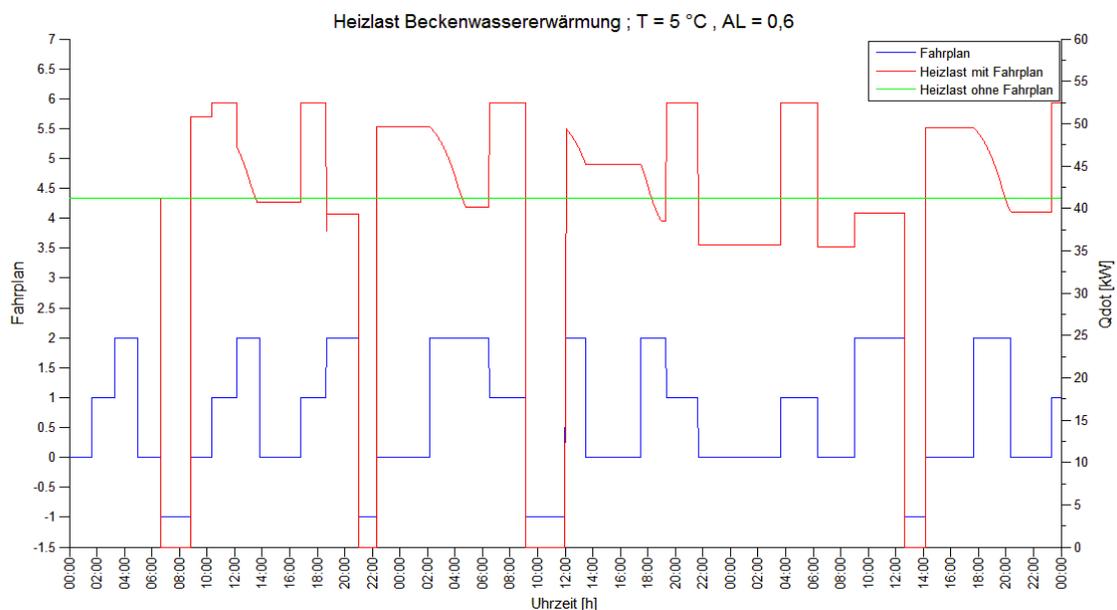


Abbildung 6.13: Gesamtheizlast in Abhängigkeit des Fahrplans

Die Gesamtheizlast liegt bei diesem variablen Betrieb in einem Bereich von etwa 295 kW bis 401 kW. Werden die extremen Ausschläge des Entladens berücksichtigt, wird die Heizlast sogar kurzfristig bis auf 153 kW reduziert. Ohne Fahrplanvorgabe beträgt die konstante Gesamtheizlast unter diesen Bedingungen etwa 372 kW. Durch die deutliche Abweichung von diesem Wert lässt sich hier bereits die Ausnutzung der Flexibilitäten erkennen.

In Abbildung 6.14 ist die Heizlast der Beckenwassererwärmung dargestellt. Auch hier ist der durch den Fahrplan bestimmte Verlauf der Kurve offensichtlich. Vor allem der Vorgang des Rückführens mit einer stufenweisen Senkung der Wärmeleistung ist daran gut nachvollziehbar. Die konstante Heizlast von 41,2 kW des Betriebs ohne Fahrplan kann durch den flexiblen Betrieb zeitweilig auf ein Maximum von 52,5 kW gesteigert werden, was einer Erhöhung von 27,4 % entspricht. Des Weiteren sind die größeren Lade- und Entladezeiten im Vergleich zur Raumluft erkennbar (vgl. Diagramme im Anhang). So dauert das Rückführen meist solange an, bis ein anderer Betrieb vorgegeben wird, da die Solltemperatur in der Zeit nicht erreicht wird. Ebenso kann beim Entladevorgang über den gesamten Zeitraum keine Heizleistung bezogen werden, ohne dass die Wassertemperatur auf den Minimalwert abfällt. Dies zeigt die gute Speicherfähigkeit des Beckenwassers, wodurch das Schwimmbecken ein hohes Potenzial zur Speicherung großer Energiemengen bietet.



**Abbildung 6.14: Heizlast der Beckenwassererwärmung in Abhängigkeit des Fahrplans**

Auf eine gesonderte Darstellung der Verläufe der übrigen Bereiche wird an dieser Stelle verzichtet, da sie den oben abgebildeten Verläufen sehr ähneln und keine zusätzlichen Informationen über den Zusammenhang zwischen Heizlast und Fahrplan liefern würden. Die Diagramme finden sich jedoch im Anhang wieder.

### 6.2.2 Dynamische Analyse des Temperaturverlaufs in Abhängigkeit des Fahrplans

Um die Wechselwirkungen zwischen den Temperaturverläufen und dem Fahrplan abzubilden, werden nun auch die Außenlufttemperatur und die Auslastung variabel gehalten. Dazu ist in Abbildung 6.15 beispielhaft der Verlauf der Schwimmhallentemperatur über die Zeit aufgetragen. Auch hier ist die Abhängigkeit vom Fahrplan deutlich erkennbar. Beginnend mit der Solltemperatur von 31 °C steigt die Temperatur beim ersten Signal des Aufladens allmählich an, bis sie ab dem Zeitpunkt des Rückführens wieder auf die Solltemperatur heruntergeregelt wird. Nachdem die Temperatur daraufhin durch die Vorgabe 0 gehalten wird, wird sie beim Entladen bis auf die Minimaltemperatur von 30 °C abgesenkt, dann gehalten und erst durch das Aufladen und Rückführen auf die Solltemperatur zurückgeführt. Der weitere Verlauf setzt sich dementsprechend fort. So erreicht die Schwimmhallentemperatur auch zwischenzeitig das erlaubte Maximum von 34 °C, überschreitet dieses und auch die Minimaltemperatur beim Entladen jedoch nicht.

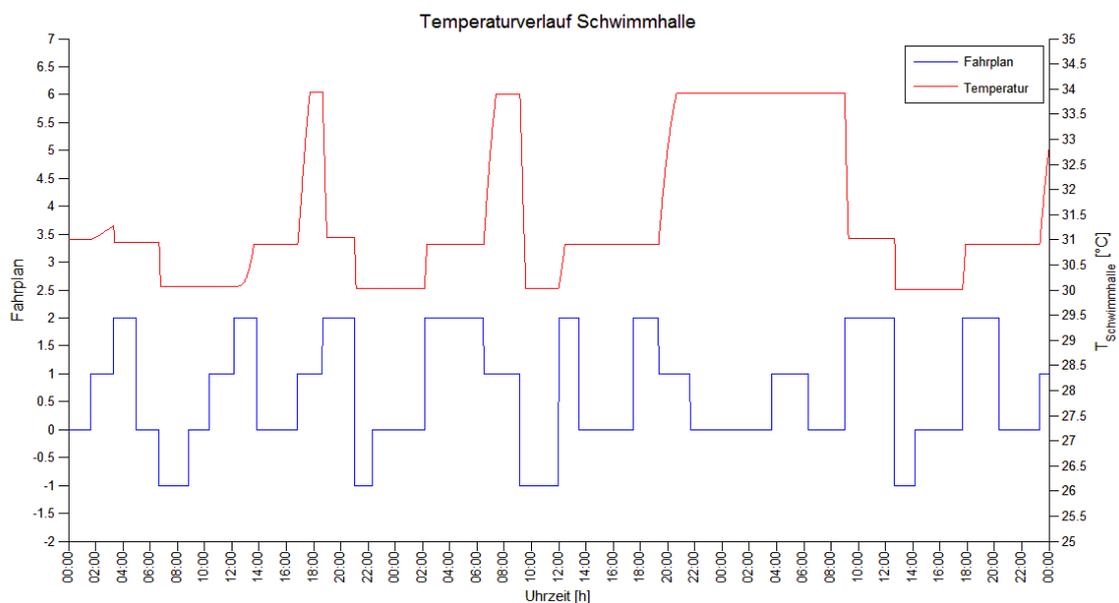
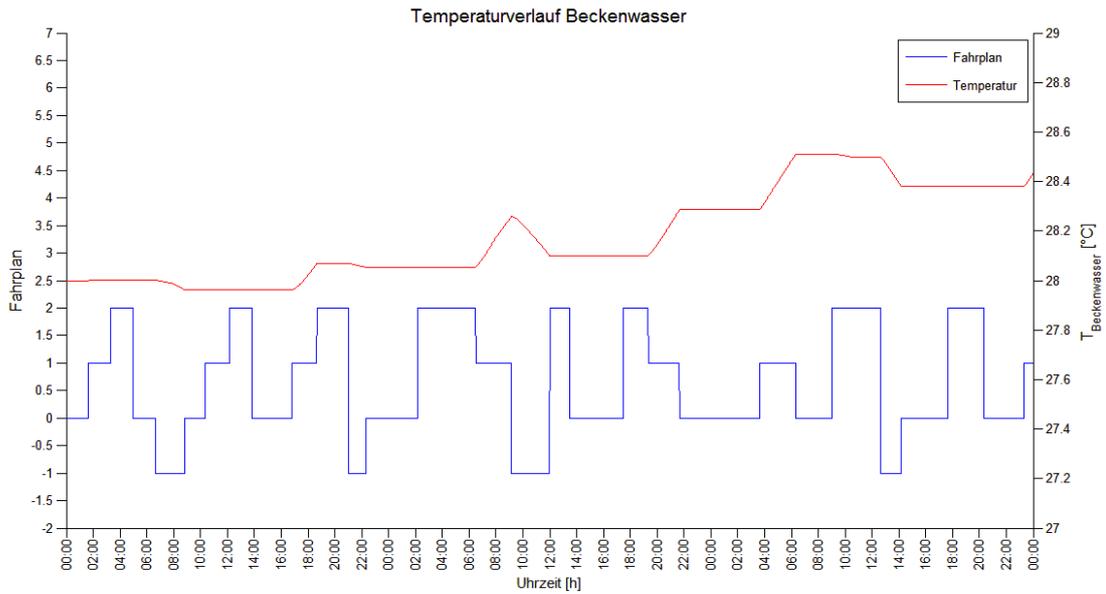


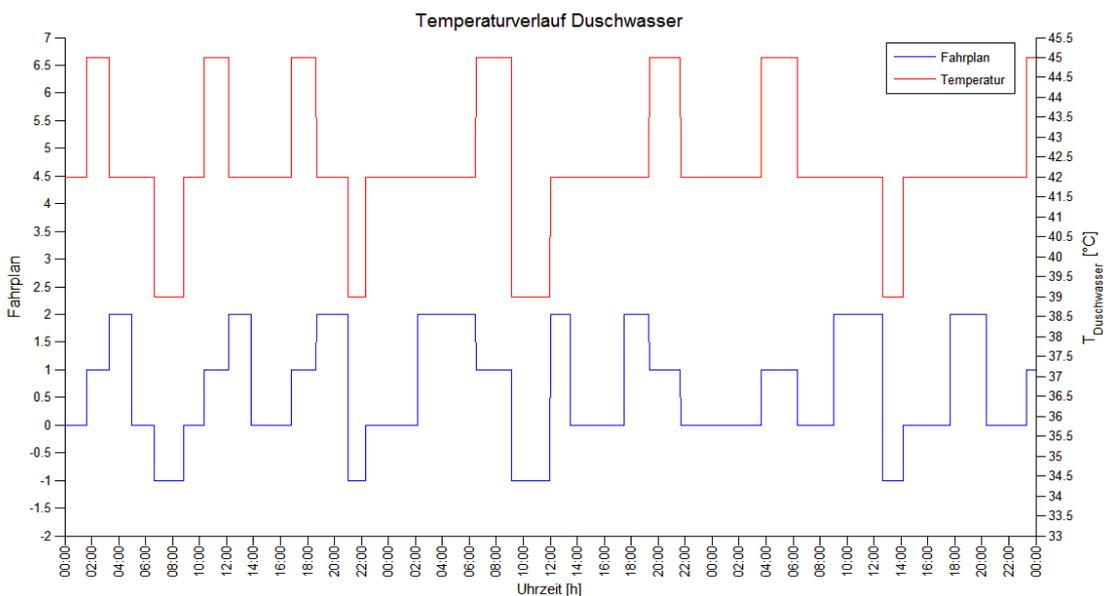
Abbildung 6.15: Temperaturverlauf der Schwimmhalle in Abhängigkeit des Fahrplans

Des Weiteren kann durch die steilere Kurve beim Entladen festgestellt werden, dass das Abkühlen des Raumes schneller erfolgt als das Aufheizen. Dies liegt darin begründet, dass die Differenz zwischen der aktuellen Heizleistung und der Leistung beim Entladen größer ist als die zwischen aktueller Leistung und Aufladungsleistung. Damit fällt die Energiebilanz beim Entladen betragsmäßig größer aus, was in einer stärkeren Temperaturänderung pro Zeitschritt resultiert. Durch den Vergleich mit dem Verlauf der Beckenwassertemperatur in Abbildung 6.16 werden erneut die größeren Lade- und Entladezeiten des Beckens im Vergleich zur Raumluft deutlich. Im selben Zeitraum sind beim Beckenwasser nur sehr geringe Temperaturänderungen zu verzeichnen.



**Abbildung 6.16: Temperaturverlauf des Beckenwassers in Abhängigkeit des Fahrplans**

Die Temperaturkurven der übrigen Bereiche reagieren ebenso auf die sich ändernden Vorgaben des Fahrplans (siehe Anhang). Einzig beim Duschwasser stellt sich die Temperatur sprunghaft ein. So regelt der thermostatische Mischer die Temperatur beim Signal des Aufladens sofort auf die Maximaltemperatur von 45 °C und entsprechend beim Entladen auf die Minimaltemperatur von 39 °C, wie in Abbildung 6.17 gezeigt. Beim Halten und Rückführen entspricht die Duschwassertemperatur der Solltemperatur von 42 °C. Entsprechend des Verlaufs der Temperatur verhält sich auch das Flexibilitätspotenzial des Duschwassers durch Sprünge auf maximale bzw. minimal Werte.



**Abbildung 6.17: Temperaturverlauf des Duschwassers in Abhängigkeit des Fahrplans**

### 6.2.3 Analyse der Flexibilitätspotenziale in Abhängigkeit des Fahrplans

Für den variablen Betrieb mit sich ändernder Außenlufttemperatur und Auslastung ist in Abbildung 6.18 die positive und negative Flexibilität aller Räume des Schwimmbades in Abhängigkeit des Fahrplans dargestellt. Wie die zuvor erläuterten Wärmelast- und Temperaturverläufe ist auch hier der direkte Zusammenhang zwischen den Potenzialen und dem Fahrplan klar erkennbar. So nimmt die positive Flexibilität in Zeiten des Aufladens ab, während sie beim Entladen wieder ansteigt. Grund dafür sind die sich durch die Vorgaben ändernden Wärmelasten und die daraus resultierenden erhöhten beziehungsweise reduzierten Temperaturen, die den Betrag der Flexibilität bestimmen. Das negative Lastverschiebungspotenzial verhält sich konträr, wobei der Verlauf derselbe bleibt. Demnach nimmt die negative Flexibilität bei den durch das Aufladen bedingten steigenden Temperaturen betragsmäßig zu, während sie beim Entladen abfällt. Durch das Halten bleiben auch beide Flexibilitätäen konstant. Beim Rückführen richtet sich der Verlauf nach der Richtung der Rückführung und danach, ob die Solltemperaturen während des Vorgangs bereits erreicht wurden.

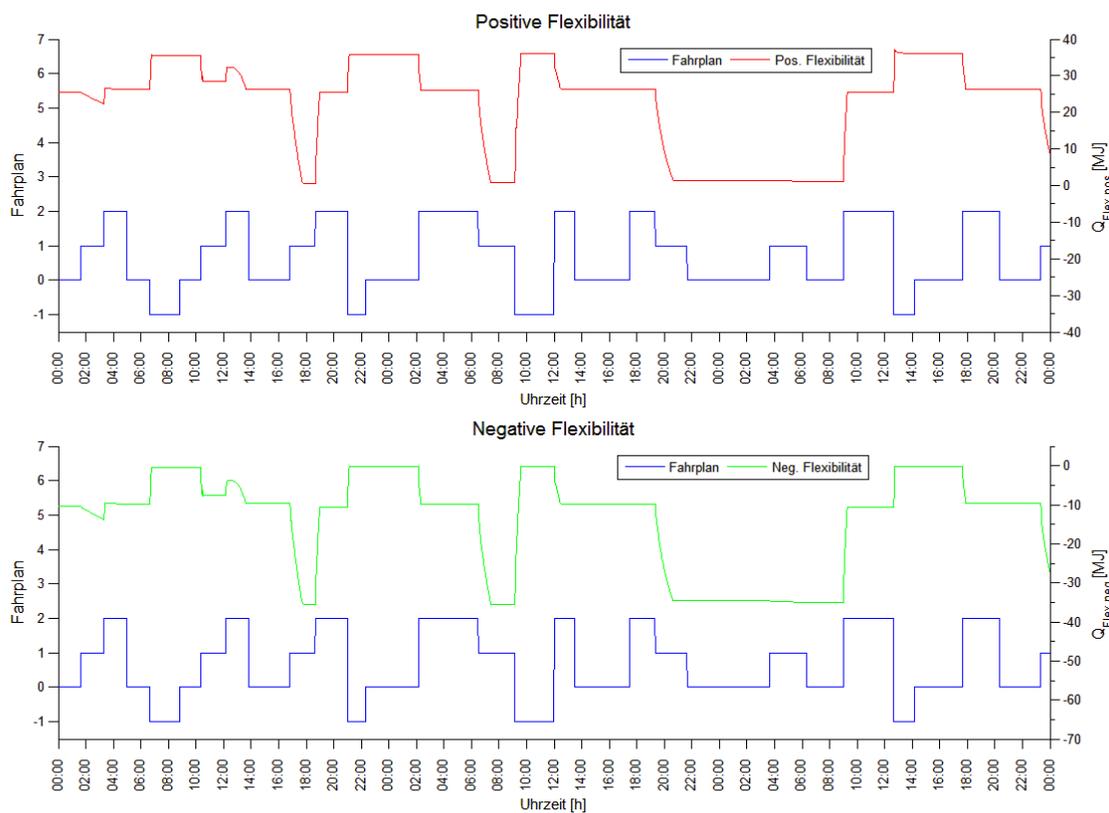
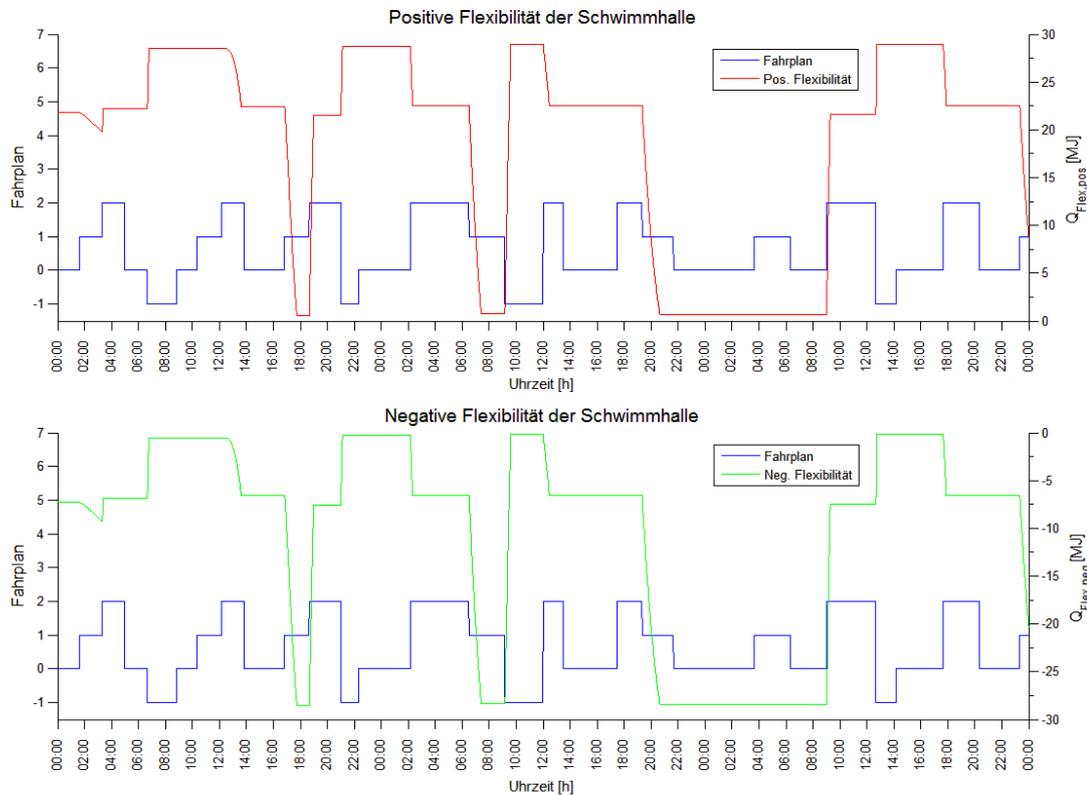


Abbildung 6.18: Verlauf der Gesamtflexibilitäten in Abhängigkeit des Fahrplans

Durch den Vergleich von den in Abbildung 6.19 gezeigten Flexibilitätäen der Schwimmhalle und deren Temperaturverlauf aus Abbildung 6.15 wird die direkte Abhängigkeit der beiden Größen noch einmal verdeutlicht. Es ist weiterhin zu erkennen, dass durch das Erreichen der Temperaturgrenzen zeitweise das komplette positive beziehungsweise

negative Lastverschiebungspotenzial ausgenutzt werden kann (vgl. Tabelle 4.2). Dies trifft auch auf alle übrigen Bereiche zu (siehe Anhang), mit Ausnahme des Beckens.



**Abbildung 6.19: Verlauf der Flexibilitäten der Schwimmhalle in Abhängigkeit des Fahrplans**

Das Becken kann nicht sein ganzes Potenzial ausschöpfen, wie in Abbildung 6.20 zu sehen. Durch die hohe Wärmekapazität des Wassers und das große Volumen, das erwärmt bzw. abgekühlt werden muss, laufen die Ent- und Aufladevorgänge im Vergleich zur Raumluft wie bereits erwähnt nur sehr langsam ab. Dennoch liefert das Becken energetisch betrachtet deutlich größere flexible Energiemengen als die Raumluft. Während es beim Becken 1906 MJ sind, beträgt die genutzte Flexibilität der gesamten Raumluft lediglich 36 MJ.

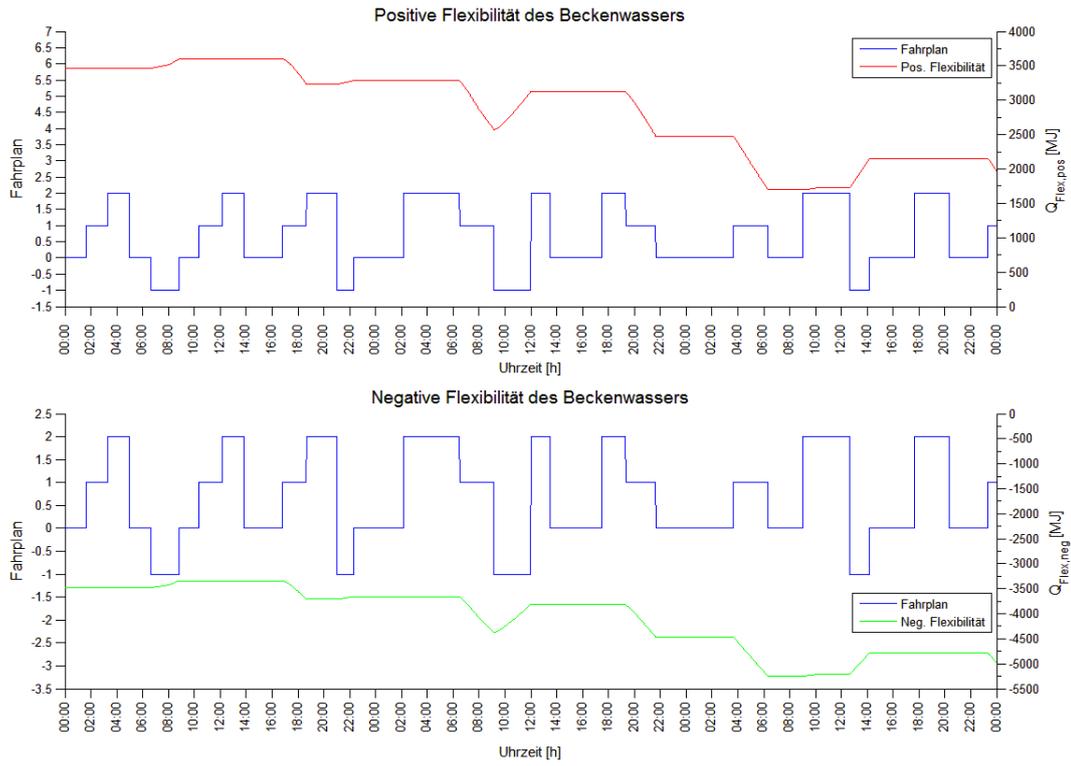


Abbildung 6.20: Verlauf der Flexibilitäten des Beckens in Abhängigkeit des Fahrplans

## 7 Ergebnisbewertung und Potenzialabschätzung

### 7.1 Validierung des Simulationsmodells

Um die Aussagekraft der durch die Simulation ermittelten Werte beurteilen zu können, müssen die Ergebnisse verschiedenen Vergleichsdaten gegenübergestellt werden. Dazu ist in Abbildung 7.1 der Verlauf der Heizlast eines realen Hallenschwimmbades zusammen mit der Heizlast der Simulation für den Normalbetrieb dargestellt. Die der realen Kurve zugrunde liegenden Außenlufttemperaturen entsprechen etwa denen des im Modell betrachteten Zeitraums. Mit Spitzenlasten um die 500 kW, von wenigen Ausnahmen abgesehen, liegen die Werte im Größenbereich der Maximalwerte, die durch die Simulation ausgegeben werden. Die Spitzenlast bei einem Betrieb ohne Fahrplanvorgabe beträgt im Modell 499,63 kW. Das betrachtete reale Schwimmbad verfügt jedoch über ein weiteres kleines Nichtschwimmerbecken zusätzlich zum Schwimmerbecken. Dadurch steigt sowohl die notwendige Leistung der Beckenwassererwärmung als auch die Wärmelast zum Ausgleich des erhöhten Lüftungsverlusts, der durch eine stärkere Verdunstung hervorgerufen wird. Aus diesem Grund sollten die Lasten etwas über denen des Simulationsmodells liegen. Bei der Betrachtung der minimalen Wärmelasten ist dies auch der Fall. Die reale Heizkurve fällt kaum unter 250 kW. Die Minimallast des Simulationsmodells beträgt dahingegen lediglich 122 kW.

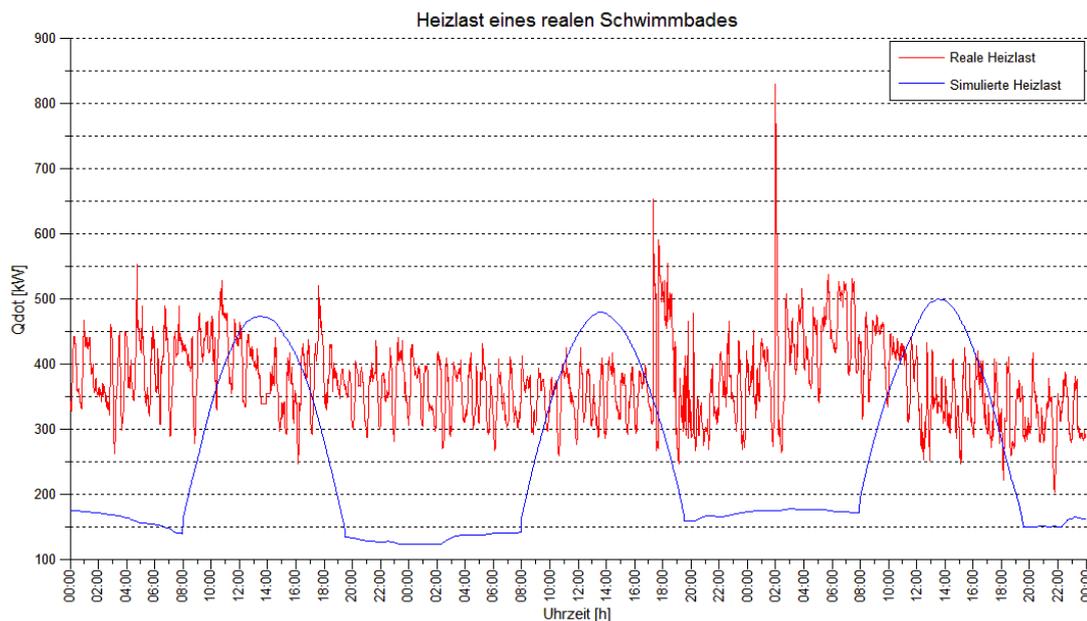


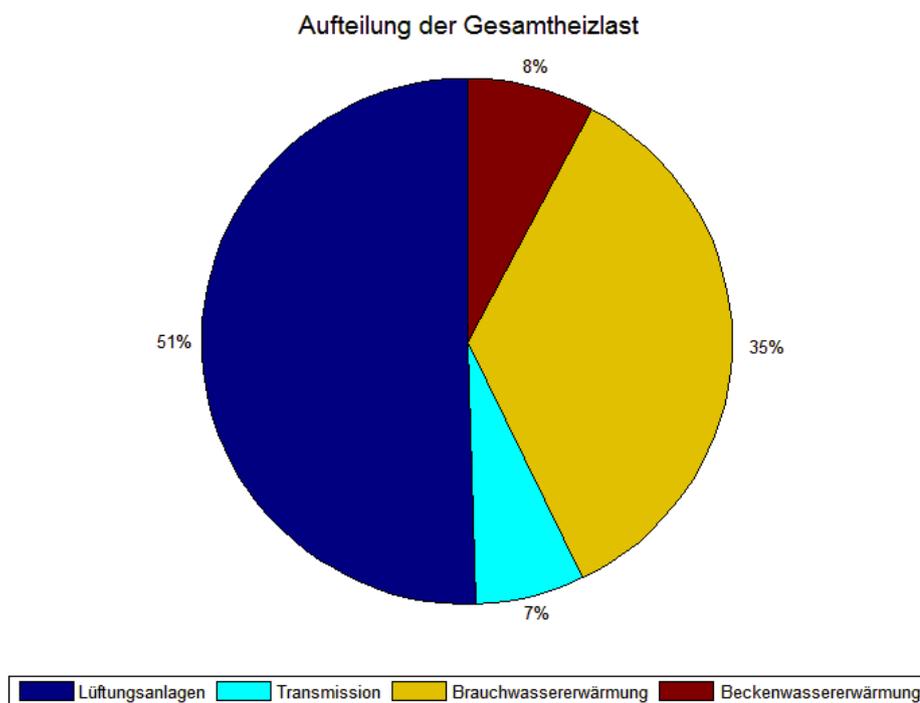
Abbildung 7.1: Heizlast eines realen Hallenschwimmbades

Erklären ließe sich die erhöhte Wärmelast des Modells durch die Tatsache, dass der Lüftungsverlust durch den reinen Luftaustausch, auf dem die Klimatisierung des Modells basiert, sehr hoch ist und mit zunehmender Besucheranzahl stark ansteigt. Gleiches gilt für die Warmwasserbereitung. Der oben genannte maximale Wert der Heizlast wird somit

nur zum Zeitpunkt maximaler Auslastung erreicht. Bei geringer Auslastung ist die Last demnach deutlich kleiner. Zudem ist davon auszugehen, dass das reale Schwimmbad über eine Anlage zur Wärmerückgewinnung verfügt, die die erforderliche Wärmelast nochmals reduziert.

Auffällig ist darüber hinaus die stark fluktuierende Heizkurve des realen Hallenbads, die dem sehr glatten Verlauf der Simulation entgegensteht. Die Gründe hierfür liegen im Simulationsaufbau verborgen, speziell im Aufbau der Heizungsregelung. So gibt das modellierte Heizungssystem zu jedem Zeitpunkt genau die Wärmelast ab, die durch die Wärmebilanz zum Aufrechterhalten der Temperaturen errechnet wurde. Bei einem realen Hallenbad ist ein solcher Betrieb nicht darstellbar, da auf Änderungen der Begebenheiten nicht in der Kürze reagiert werden kann und eine exakte Ermittlung der erforderlichen Heizleistung, wie zum Beispiel aufgrund einer erhöhten Verdunstung, nicht möglich ist. Zudem ist eine diskontinuierliche Leistungsabgabe im Realbetrieb oftmals gewollt. Dies gilt für die Beckenwassererwärmung genauso wie für den erforderlichen Luftaustausch und der damit zusammenhängenden Beheizung der Zuluft.

In [13] sind Richtwerte für die Aufteilung des Gesamtenergieverbrauchs eines Hallenbades auf die verschiedenen Wärmebedarfsbereiche gegeben. Demnach wird den Lüftungsanlagen ein Anteil von 50 – 55 % zugesprochen, der Transmission nur ca. 5 – 10 %. Der Anteil der Brauchwasser- und Beckenwassererwärmung wird mit jeweils 20 % angegeben. Abbildung 7.2 zeigt die Aufteilung des Energiebedarfs im Simulationsmodell basierend auf dem Jahresenergiebedarf der jeweiligen Bereiche.



**Abbildung 7.2: Aufteilung der Gesamtheizlast auf die verschiedenen Wärmebedarfsbereiche**

Die gegebenen Richtwerte stimmen mit den Werten der Lüftungsanlagen (51 %) und der Transmission (7 %) sehr gut überein. Der Energiebedarf der Beckenwassererwärmung fällt mit einem Betrag von 8 % deutlich geringer aus, der der Brauchwassererwärmung dahingegen mit 38 % erheblich höher. Dies könnte darauf zurückzuführen sein, dass der Verlauf der Auslastung über das ganze Jahr hinweg gleich gehalten wird. Es werden somit keine Öffnungstage simuliert, an denen das Hallenbad nur sehr gering belegt ist, wie es zum Beispiel in der Sommerzeit der Fall sein mag. Auch wird der Duschwasserstrom über einfache Gleichungen hergeleitet, in denen die Gleichzeitigkeit über einen konstanten Faktor ausgedrückt wird. Eine reale Auslastung der Duschen ist somit nur vereinfacht darstellbar. Würden auch solche Gegebenheiten Berücksichtigung finden, beispielsweise durch Realdaten zu Besucherzahlen, könnte der Jahresenergiebedarf der Warmwasserbereitung deutlich niedriger ausfallen und dessen Anteil somit sinken.

Der Vergleich mit der in Abbildung 7.1 dargestellten Heizkurven hat gezeigt, dass der reale Verlauf der Heizlast eines Hallenschwimmbads durch das Modell nicht vollkommen identisch abgebildet werden kann. Dennoch stimmen die Größenordnungen der Heizlast und deren Aufteilung auf die Bedarfsbereiche annähernd mit den Vergleichswerten überein. Zur Untersuchung der Flexibilitäten und einer Potenzialabschätzung ist das Schwimmbadmodell somit ausreichend validiert.

## 7.2 Potenzialabschätzung

Anhand der Analyse des fahrplanabhängigen Betriebs in Kapitel 6.2 wurde deutlich, dass das Hallenschwimmbad in der Lage ist, auf eine sich ändernde Leistungsbereitstellung zu reagieren. So kann es in Zeiten erhöhter Leistungsabgabe Wärme speichern und im gegenteiligen Fall Wärme abgeben. Auf die gesamte Raumluft des Schwimmbads betrachtet geschieht das Auf- bzw. Entladen innerhalb eines Zeitraums von ca. 30 – 60 Minuten. In dieser Zeit kann das BHKW heruntergefahren oder mit Maximalleistung betrieben werden. Selbst wenn daraufhin die Grenztemperaturen erreicht werden, kann mit einer reduzierten bzw. erhöhten Leistung gefahren werden. Bei Erreichen der Minimaltemperatur stünde darüber hinaus auch der Spitzenlastkessel zur Bereitstellung der Minimallast zur Verfügung, sodass das BHKW bei Bedarf abgeschaltet bleiben könnte.

Durch den flexiblen Betrieb kann zeitweise das gesamte positive bzw. negative Lasterverschiebepotenzial der Raumluft von insgesamt rund 10,3 kWh ( $\cong$  36,1 MJ) genutzt werden. Dabei entfallen 2,9 kWh auf die negativen und 7,1 kWh auf die positiven Flexibilitäten. Da die Duschwassertemperatur in Abhängigkeit der Vorgaben sprunghaft angepasst wird, wird dort zu jeder Zeit das volle Potenzial genutzt. Bei einer Flexibilität von  $\pm 26,33$  kW führt dies über den untersuchten Zeitraum von drei Tagen zu einem zusätzlichen Energieverbrauch von 65,3 kWh im Falle der positiven Lastverschiebung. Dementgegen steht eine Energiereduzierung von 88,3 kWh, wenn auf die negative Flexibilität zurückgegriffen wird. Darüber hinaus steht die Flexibilität des Duschwassers innerhalb der Öffnungszeiten zeitlich unbegrenzt zur Verfügung. Auch wenn das Beckenwasser seine Grenztemperaturen nicht erreicht, macht es mit einem Wert von 529,4 kWh ( $\cong$  1906 MJ) erheblich größere Flexibilitäten nutzbar. Davon sind 36,4 kWh dem negativen und 493 kWh dem positiven Lastverschiebungspotenzial zuzuschreiben.

Betrachtet man den Betrieb über das gesamte Jahr hinweg, sind es bei der negativen 37,2 kWh und bei der positiven Flexibilität sogar 869,4 kWh, insgesamt also 906,6 kWh ( $\cong$  3264 MJ). Dabei erreicht das Beckenwasser eine Maximaltemperatur von rund 28,9 °C, sodass dessen positives Potenzial zeitweise nahezu vollständig ausgenutzt werden kann. Zudem sprechen die größeren Ent- bzw. Aufladezeiten für das Becken, wodurch dessen Flexibilitäten weiterhin genutzt werden können, selbst wenn das Potenzial der Raumluft schon lange ausgeschöpft ist.

Es stellt sich daher die Frage, ob eine Einbindung der Raumluft in den flexiblen Betrieb überhaupt sinnvoll ist. Die Potenziale werden zum einen sehr schnell ausgenutzt, zum anderen stehen nur vergleichbar geringe Energiemengen zur Verfügung. Ein weiterer Punkt, der berücksichtigt werden muss, ist der mit der Raumlufttemperatur steigende Transmissionswärmeverlust. Gleichet sich dieser in Räumen, in denen die Solltemperatur symmetrisch zu den Grenztemperaturen liegt, über größere Zeiträume betrachtet aus, so macht er sich vor allem bei der Schwimmhalle mit einer maximalen Raumlufttemperatur von 34 °C bemerkbar. Dort steigen infolgedessen auch die Wärmeverluste an das Becken und der Wärmeverlust durch Luftwechsel. Letzterer muss jedoch differenziert betrachtet und in Zusammenhang mit der Verdunstung gebracht werden. Während die Verdunstung bei minimaler Differenz zwischen Schwimmhallenluft- und Beckenwassertemperatur am höchsten ist, nimmt sie mit zunehmender Temperaturdifferenz ab. Eine zeitweilige Erhöhung der Raumlufttemperatur könnte sich somit durchaus positiv auf die Wärmeverluste auswirken. In Abbildung 7.3 ist dazu der Verdunstungswärmestrom und der Wärmestrom durch Luftwechsel zusammen mit der Temperaturdifferenz von Raumluft- und Beckenwassertemperatur bei einer Außenlufttemperatur von 0 °C und einer Auslastung von 0,4 dargestellt. In dem Diagramm ist die mit abnehmender Differenz zunehmende Verdunstung zu erkennen, durch die auch der Außenluftmassenstrom erhöht wird. Bei einer Auslastung von 0,4 ist die Verdunstung jedoch noch so gering, dass die Wirkung der reduzierten Differenz zwischen Raum- und Außenlufttemperatur die Erhöhung des Außenluftmassenstroms überwiegt. Somit nimmt der Lüftungsverlust aufgrund der niedrigeren Raumlufttemperatur insgesamt ab.

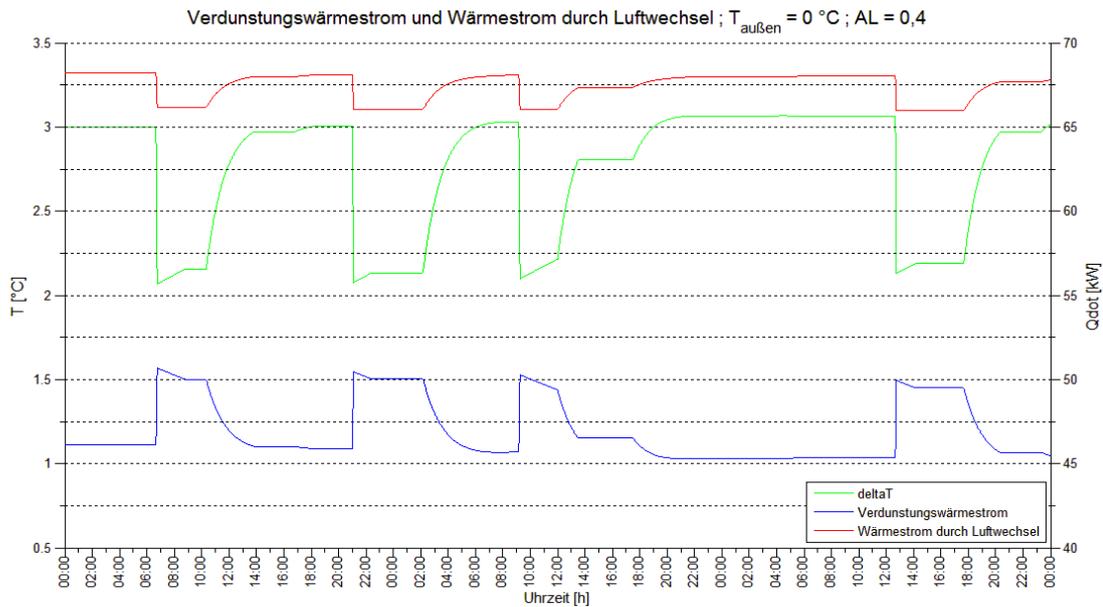


Abbildung 7.3: Abhängigkeit von Verdunstung und Lüftungsverlusten ( $AL = 0,4$ )

Anders ist dies bei einer Auslastung von 0,8. In Abbildung 7.4 sieht man deutlich den mit der Verdunstung steigenden Lüftungswärmestrom. Hier ist auch die geringere Differenz zwischen Raum- und Außenlufttemperatur nicht mehr ausreichend, um den Effekt der Verdunstung vollständig zu kompensieren. Der Wärmestrom durch Luftwechsel fällt somit nie unter den Wert, der durch die Solltemperaturdifferenz von 3 K entsteht.

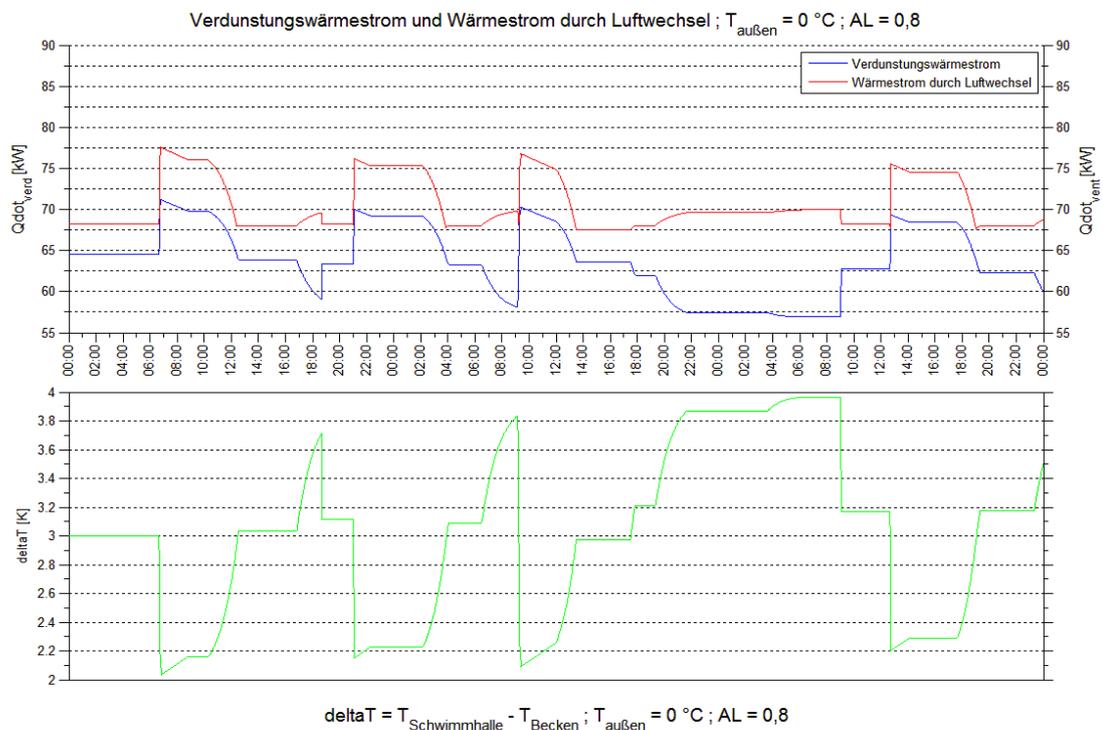


Abbildung 7.4: Abhängigkeit von Verdunstung und Lüftungsverlusten ( $AL = 0,8$ )

Welche Effekte nun in Summe überwiegen, lässt sich nur schwer abschätzen. Vergleicht man den Jahresenergieverbrauch des Betriebs ohne Fahrplanvorgabe mit dem des flexiblen Betriebs, liegt der konstante Betrieb etwa 8,2 MWh über dem des Betriebs mit Fahrplanvorgabe. Dies hieße, dass sich die erhöhten Transmissions- und Lüftungsverluste nicht nachteilig auf die Gesamtlast auswirken und der flexible Betrieb sogar Energie einspare.

Bei allen durch die Simulation des flexiblen Betriebs ermittelten Werten ist jedoch zu beachten, dass die Ergebnisse stark von dem vorgegebenen Fahrplan abhängen. Der Realbetrieb kann zu deutlich anderen, vielleicht auch nachteiligen, Ergebnissen führen. Daher ist auch nicht abschließend zu klären, ob die Raumluft in den Betrieb einzubinden ist. Weil durch die Ergebnisse dieser Arbeit jedoch keine energetischen Nachteile entstehen, wird eine Berücksichtigung des Flexibilitätspotenzials der Raumluft empfohlen, auch wenn sie nur vergleichbar kleine Energiemengen zur Verfügung stellt. Dahingegen birgt vor allem das Schwimmbecken große Potenziale, die es zu nutzen gilt.

Die Nutzung des Flexibilitätspotenzials des Duschwassers ist indessen kritisch zu bewerten. Durch die Einstellung einer erhöhten Duschwassertemperatur wird speziell bei hohen Auslastungen erheblich mehr Warmwasser verbraucht und demnach auch eine deutlich höhere Wärmeleistung angefordert. Im Gegensatz zur Raumluft und zum Schwimmbecken wird diese Wärme jedoch nicht gespeichert, sondern geht über das Abwasser verloren. Um über einen längeren Zeitraum betrachtet keinen erhöhten Energieverbrauch zu generieren, muss der so entstehende Mehrverbrauch durch das Ausnutzen negativer Flexibilitäten ausgeglichen werden. In dem in der Simulation betrachteten Beispieljahr liegt der Jahresenergieverbrauch der Warmwasserbereitung des flexiblen Betriebs um 7,4 MWh über dem des Normalbetriebs. Dieser Mehrverbrauch kann nur durch die Berücksichtigung der anderen Bedarfsbereiche ausgeglichen werden. Für den Realbetrieb kann dies allerdings nicht gewährleistet werden, weshalb eine Nutzung der Flexibilitäten des Duschwassers differenziert betrachtet werden muss.

## 8 Fazit

Auf Grundlage der durch diverse Richtlinien, Normen und weiterer Literatur festgelegten Randbedingungen wurde das Schwimmbad zunächst in seiner Gesamtheit als System dargestellt. Neben der detaillierten Beschreibung der Schwimmbadtechnik wurde ebenso auf die Energie- und Gebäudetechnik eingegangen, womit ein Grundverständnis für die Thematik geschaffen wurde. Darauf basierend konnten im folgenden Schritt erste Untersuchungen zu möglichen Flexibilitäten angestellt werden. So wurden die Potenziale mithilfe einfacher physikalischer Gleichungen bestimmt, um eine Vorstellung von deren Größenordnung zu erlangen. Bei der energetischen Betrachtung wurde deutlich, dass das Beckenwasser mit insgesamt 6940,9 MJ das mit Abstand größte Potenzial bietet. Dahingegen birgt die Raumluft ein Lastverschiebungspotenzial von lediglich 36,1 MJ. Eine Aussage zur Flexibilität des von der Auslastung abhängigen Duschwassers konnte vorerst nur als Leistungsangabe erfolgen (52,67 kW), sodass ein direkter Vergleich an der Stelle nicht gegeben war.

In der folgenden Modellbeschreibung wurden zunächst die Simulationsgrundlagen für eine projektübergreifend einheitliche Verfahrensweise vorgestellt. Daraufhin folgte die Beschreibung der für die Simulation relevanten Modellinputs. Dabei wurde neben den Wetterdaten, den konstanten Simulationsparametern und der Auslastung vor allem auch der fiktive Fahrplan erläutert, durch den die vier verschiedenen Szenarien *Halten*, *Aufladen*, *Entladen* und *Rückführen* des flexiblen Betrieb vorgegeben werden. Bei der sich anschließenden Beschreibung des Schwimmbadmodells und dessen Subsystemen wurde ausführlich auf deren physikalische Grundlagen eingegangen, um das Hallenbad so genau wie möglich abbilden zu können.

Die Analyse der Simulationsergebnisse erfolgte zunächst für den Betrieb ohne Fahrplanvorgabe über einen Zeitraum von drei Tagen. Die statische Betrachtung der Wärmelast für verschiedene Außenlufttemperaturen und Auslastungen zeigte die proportionale Abhängigkeit der Heizlast von diesen Parametern. So steigt die Wärmelast bei einer Außenlufttemperatur von 5 °C von 166 kW für das unbesuchte Schwimmbad auf 518 kW bei voller Auslastung. Darüber hinaus wurde der hohe Anteil der Warmwasserbereitung an der Gesamtheizlast mit zunehmender Besucheranzahl deutlich. Bei einer Auslastung von 0,4 sind es bereits 37 %, bei einer Auslastung von 0,8 sogar 51 %. Im Zuge der differenzierten Betrachtung der Wärmeverluste am Beispiel der Schwimmhalle wurde ersichtlich, dass die Lüftungsverluste den mit Abstand größten Verlust darstellen. Bei 5 °C Außenlufttemperatur und einer Auslastung von 0,8 beläuft sich deren Anteil für die Schwimmhalle auf 71 %. Durch die dynamische Analyse der Wärmelasten bei konstant gehaltenen Temperaturen wurde erneut die direkte Abhängigkeit der Heizlasten der Schwimmhalle, der Beckenwassererwärmung und der Warmwasserbereitung von der Auslastung des Schwimmbades deutlich. So erreicht die Warmwasserbereitung mit 265 kW ihren höchsten Wert bei maximaler Auslastung, der Maximalwert der Schwimmhalle als zweithöchster Wert beträgt 99 kW. Die Beckenwassererwärmung kommt lediglich auf einen maximalen Wert von 57 kW. Dies stellt wiederum den erheblichen Anteil der Warmwasserbereitung an der Gesamtheizlast heraus. Es zeigte sich, dass die übrigen Bereiche ausschließlich von der

Außenlufttemperatur abhängig sind. So beträgt die maximale Heizlast des Eingangs 2,9 kW, die der Umkleiden 25 kW und die des Sanitärbereichs 57 kW.

Durch die Analyse des flexiblen Betriebs wurden die Verläufe der Heizlast, der Temperaturen und der Flexibilitätspotenziale in Abhängigkeit des Fahrplans dargestellt. Bei allen genannten Größen war die Reaktion auf die aktuelle Fahrplanvorgabe klar erkennbar. So variiert die Gesamtheizlast zwischen 295 kW und 401 kW je nach momentaner Vorgabe. Die Temperaturen passen sich dementsprechend an, bleiben aber stets in den durch die Minimal- und Maximaltemperaturen festgelegten Grenzen.

Die Validierung des Simulationsmodells zeigte, dass der reale Verlauf der Heizlast eines Schwimmbades nicht exakt abgebildet werden konnte. Dennoch stimmen die Größenordnungen der durch die Simulation ermittelten Werte in guter Näherung mit den realen Werten überein. Auch die Aufteilung der Heizlast auf die einzelnen Wärmebedarfsbereiche deckt sich nicht vollkommen mit den Richtwerten aus der Literatur. Diese Abweichungen sind auf den Aufbau des Modells und dessen theoretisch optimierte und stellenweise vereinfachte Darstellung zurückzuführen.

Im abschließenden Kapitel ging es darum, die Potenziale des Schwimmbades abzuschätzen. Dadurch wurde deutlich, dass die Raumluft zwar mit 10,3 kWh das niedrigste Flexibilitätspotenzial bietet, dieses jedoch vollständig ausgeschöpft werden kann. Selbiges gilt für die Brauchwasserbereitstellung, die bei einem Betrieb über drei Tage einen zusätzlichen Energieverbrauch von 65,3 kWh im Falle der positiven Lastverschiebung und eine Energiereduzierung von 88,3 kWh bei negativer Lastverschiebung erbringt. Ermöglicht wird dies durch die sprunghaft anpassbare Duschwassertemperatur, wodurch die Flexibilitäten innerhalb der Öffnungszeiten jederzeit und beliebig lange abgerufen werden können. Dennoch birgt das Beckenwasser mit 1928 kWh das größte Potenzial. Auch wenn es davon über das gesamte Beispieljahr betrachtet nur maximal 906,6 kWh nutzt, liegt dies deutlich über den Werten der übrigen Bereiche. Während die Auf- bzw. Entladevorgänge der Raumluft innerhalb eines Zeitraums von 30 – 60 min ablaufen, kann das Beckenwasser aufgrund seiner guten Speicherfähigkeit über lange Zeit auf- bzw. entladen werden.

Zum Schluss wurde erörtert, ob eine Einbindung der Raumluft in den flexiblen Betrieb sinnvoll ist und ob sich eventuell höhere Wärmeverluste nachteilig auf die Gesamtheizlast auswirken könnten. Durch die Analyse möglicher Wechselwirkungen und den Vergleich der Jahresenergiebedarfe des Betriebs mit und ohne Fahrplanvorgabe wurde die Empfehlung gegeben, die Raumluft bei Lastverschiebungen zu berücksichtigen. Darüber hinaus wurde die Flexibilität des Duschwassers differenziert betrachtet, da dort im Gegensatz zur Raumluft und zum Schwimmbecken die Wärme nicht zwischengespeichert wird, sondern über das Abwasser verloren geht. Demnach ist die Nutzung der Flexibilität des Duschwassers kritisch zu bewerten.

## 9 Ausblick

Das im Rahmen dieser Masterarbeit erstellte Schwimmbadmodell wird im nächsten Schritt in das Gesamtmodell des Projekts *Smart Power Hamburg* eingebunden. Dort stellt es eine Liegenschaft im Verbund diverser Erzeugungsanlagen und Verbraucher dar und soll so als Wärmespeicher betrieben werden. Dazu muss zunächst ein explizites Anlagenschema bestehend aus BHKW, Spitzenlastkessel, Wärmespeichern und dem Schwimmbadmodell entworfen und parametrisiert werden. Erst durch die Dimensionierung und Zusammenschaltung all dieser Komponenten wird eine realitätsnahe Simulation ermöglicht. Sobald das Hallenbad in das Gesamtmodell eingebettet wurde, kann auch ein realer Fahrplan erzeugt werden.

Um das Schwimmbadmodell noch weiter zu optimieren, können verschiedene Ansätze verfolgt werden. So könnten vereinfachte Systembestandteile realitätsgetreuer dargestellt werden. Vor allem bei der Modellierung der Klimatisierung, die im derzeitigen Modell auf reinem Luftaustausch basiert, sollten Komponenten zur Wärmerückgewinnung Einzug erhalten. Darüber hinaus sollten genauere Daten zur Globalstrahlung der Sonne ermittelt werden, um die solaren Energiegewinne berücksichtigen zu können.

Während der Ausarbeitung konnte nicht auf die Daten bestehender Schwimmbäder zurückgegriffen werden, mit Ausnahme der Wärmelastkurve. Anzustreben wäre die Umsetzung eines tatsächlich existierenden Schwimmbades. Infolgedessen könnte man beispielsweise die Auslastung des Hallenbades durch reale Besucherzahlen besser abbilden und damit genauere Ergebnisse erhalten. Selbst die Auswahl der Systemkomponenten oder die Gebäudeabmessungen könnten auf denen des realen Schwimmbades basieren.

## Literaturverzeichnis

- [1] Hamburg Energie, HAW Hamburg, RWTH Aachen, „Smart Power Hamburg,“ 2015. [Online]. Verfügbar: <http://www.smartpowerhamburg.de/>. [Zugriff am 19. Januar 2015].
- [2] Bundesnetzagentur, „Eckpunktepapier der Bundesnetzagentur zu den Aspekten des sich verändernden Energieversorgungssystems,“ Bonn, 2011.
- [3] Internationale Energieagentur, „Verbraucherseitige Maßnahmen (DSM),“ [Online]. Verfügbar: <http://www.nachhaltigwirtschaften.at/iea/results.html/id1965>. [Zugriff am 07. Januar 2015].
- [4] Deutsche Energie-Agentur, „DSM,“ [Online]. Verfügbar: <http://www.dsm-bayern.de/dsm/>. [Zugriff am 07. Januar 2015].
- [5] Next Kraftwerke GmbH, „Regelenergie,“ 2015. [Online]. Verfügbar: <https://www.next-kraftwerke.de/wissen/regelenergie>. [Zugriff am 05. Januar 2015].
- [6] Wikipedia, „Wikipedia.de,“ 30. Dezember 2014. [Online]. Verfügbar: <http://de.wikipedia.org/wiki/Blockheizkraftwerk>. [Zugriff am 30. Dezember 2014].
- [7] Bäderland Hamburg GmbH, „Bäderland,“ 2015. [Online]. Verfügbar: <http://www.baederland.de/>. [Zugriff am 25. August 2014].
- [8] Koordinierungskreis Bäder, Richtlinien für den Bäderbau, Essen: Druckerei Wehlmann GmbH, 2002.
- [9] VDI-Gesellschaft Bauen und Gebäudetechnik, „VDI 2089 - Technische Gebäudeausrüstung in Schwimmbädern,“ Beuth Verlag GmbH, Berlin, 2010.
- [10] sopra AG, „Schwimmbad » Planungsgrundlagen,“ 2014. [Online]. Verfügbar: <http://www.sopra.de/fileadmin/data/pdf/Schwimmbad/1kapitel-planungsgrundlagen-19.pdf>. [Zugriff am 05. Januar 2015].
- [11] F. Eisele, „Wasserpflege - Expertenwissen Wasseraufbereitung,“ [Online]. Verfügbar: <http://www.pool-magazin.com/artikel/expertenwissen-wasseraufbereitung>. [Zugriff am 05. Januar 2015].
- [12] DIN 19643-1, „Aufbereitung von Schwimm- und Badebeckenwasser - Teil 1: Allgemeine Anforderungen,“ 2012.
- [13] C. Saunus, Schwimmbäder: Planung - Ausführung - Betrieb, Düsseldorf: Krammer Verlag AG, 2005.
- [14] sopra AG, „Schwimmbad » Wasserführung » Filtertechnik,“ 2014. [Online]. Verfügbar: <http://www.sopra.de/fileadmin/data/pdf/Schwimmbad/4kapitel-filtertechnik-physikalische-Wasseraufbereitung-Filtertechnik-Schwimmbad-Pool-22.pdf>. [Zugriff am 05. Januar 2015].
- [15] sopra AG, „Schwimmbad » Wasserführung » Desinfektion,“ 2014. [Online]. Verfügbar:

- <http://www.sopra.de/fileadmin/data/pdf/Schwimmbad/5kapitel-chemische-wasseraufbereitung-desinfektion-pool-schwimmbad-23.pdf>. [Zugriff am 05. Januar 2015].
- [16] P. Lorenzen und D. C. Nguyen, „Thermodynamische Modellierung eines Hallenschwimmbades zur Verwendung als Wärmespeicher für ein stromgeführtes BHKW,“ Hamburg, 2013.
- [17] sopra AG, „Schwimmbad » Schwimmhallen-Klimatisierung,“ 2014. [Online]. Verfügbar: <http://www.sopra.de/fileadmin/data/pdf/Schwimmbad/9kapitel-schwimmbadentfeuchtung-klimatisierung-27.pdf>. [Zugriff am 09. Januar 2015].
- [18] VDI-Gesellschaft Bauen und Gebäudetechnik, „VDI 6003 - Trinkwassererwärmungsanlagen; Komfortkriterien und Anforderungsstufen für Planung, Bewertung und Einsatz,“ Beuth Verlag GmbH, Berlin, 2012.
- [19] D. Fabian, Bäderbauten - Handbuch für Bäderbauten und Badewesen, Düsseldorf: Kramer Verlag AG, 1979.
- [20] T. Auer, „Beschreibung TRNSYS-TYPE 344 - Bilanzierung eines Hallen- bzw. Freischwimmbeckens,“ TRANSSOLAR, Stuttgart, 1996.
- [21] DIN 4108-6, „Wärmeschutz und Energie-Einsparung in Gebäuden - Teil 6: Berechnung des Jahresheizwärme- und des Jahresheizenergiebedarfs,“ 2003.
- [22] P. von Böckh und T. Wetzels, Wärmeübertragung - Grundlagen und Praxis, Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2014.
- [23] VDI Wissenschaftsforum IWB GmbH, „VDI-Berichte 1869 - Technische Gebäudeausrüstung in Schwimmbädern,“ VDI Verlag GmbH, Düsseldorf, 2005.
- [24] K. Langeheinecke, P. Jany, G. Thieleke, K. Langeheinecke und A. Kaufmann, Thermodynamik für Ingenieure, Wiesbaden: Springer Vieweg, 2013.
- [25] H. Recknagel, E. Sprenger und E.-R. Schramek, Taschenbuch für Heizungs + Klimatechnik, München: Oldenbourg Industrieverlag GmbH, 2011.
- [26] R. Zhang, „Projektierung der RLT-Anlage für ein Schwimmbad,“ Hamburg, 1998.

## A Anhang

### A1 Eingangsparameter des Simulationsmodells

Tabelle A.1: Übersicht der in der Excel-Datei gespeicherten Modellparameter

Schwimmbad	§		
Schwimmbeckentiefe	t_Becken	m	2
Schwimmbeckenbreite	b_Becken	m	16,66
Schwimmbeckenlänge	l_Becken	m	25
Breite Schwimmhalle	b_Schwimmhalle	m	25
Länge Schwimmhalle	l_Schwimmhalle	m	35
Gebäudehöhe Schwimmhalle	h_Schwimmhalle	m	7
Grundfläche Schwimmhalle	A_Schwimmhalle	m <sup>2</sup>	875
Außenwandfläche Schwimmhalle Nord	A_AW_Schwimmhalle_Nord	m <sup>2</sup>	140
Außenwandfläche Schwimmhalle Ost	A_AW_Schwimmhalle_Ost	m <sup>2</sup>	175
Außenwandfläche Schwimmhalle Süd (inkl. Fenster)	A_AW_Schwimmhalle_Sued	m <sup>2</sup>	122,5
Außenwandfläche Schwimmhalle West	A_AW_Schwimmhalle_West	m <sup>2</sup>	175
Deckenfläche Schwimmhalle	A_Decke_Schwimmhalle	m <sup>2</sup>	875
Fensterfläche Schwimmhalle (Süd)	A_Fenster_Schwimmhalle	m <sup>2</sup>	122,5
Breite Eingang	b_Eingang	m	10
Länge Eingang	l_Eingang	m	8
Gebäudehöhe Eingang	h_Eingang	m	3
Grundfläche Eingang	A_Eingang	m <sup>2</sup>	80
Außenwandfläche Eingang Nord	A_AW_Eingang_Nord	m <sup>2</sup>	24
Außenwandfläche Eingang West (exkl. Fenster)	A_AW_Eingang_West	m <sup>2</sup>	15
Deckenfläche Eingang	A_Decke_Eingang	m <sup>2</sup>	80
Fensterfläche Eingang	A_Fenster_Eingang	m <sup>2</sup>	15
Breite Umkleiden	b_Umkleiden	m	10
Länge Umkleiden	l_Umkleiden	m	17
Gebäudehöhe Umkleiden	h_Umkleiden	m	3
Grundfläche Umkleiden	A_Umkleiden	m <sup>2</sup>	170
Außenwandfläche Umkleiden Nord	A_AW_Umkleiden_Nord	m <sup>2</sup>	51
Deckenfläche Umkleiden	A_Decke_Umkleiden	m <sup>2</sup>	170
Fensterfläche Umkleiden	A_Fenster_Umkleiden	m <sup>2</sup>	0
Breite Sanitärbereich	b_Sanitaer	m	10
Länge Sanitärbereich	l_Sanitaer	m	10
Gebäudehöhe Sanitärbereich	h_Sanitaer	m	3
Grundfläche Sanitärbereich	A_Sanitaer	m <sup>2</sup>	100

Außenwandfläche Sanitärbereich Nord	A_AW_Sanitaer_Nord	m <sup>2</sup>	30
Außenwandfläche Sanitärbereich Ost	A_AW_Sanitaer_Ost	m <sup>2</sup>	30
Deckenfläche Sanitärbereich	A_Decke_Sanitaer	m <sup>2</sup>	100
Fensterfläche Sanitärbereich	A_Fenster_Sanitaer	m <sup>2</sup>	0
Innenwandfläche Eingang/Umkleiden	A_IW_Eingang_Umkleiden	m <sup>2</sup>	30
Innenwandfläche Eingang/Schwimmhalle	A_IW_Eingang_Schwimmhalle	m <sup>2</sup>	24
Innenwandfläche Umkleiden/Sanitärbereich	A_IW_Umkleiden_Sanitaer	m <sup>2</sup>	30
Innenwandfläche Umkleiden/Schwimmhalle	A_IW_Umkleiden_Schwimmhalle	m <sup>2</sup>	51
Innenwandfläche Sanitärbereich/Schwimmhalle	A_IW_Sanitaer_Schwimmhalle	m <sup>2</sup>	30
Anfangstemperatur der Schwimmhalle	T_initial_Schwimmhalle	°C	31
Solltemperatur der Schwimmhalle	T_soll_Schwimmhalle	°C	31
Minimaltemperatur der Schwimmhalle	T_min_Schwimmhalle	°C	30
Maximaltemperatur der Schwimmhalle	T_max_Schwimmhalle	°C	34
Anfangstemperatur der Eingangshalle	T_initial_Eingang	°C	20
Solltemperatur der Eingangshalle	T_soll_Eingang	°C	20
Minimaltemperatur der Eingangshalle	T_min_Eingang	°C	20
Maximaltemperatur der Eingangshalle	T_max_Eingang	°C	22
Anfangstemperatur der Umkleiden	T_initial_Umkleiden	°C	25
Solltemperatur der Umkleiden	T_soll_Umkleiden	°C	25
Minimaltemperatur der Umkleiden	T_min_Umkleiden	°C	22
Maximaltemperatur der Umkleiden	T_max_Umkleiden	°C	28
Anfangstemperatur des Sanitärbereichs	T_initial_Sanitaer	°C	30
Solltemperatur des Sanitärbereichs	T_soll_Sanitaer	°C	30
Minimaltemperatur des Sanitärbereichs	T_min_Sanitaer	°C	26
Maximaltemperatur des Sanitärbereichs	T_max_Sanitaer	°C	34
Anfangstemperatur des Schwimmbeckenwassers	T_initial_Becken	°C	28
Solltempertaur des Schwimmbeckenwassers	T_soll_Becken	°C	28
Minimaltemperatur des Schwimmbeckenwassers	T_min_Becken	°C	27

Maximaltemperatur des Schwimmbeckenwassers	T_max_Becken	°C	29
Interne Wärmegewinne Schwimmhalle	Qdot_intern_Schwimmhalle	W	0
Interne Wärmegewinne Eingang	Qdot_intern_Eingang	W	0
Interne Wärmegewinne Umkleiden	Qdot_intern_Umkleiden	W	0
Interne Wärmegewinne Sanitärbereich	Qdot_intern_Sanitaer	W	0
Luftwechsel Eingang	LW_Eingang	m <sup>3</sup> /(h m <sup>2</sup> )	5
Luftwechsel Umkleiden	LW_Umkleiden	m <sup>3</sup> /(s m <sup>2</sup> )	0,0055
Luftwechsel Sanitärbereich Duschen (pro Dusche)	LW_Sanitaer_Duschen	m <sup>3</sup> /s	0,06
Luftwechsel Sanitärbereich Toiletten (pro Sitz/Stand)	LW_Sanitaer_Toiletten	m <sup>3</sup> /s	0,028
Wärmedurchgangskoeffizient der Außenwand	U_AW	W/(m <sup>2</sup> K)	0,35
Wärmedurchgangskoeffizient der Innenwand	U_IW	W/(m <sup>2</sup> K)	0,4
Wärmedurchgangskoeffizient der Decke	U_Decke	W/(m <sup>2</sup> K)	0,25
Wärmedurchgangskoeffizient der Fenster	U_Fenster	W/(m <sup>2</sup> K)	1,3
Wärmeübergangskoeffizient der Innenwand	alpha_innen	W/(m <sup>2</sup> K)	7
Anzahl der Duschen	Z_Duschen	-	20
Anzahl der Toiletten (Sitze + Stände)	Z_Toiletten	-	7
Solltemperatur des Duschwassers	T_soll_Duschwasser	°C	42
Minimaltemperatur des Duschwassers	T_min_Duschwasser	°C	39
Maximaltemperatur des Duschwassers	T_max_Duschwasser	°C	45
Warmwassertemperatur	T_Warmwasser	°C	66
Frischwassertemperatur	T_Frischwasser	°C	10
Heizkörperfläche Schwimmhalle	A_HK_Schwimmhalle	m <sup>2</sup>	40
Heizkörperfläche Eingang	A_HK_Eingang	m <sup>2</sup>	2
Heizkörperfläche Umkleiden	A_HK_Umkleiden	m <sup>2</sup>	4
Heizkörperfläche Sanitärbereich	A_HK_Sanitaer	m <sup>2</sup>	4
Höhe der Heizkörper	h_HK	m	0,9
Wasserinhalt pro Meter Heizkörperlänge	m_HW_unit	kg/m	11,3
Wärmedurchgangskoeffizient des Heizkörpers	U_HK	W/(m <sup>2</sup> K)	30
Vorlauftemperatur des Heizwassers	T_HW_VL	°C	80
Rücklauftemperatur des Heizwassers	T_HW_RL	°C	50

Relative Luftfeuchtigkeit der Schwimmhallenluft	rel_LF_Schwimmhalle	-	0,55
Luftdichte	rho_Luft	kg/m <sup>3</sup>	1,18
Dichte des Wassers	rho_Wasser	kg/m <sup>3</sup>	996,7
Spez. Wärmekapazität Luft	cp_Luft	kJ/(kgK)	1,005
Spez. Wärmekapazität Wasser	cp_Wasser	kJ/(kgK)	4,18
Gesamtenergiedurchlassgrad der Fenster (senkrecht)	g_senkrecht	-	0,7
Absorptions-/Emissionskoeffizient der Außenwände	alpha_eps_AW	-	0,6
Absorptions-/Emissionskoeffizient des Daches	alpha_eps_Dach	-	0,6
Äußerer Wärmedurchlasswiderstand	R_e	m <sup>2</sup> K/W	0,04
Wärmeübergangszahl Wasseroberfläche	alpha_Becken	W/(m <sup>2</sup> K)	4,07
Emissionsgrad des Wassers	eps_Wasser	-	0,9
Atmosphärischer Druck	p_atmo	hPa	1013,25
Thermischer Wirkungsgrad des Beckenwasserwärmetauschers	eta_WT_Becken	-	0,85
Fixed Step Size	fixed_step_size	s	60

## A2 Weitere Auswertungen und Diagramme der Simulationsanalyse

### Analyse der Wärmelast in Abhängigkeit der Außenlufttemperatur

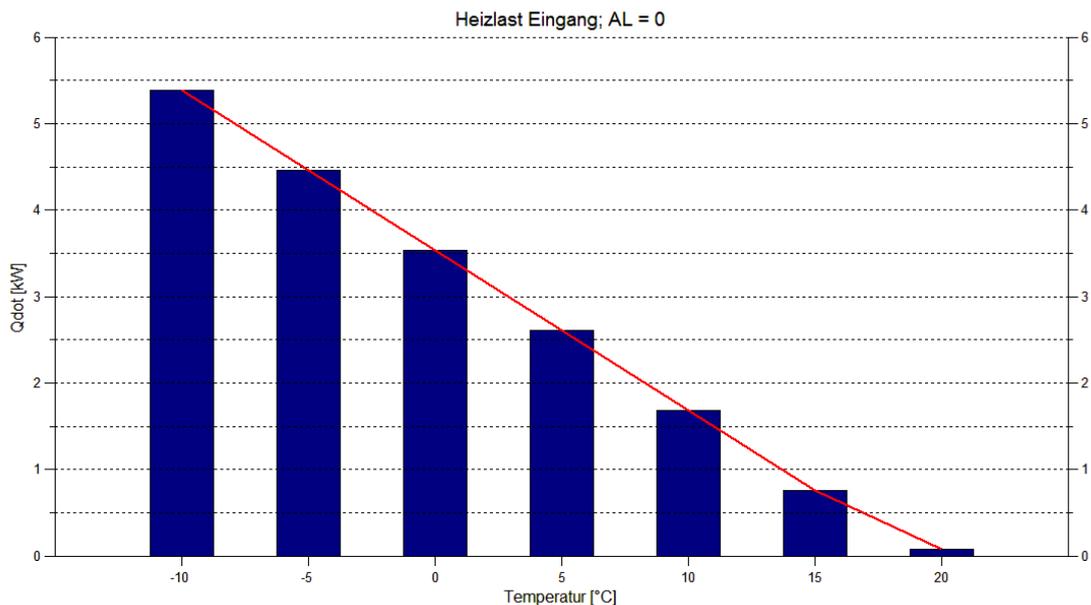


Abbildung A.1: Heizlast des Eingangs bei unterschiedlichen Außenlufttemperaturen und konstanter Auslastung

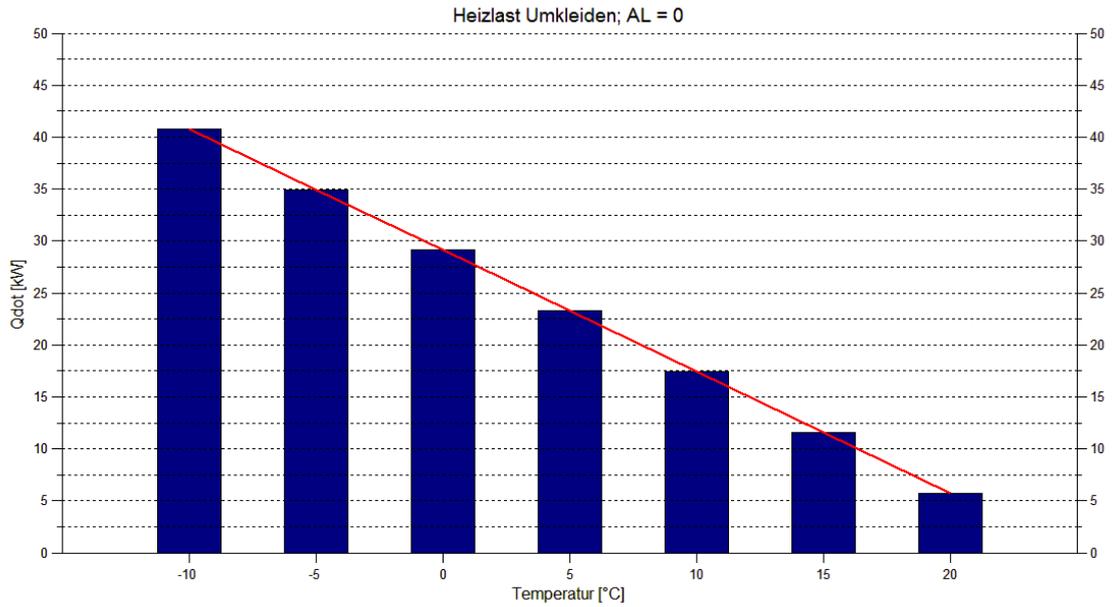


Abbildung A.2: Heizlast der Umkleiden bei unterschiedlichen Außenlufttemperaturen und konstanter Auslastung

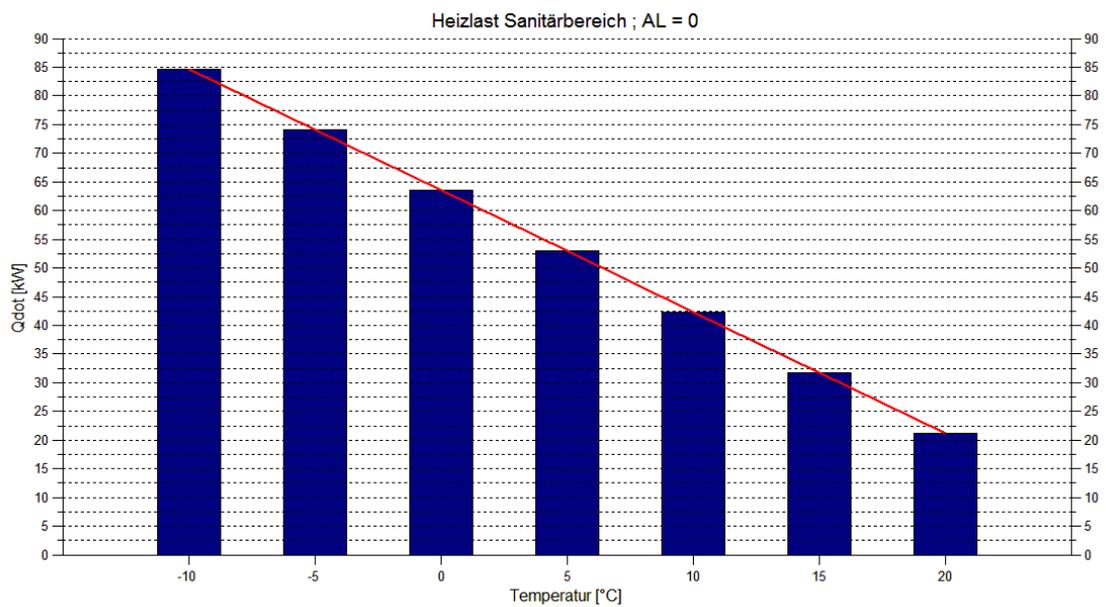


Abbildung A.3: Heizlast des Sanitärbereichs bei unterschiedlichen Außenlufttemperaturen und konstanter Auslastung

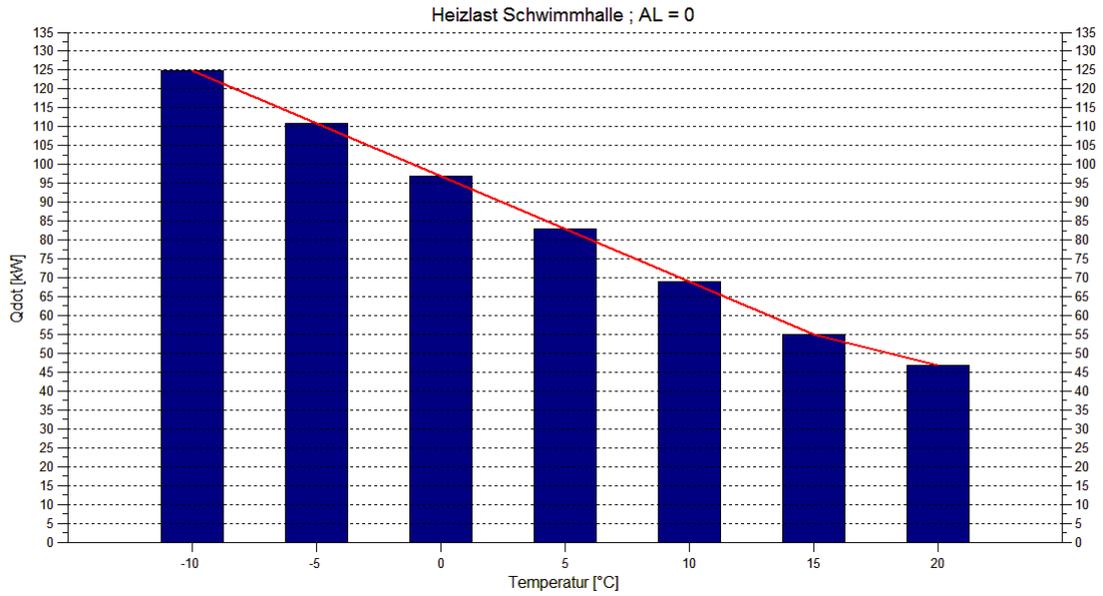


Abbildung A.4: Heizlast der Schwimmhalle bei unterschiedlichen Außenlufttemperaturen und konstanter Auslastung

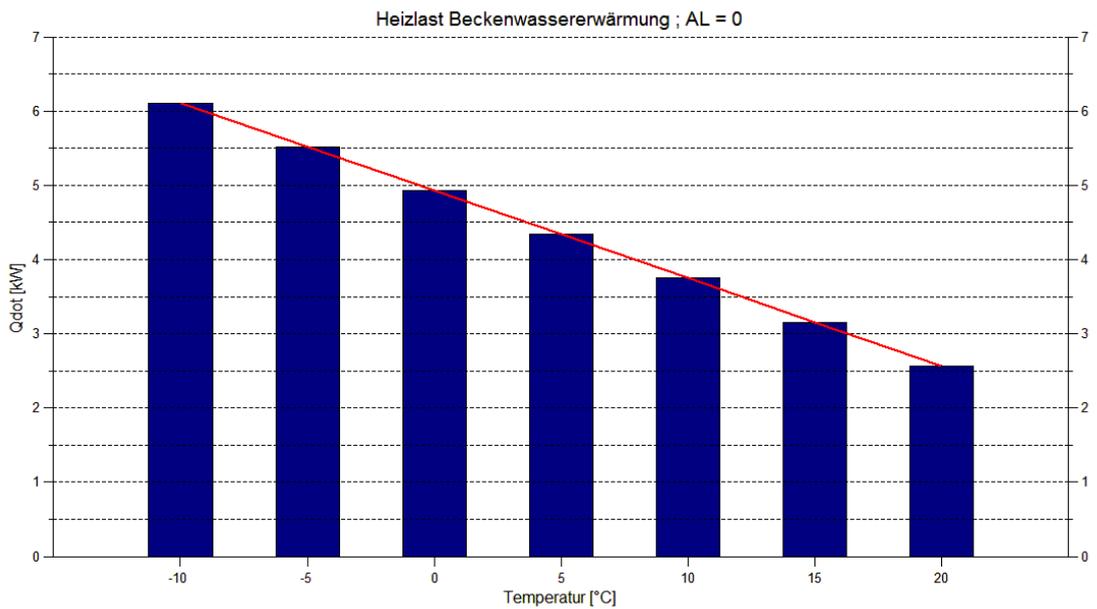


Abbildung A.5: Heizlast der Beckenwassererwärmung bei unterschiedlichen Außenlufttemperaturen und konstanter Auslastung

## Analyse der Wärmelast in Abhängigkeit der Auslastung

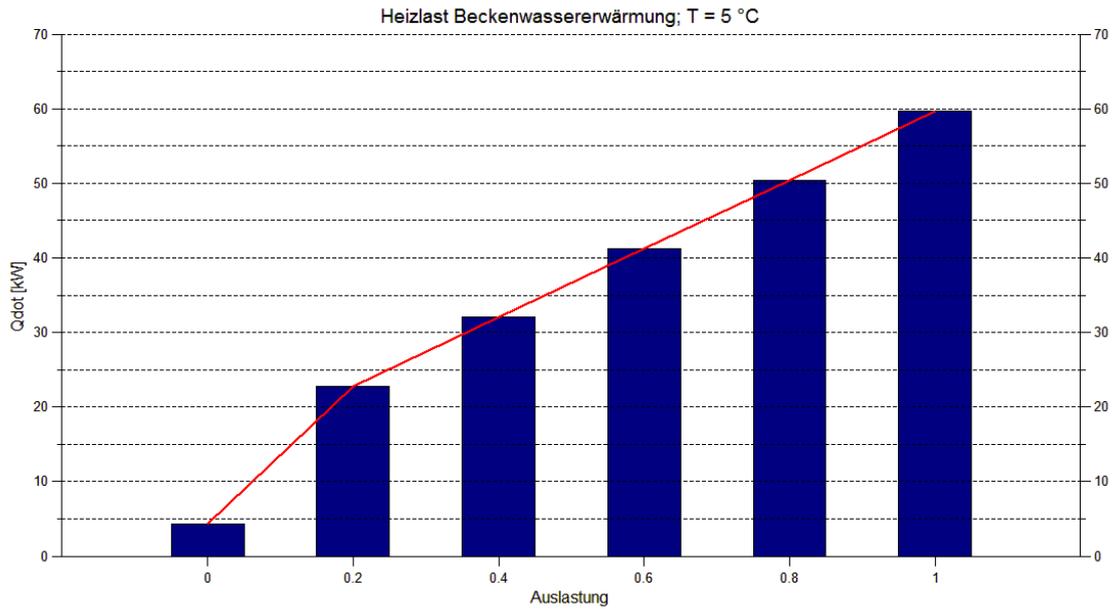


Abbildung A.6: Heizlast der Beckenwassererwärmung bei unterschiedlichen Auslastungen und konstanter Außenlufttemperatur

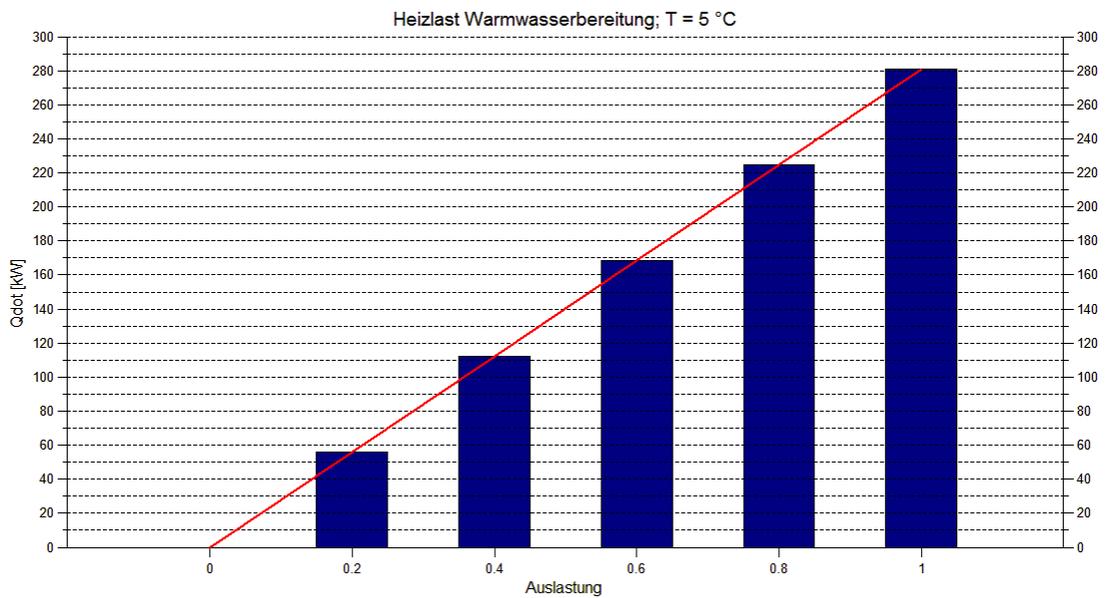


Abbildung A.7: Heizlast der Warmwasserbereitung bei unterschiedlichen Auslastungen und konstanter Außenlufttemperatur

## Statische Analyse der Wärmelast in Abhängigkeit des Fahrplans

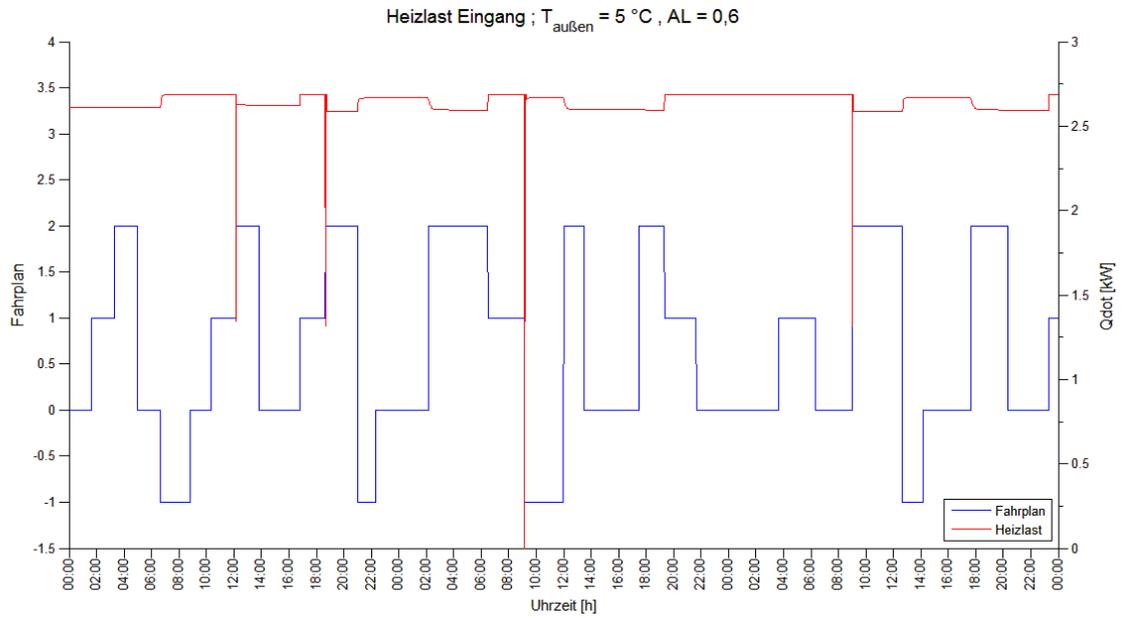


Abbildung A.8: Heizlast des Eingangs in Abhängigkeit des Fahrplans

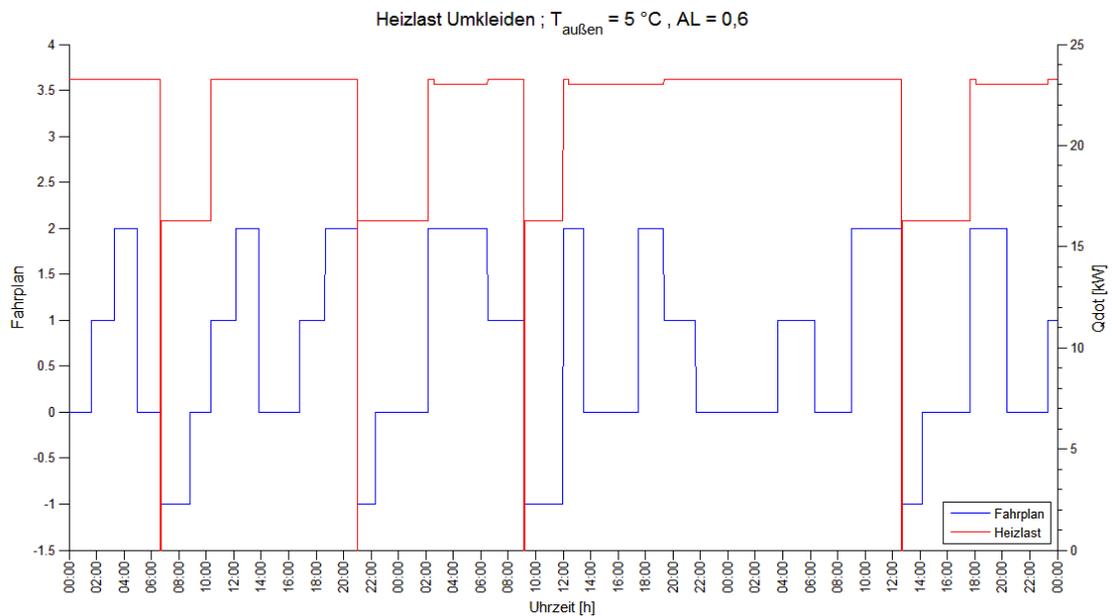


Abbildung A.9: Heizlast der Umkleiden in Abhängigkeit des Fahrplans

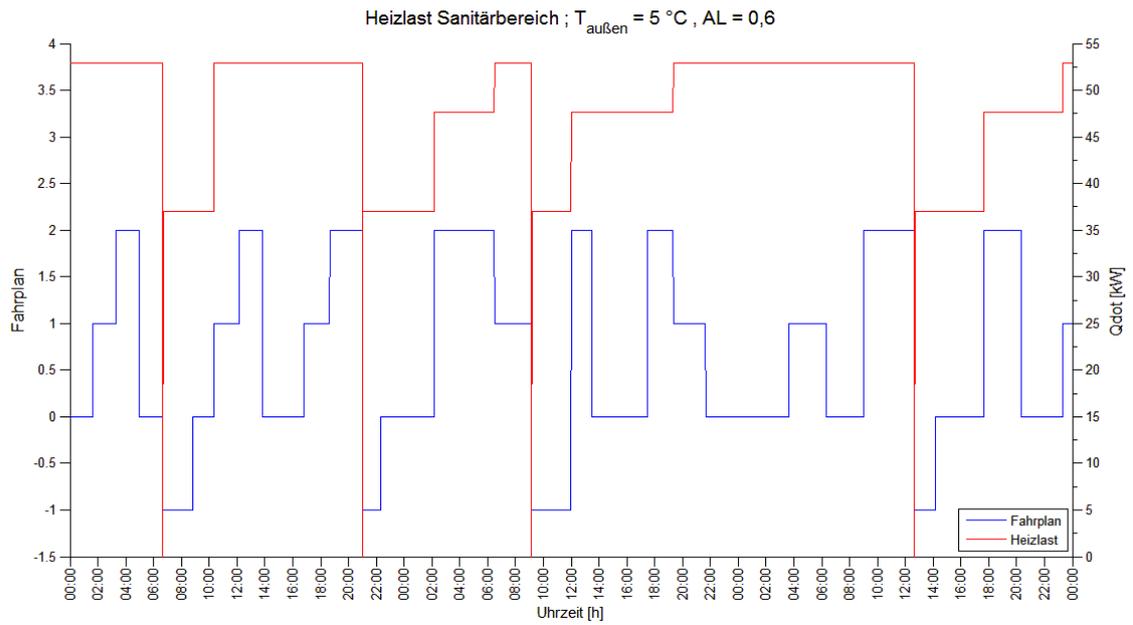


Abbildung A.10: Heizlast des Sanitärbereichs in Abhängigkeit des Fahrplans

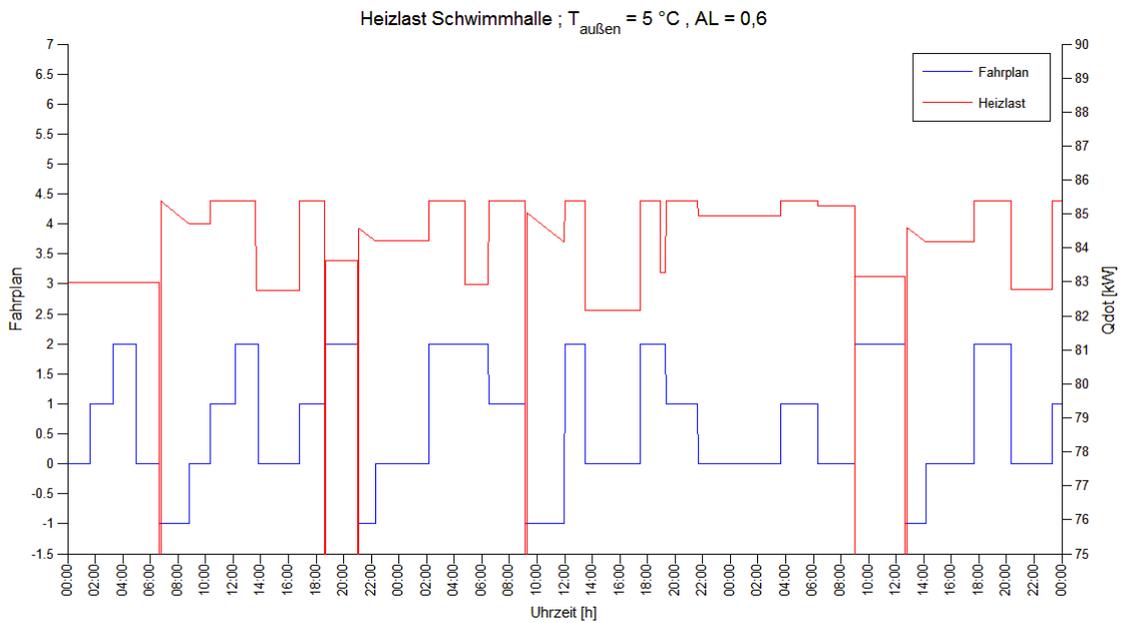


Abbildung A.11: Heizlast der Schwimmhalle in Abhängigkeit des Fahrplans

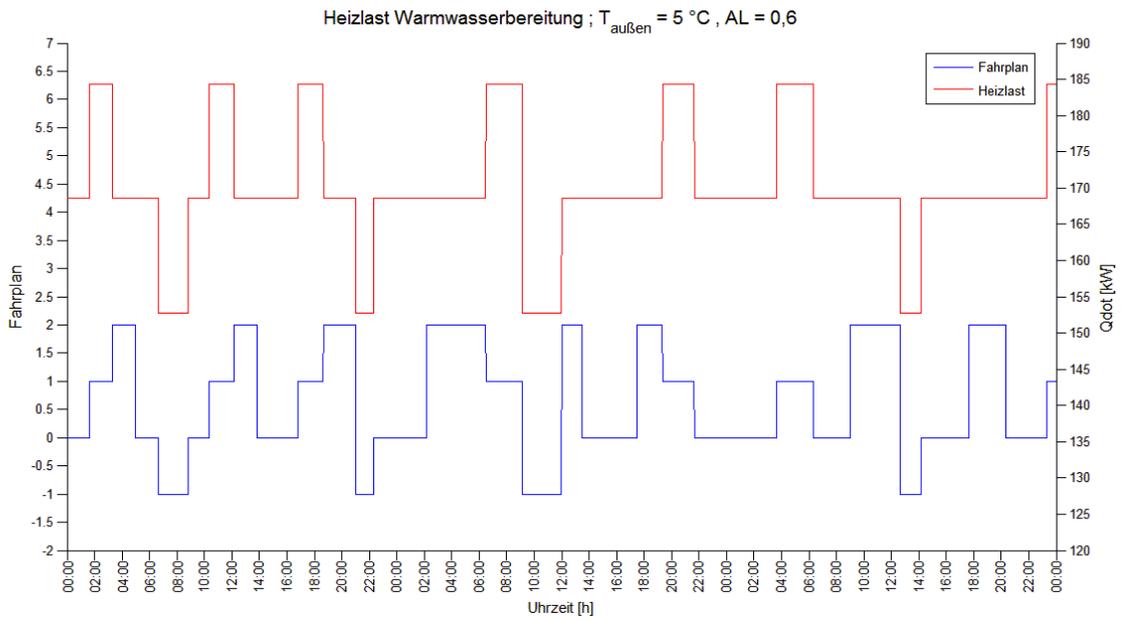


Abbildung A.12: Heizlast der Warmwasserbereitung in Abhängigkeit des Fahrplans

### Dynamische Analyse des Temperaturverlaufs in Abhängigkeit des Fahrplans

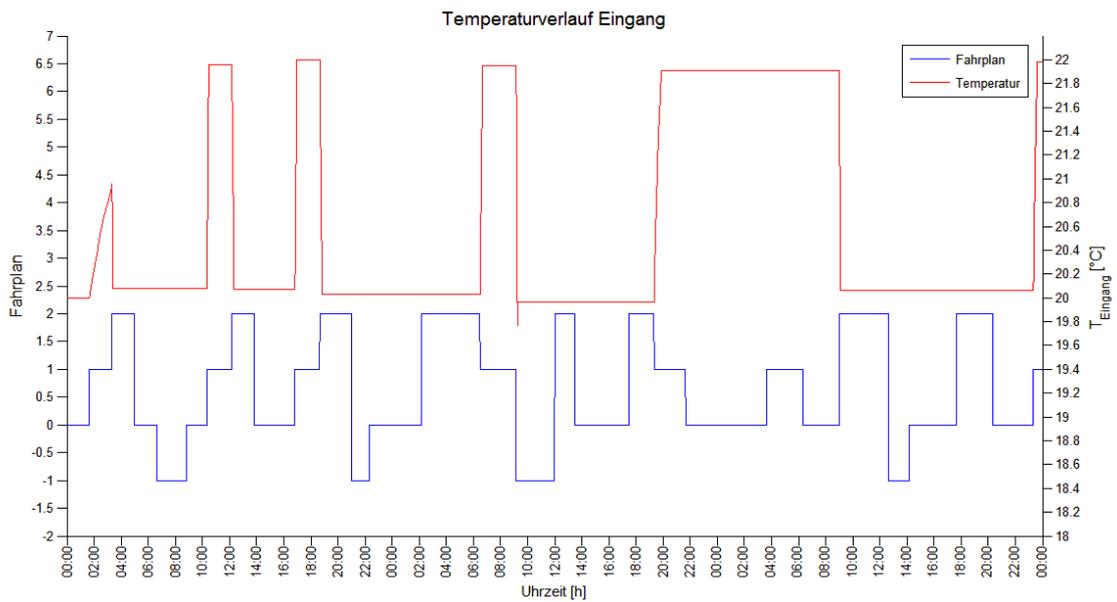


Abbildung A.13: Temperaturverlauf des Eingangs in Abhängigkeit des Fahrplans

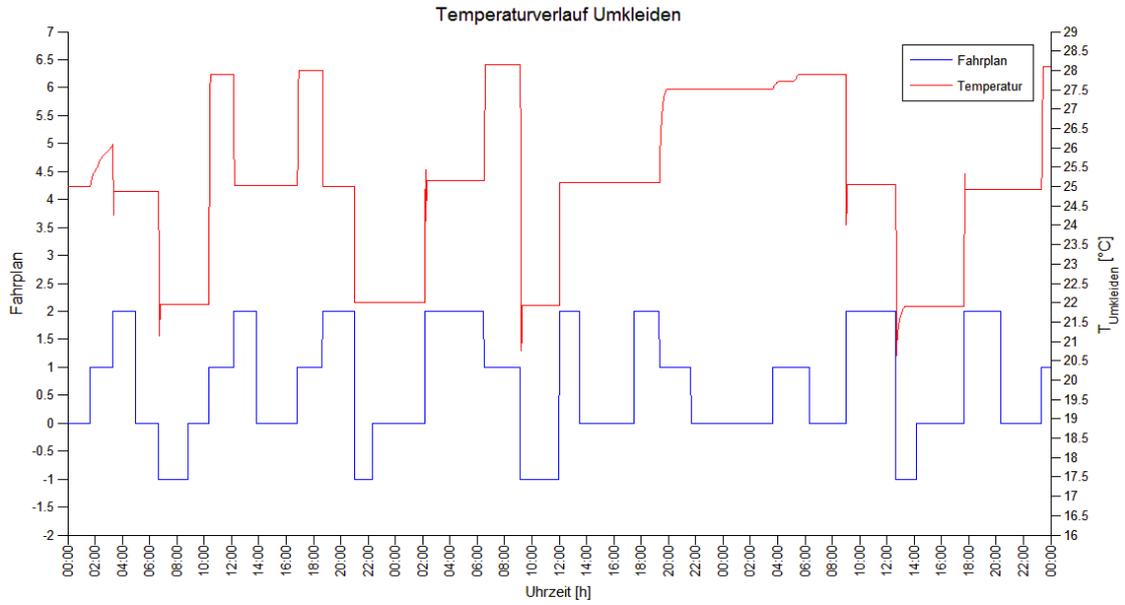


Abbildung A.14: Temperaturverlauf der Umkleiden in Abhängigkeit des Fahrplans

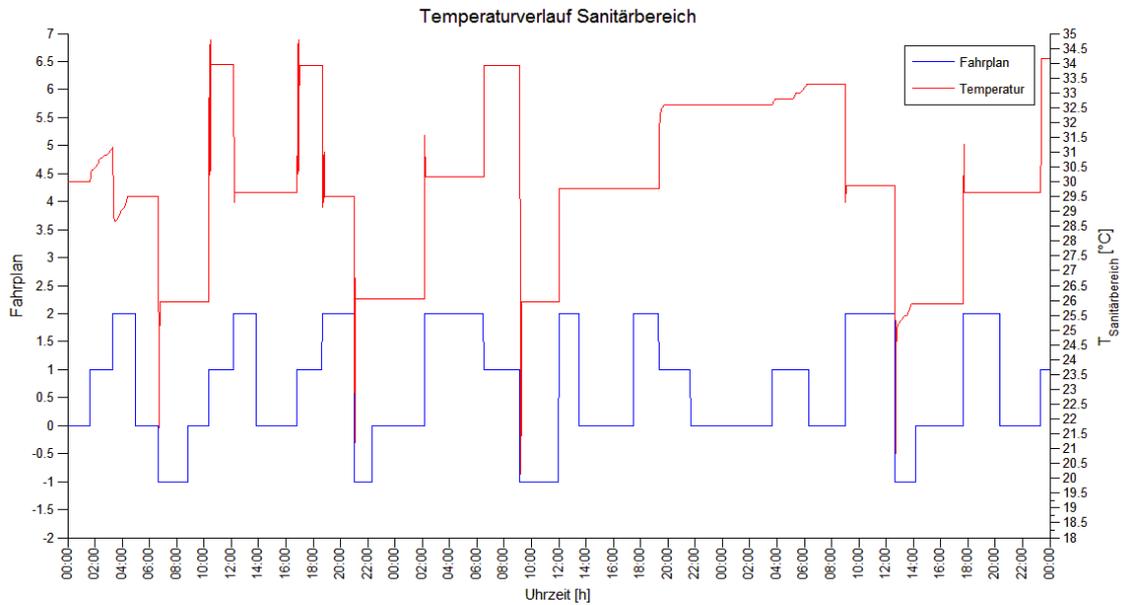


Abbildung A.15: Temperaturverlauf des Sanitärbereichs in Abhängigkeit des Fahrplans

## Analyse der Flexibilitätspotenziale in Abhängigkeit des Fahrplans

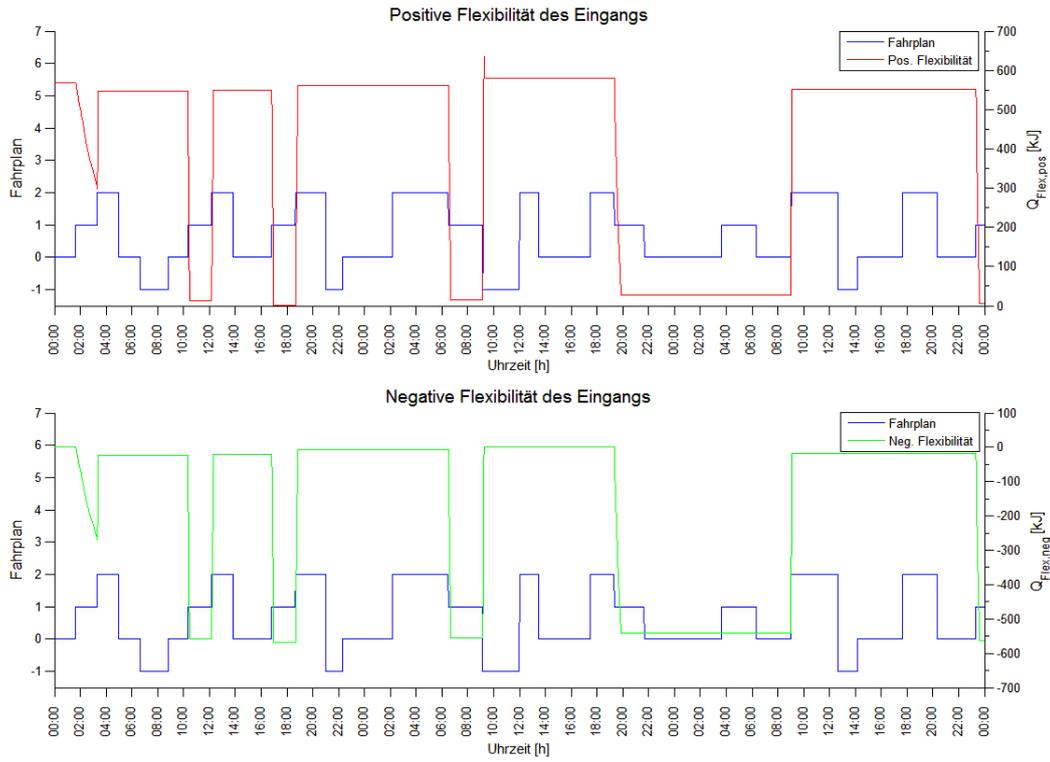


Abbildung A.16: Verlauf der Flexibilitäten des Eingangs in Abhängigkeit des Fahrplans

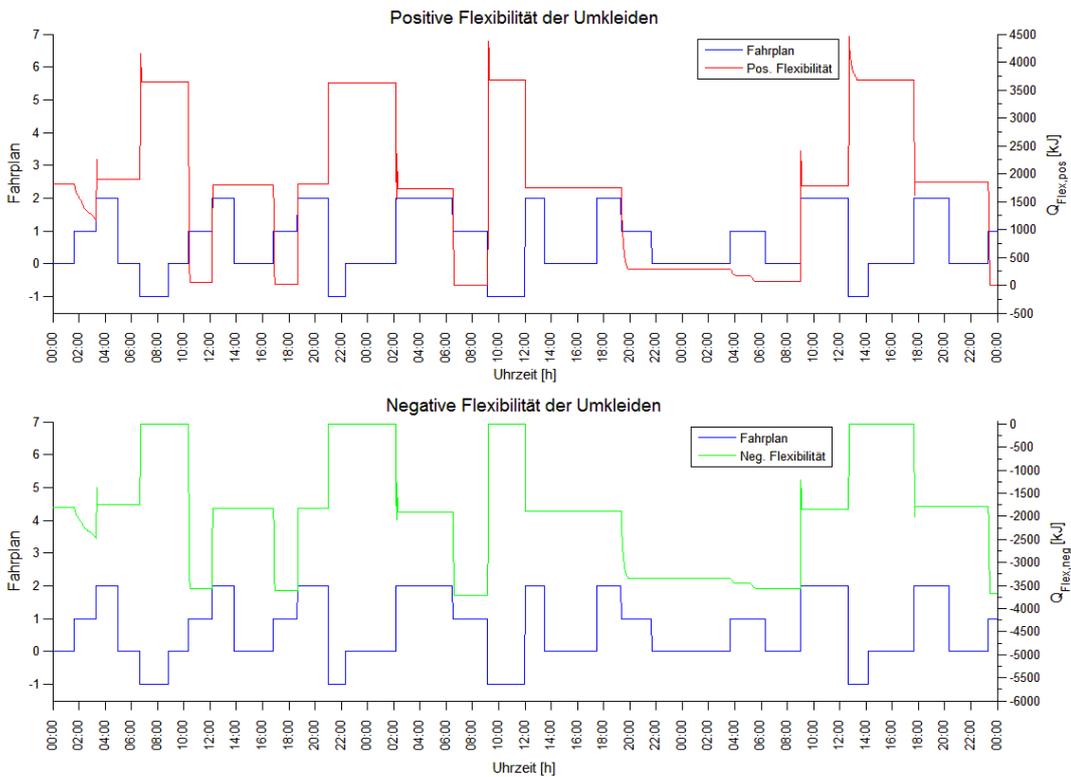


Abbildung A.17: Verlauf der Flexibilitäten der Umkleiden in Abhängigkeit des Fahrplans

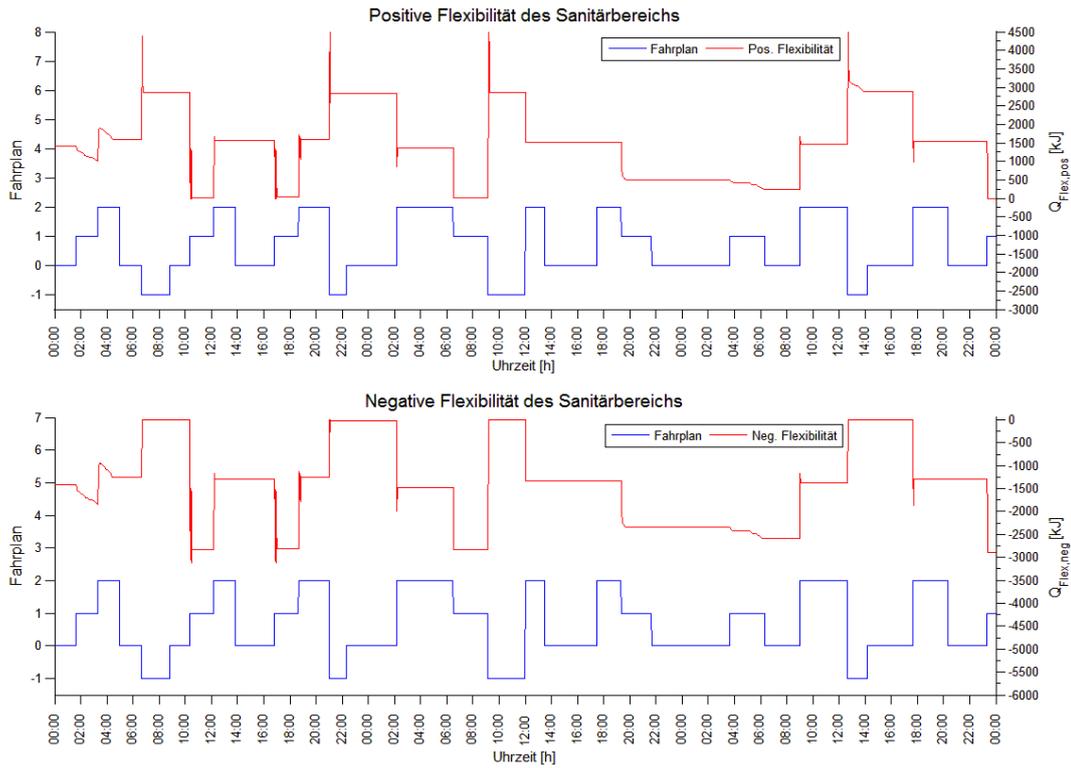


Abbildung A.18: Verlauf der Flexibilitäten des Sanitärbereichs in Abhängigkeit des Fahrplans

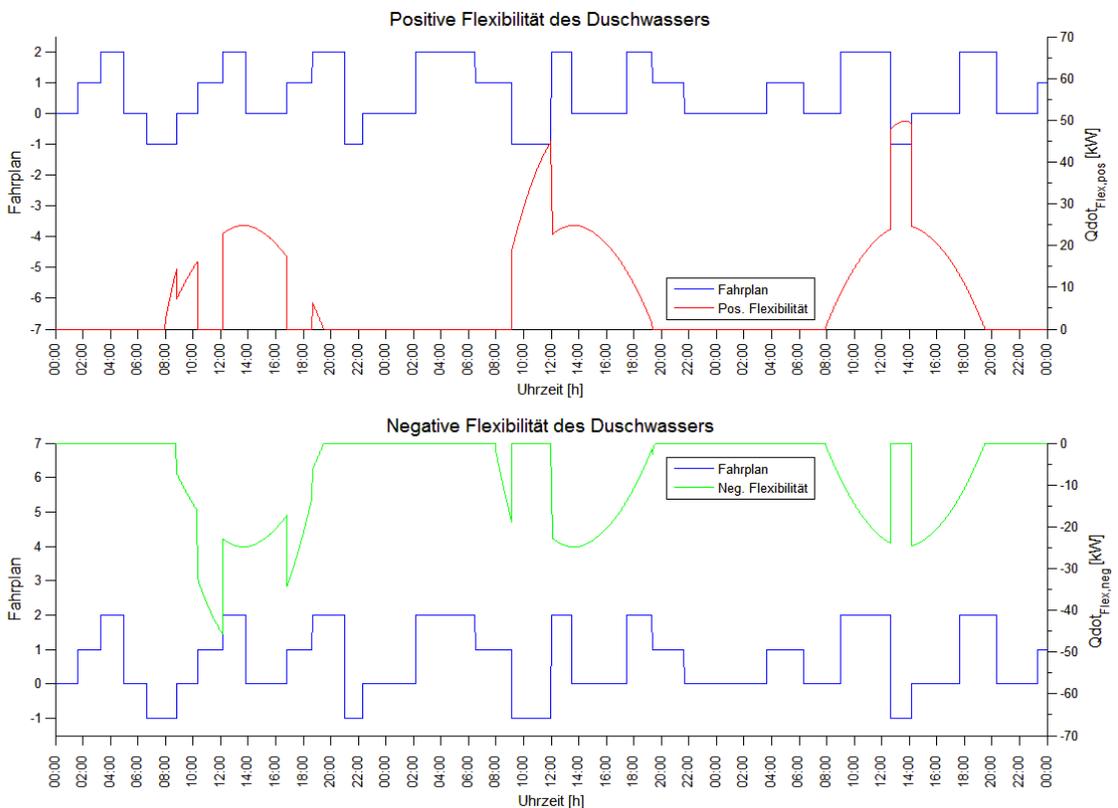


Abbildung A.19: Verlauf der Flexibilitäten des Duschwassers in Abhängigkeit des Fahrplans