

Diplomarbeit

Modellierung und Regelung eines
elektrisch angetriebenen Hauptlüfters
im hybriden Nutzfahrzeug

Diplomarbeit

an der

Technische Universität Graz

vorgelegt von

Marko Markulija

Institut Regelungs- und Automatisierungstechnik

Technische Universität Graz

Kopernikugasse 24, A-8010 Graz

September, 2012.

EIDESSTÄTLICHE ERKLÄRUNG

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommene Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am

.....
(Unterschrift)

STATUTORY DECLARATION

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

.....
Date

.....
(signature)

Kurzfassung:

In der Fahrzeugtechnik besteht das Streben, die Effizienz von Nutzfahrzeugen zu erhöhen. Die Motivation liegt in der Energieeinsparung und somit auch Kostenreduktion, welche heute eine sehr wichtige Rolle spielt, wenn man auf dem Wirtschaftsmarkt konkurrieren will. Neben der Energieeinsparung muss auch auf die Ökologie geachtet werden, was oft durch Gesetzgebung bestimmt wird. Damit werden die Nutzfahrzeughersteller gezwungen immer neuere Technologien im Nutzfahrzeug einzusetzen.

Diese Diplomarbeit konzentriert sich auf ein Nebenaggregat des Nutzfahrzeugs dem Hauptlüfter im Kühlsystem. Es werden zwei Möglichkeiten des Hauptlüfterantriebs verglichen, um Abschätzungen über Kraftstoffeinsparungen treffen zu können. Eine Variante ist der Viskolüfter, als heute meist eingesetzte Technologie und eine zweite Variante besteht in einem elektrisch angetriebenem Hauptlüfter. Da das untersuchte Nutzfahrzeug als Hybridfahrzeug ausgeführt ist, wird die Batterie als Energiequelle für den elektrisch angetriebenen Hauptlüfter herangezogen. Zusätzlich wurde untersucht, ob es zu einer Energieeinsparung kommt, wenn die elektrische Energie für den Hauptlüfterantrieb durch den Verbrennungsmotor erzeugt werden muss. Um den Verbrennungsmotor für die elektrische Energiegewinnung effizient zu betreiben, wurde eine Lastpunktanhebung des Verbrennungsmotors zur Kraftstoffverbrauchsreduktion angewandt.

Durch die Simulationen wurde bestätigt, dass durch den Einsatz eines elektrisch angetriebenen Hauptlüfters eine Kraftstoffeinsparung im Vergleich zum Viskolüfter erzielbar ist. Der Vorteil der Kraftstoffverbrauchsreduktion liegt einerseits im wirtschaftlicheren Betrieb des Fahrzeugs sowie im Schutz der Umwelt durch geringere Emissionen.

Abstract:

Automotive engineering is striving for more efficiency of commercial vehicles. The motivation is energy saving and thus also cost reduction which plays a very important role if one wants to compete in the economic market. In addition to energy saving, ecology must be taken into account. This is often determined by legislation and forces the manufacturers of commercial vehicles to always implement new technologies into commercial vehicles.

This thesis is concentrating on an auxiliary unit of the vehicles, namely on the main ventilation in the cooling system. It compares two options for main ventilation drive to make an assessment with respect to fuel saving. One version is the viscous drive fan, as the most often deployed technology today, and the second version is electrically powered main ventilation. Since the tested commercial vehicle is designed as hybrid vehicle, the battery is used as power source for the electrically powered main ventilation. Furthermore, this thesis examines if energy saving is possible when electrical energy for the main ventilation drive has to be generated by the internal combustion engine. Raising the load point of the combustion engine for fuel consumption reduction was applied to efficiently operate the internal combustion engine for production of electrical energy.

By means of simulations it was confirmed that using the electrically powered main ventilation it is possible to achieve fuel efficiency in comparison to the viscous drive fan. The advantage of the fuel consumption reduction is the more economic operation as well as the protection of the environment due to lower emissions.

Inhaltverzeichnis

Inhaltverzeichnis	4
Einleitung und Überblick	7
Gliederung der Diplomarbeit.....	8
1. Heutige Technik.....	9
1.2. Luftkühlung.....	9
1.3. Flüssigkeitskühlung.....	10
1.3.1. Thermoumlaufkreis	10
1.3.2. Zwangsumlaufkühlung.....	10
1.3.2.1. Kühlmittelpumpe.....	11
1.3.2.2. Kühler	12
1.3.2.3. Lüfter	13
1.3.2.4. Wärmetransport im Zwangsumlaufkreis:.....	15
1.3.2.5. Methoden zur Regelung der Motortemperatur.....	16
1.3.2.6. Idee zur Einsparung der Energie	17
2. Physikalische Grundlagen	19
2.1. Wärme (physikalische Betrachtung) (Meschede, 2010)	19
2.1.1. Wärme.....	19
2.1.2. Temperatur.....	19
2.1.3. Wärmekapazität	19
2.1.4. Perpetuum mobile 1.Art	21
2.1.5. Wärmetransport.....	21
2.1.5.1. Wärmestrahlung.....	21
2.1.5.2. Wärmeströmung (Konvektion)	21
2.1.5.3. Wärmeleitung.....	22
2.2. Wärmeübergang und Wärmedurchgang	23
2.3. Modellbildung für einen Lüfter.....	24
2.3.1. Lüfter Grundlagen.....	24
2.3.2. Ermittlung des Volumenstroms bei Lüftern.....	27
2.4. Modellbildung für den Verbrennungsmotor	28
2.4.1. Verlustleistung eines Verbrennungsmotors	28
2.4.2. Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors	28
2.4.3. Effektiver Mitteldruck.....	29
2.5. Theorie der Gleichstrommaschine.....	29

2.5.1.	Das Prinzip	29
2.5.2.	Elektromechanisches Modell	30
2.5.3.	Zusammenfassung Systemgleichungen	32
	Die Systemgleichungen lauten nun:	32
2.5.4.	Stationärer Betrieb	32
3.	Parameterbestimmung	33
3.1.	KULI Modell	33
3.2.	Motorkühlung.....	34
3.2.1.	Wasserpumpe.....	34
3.2.2.	Verbrennungsmotorcharakteristik	35
3.3.	Wasserkühler.....	36
3.4.	Massenpunkte	37
3.5.	Lüfter	38
3.6.	Strömungswiderstände	39
3.7.	Ladeluftkreis und Klimakreis.....	39
3.8.	Räumliche Anordnung	40
3.9.	Lüfterantrieb-Dimensionierung	40
3.10.	Luftmassenstrom	42
3.11.	Einfluss des Ladeluftkühlers und Klimakondensators	43
3.12.	Untersuchung und Aufzeichnen der Viskokupplung-Charakteristik	44
4.	Modellbildung und Simulation	46
4.1.	Sprungantworten der Temperatur des verifizierten Modells in KULI	46
4.1.1.	MATLAB Modell	47
4.1.2.	Simulationsergebnisse	50
4.2.	Modellbildung des gesamten Kühlsystems.....	51
4.2.1.	Differentialgleichungssystem.....	52
4.2.2.	Zusätzliche Parameter	53
4.3.	Problemformulierung	54
4.4.	Abstimmung des MATLAB & Simulink-Modells auf das KULI Modell.....	55
4.4.1.	Abstimmung durch Variation der angeströmten Fläche	55
4.4.2.	Abstimmung durch Änderung des Luftmassenstroms	57
4.5.	Abstimmung des MATLAB & Simulink-Modell mit gemessenen Daten	59
4.5.1.	Anpassung durch die Änderung des Verstärkungsfaktors des Luftmassenstroms (Anpassung des Temperaturmittelwerts).....	59

4.5.2.	Anpassung durch Änderung der thermischen Massen (Anpassung der Dynamik der Temperatur)	59
4.6.	Modellbildung einer Gleichstrommaschine	61
4.6.1.	Gleichstrommaschine Modell	61
4.6.2.	Auswertung des Energieverbrauchs	62
4.7.	Regelung des Modells.....	62
5.	Simulationsergebnisse.....	63
5.1.	Auswertung des Energieaufwands der gemessenen Fahrtstecke	63
5.2.	Auswertung der Simulationen des elektrisch angetrieben Hauptlüfters	66
5.2.1.	Simulationsergebnisse für 85 [°C] Solltemperatur	67
5.2.2.	Simulationsergebnisse für 87.3 [°C] Sollwert.....	69
5.2.3.	Simulationsergebnisse für 95 [°C] Sollwert.....	71
5.2.4.	Zusammenfassung der Ergebnisse.....	73
5.3.	Vergleich der Ergebnisse zwischen Viskolüfter und elektrisch angetriebenem Lüfter	73
6.	Zusammenfassung und Ausblick	77

Einleitung und Überblick

In dieser Einleitung wird eine mögliche Ausführung von Kühlungen bei einem LKW und die damit verbundenen Probleme beschrieben. Des Weiteren wird als Lösung eine bessere und effektivere Kühlung dargestellt.

Energieeinsparung ist ein wesentlicher Schwerpunkt in alle Branchen der Welt. Also ist es wichtig, wenig Energie für eine vorgegebene Aufgabe zu verbrauchen, einerseits um die Umwelt schützen, andererseits um die Kosten zu verringern.

Besonders heute ist das der wichtigste Punkt in der Automobilbranche. Bei steigendem Kraftstoffpreis, steigen auch die Betriebskosten eines Fahrzeugs und somit ergeben sich Nachteile am freien Markt. Andererseits ist auch der Treibhauseffekt nicht zu vernachlässigen, dem mit einer CO₂-Reduktion entgegengewirkt werden kann.

Diese Diplomarbeit fokussiert sich auf Nutzfahrzeuge, im speziellen auf Lastkraftwagen. Es geht um ein Hybridfahrzeug, welches einen Verbrennungsmotor und einen Elektromotor für die Fortbewegung einsetzt. Es gibt in vielen Nutzfahrzeugen Nebenaggregate (Verbraucher), die an die Verbrennungsmotordrehzahl gekoppelt sind und daher für viele Betriebsbereiche überdimensioniert sind, was unnötig Verluste erzeugt.

Jedes Fahrzeug funktioniert aufgrund von Energieumwandlung und bei jeder Energieumwandlung gibt es Energieverluste.

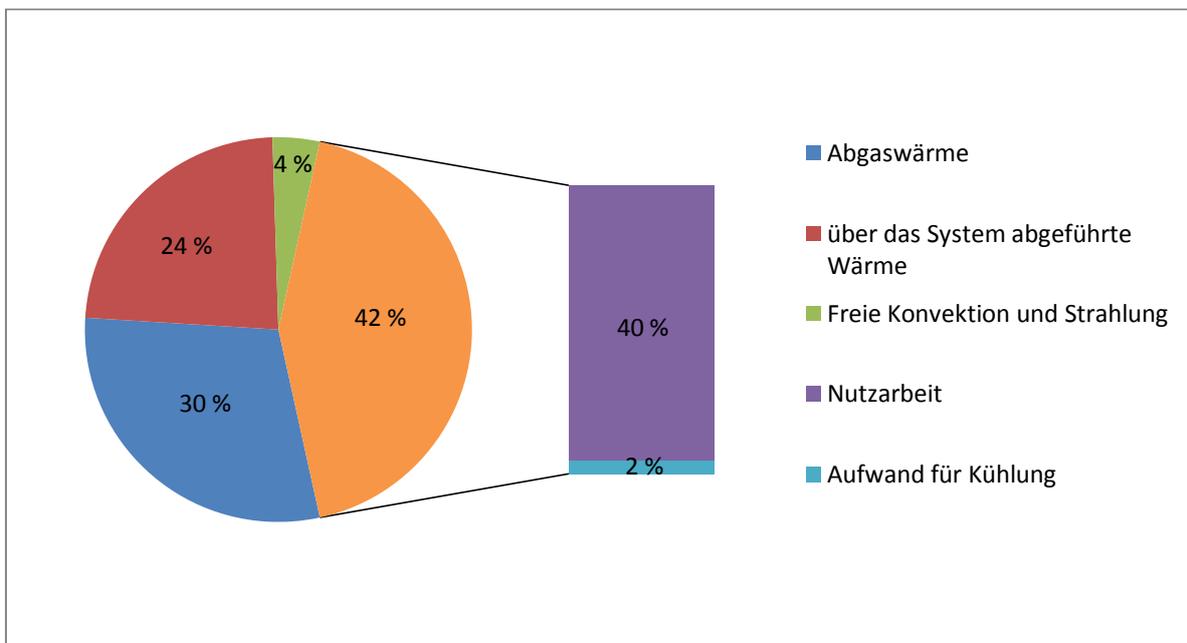


Abbildung 1: Wärmebilanz

Im Verbrennungsmotor eines Nutzfahrzeugs wird Energie aus dem Dieselkraftstoff grundsätzlich in zwei Teile geteilt (Abbildung 1). Ein Teil ist Nutzarbeit von ca. 42%, und der zweite Teil besteht aus Abwärme. Die Abwärme teilt sich auf in die Abgaswärme von ca. 30%, welche durch das Auspuffsystem abgeleitet wird, freie Konvektion und Strahlung mit ca. 4% und die Wärme, die über das Kühlsystem abgeführt werden muss mit ca. 24% (siehe Abbildung 1)[(Mollenhauer & Tschöke, 2007)]. Für ein Nutzfahrzeug entfallen 2% der Nutzarbeit auf die Kühlung, d.h. jene Wärme, die über

den Kühler abzuleiten ist. Das Ziel der Diplomarbeit ist eine Untersuchung der Möglichkeit, die Nutzarbeit der Kühlung weiter zu verringern. Als eine Möglichkeit der Kraftstoffeinsparung wurden verschiedene Regelungsstrategien des Hauptlüfterantriebs und der Antriebsenergiegewinnung untersucht und verglichen.

Gliederung der Diplomarbeit

Die Diplomarbeit ist in sieben Kapitel aufgeteilt:

Das Kapitel 1 beschreibt die heutige Kühlungstechnologie, die in den meisten Nutzfahrzeugen eingesetzt ist. Hierbei werden auch zwei Arbeiten mit verschiedenen Viskokupplungsteuerungen hinsichtlich Energieeinsparung verglichen. Abschließend wird in diesem Kapitel die Idee zur zusätzlichen Energieverbrauchsreduktion beschrieben.

Im zweiten Teil (Kapitel 2) wird der theoretische Hintergrund beleuchtet. Hier werden alle Begriffe und physikalischen Vorgänge erklärt und mit mathematischen Beziehungen beschrieben, wie z.B. Wärme, Lüfter, Verbrennungsmotorcharakteristik, Gleichstrommaschine und etc.

Der dritte Abschnitt (Kapitel 3) dient der Parametergenerierung, die für ein Modell der Kühlung relevant ist. Die Parameterbestimmung wurde grundsätzlich in der Software KULI durchgeführt.

Die aus dem vorigen Kapitel gewonnen Parameter werden für die Modellbildung und Simulation mit der Software MATLAB & Simulink herangezogen. Das Kapitel 4 beschreibt den Modellaufbau des Kühlungssystems, welches mit dem erwähnten Werkzeug modelliert wurde. Bei diesem Modell handelt es sich um einen vereinfachten Aufbau des Kühlsystems und die dazu notwendige Temperaturregelung.

Die aus dem Modell gewonnen Simulationsergebnisse werden in Kapitel 5 dargestellt. Die Ergebnisse der Simulationen wurden umgerechnet und zum Schluss verglichen, um einen Einblick in das Energieeinsparungspotential zu bekommen.

Das letzte Kapitel gibt eine Zusammenfassung der Diplomarbeit und einen Ausblick auf weiterführende Arbeiten in diesem Bereich.

1. Heutige Technik

1.1. Das Kühlsystem

Die Hauptaufgabe des Kühlsystems besteht darin, die Temperaturen im Brennraum zu senken, um die Festigkeit der Bauteile zu erhalten. Bei effektiver und stabiler Kühlung erfolgt:

- eine Verbesserung der Leistung durch bessere Füllung
- eine Verringerung des Kraftstoffverbrauchs und der Abgasschadstoffemission
- eine Verbesserung des Wirkungsgrads
- eine Gewährleistung der Sicherheit für Maschine und Fahrer (Feuer, etc.)
- eine Verlängerung der Lebensdauer des Verbrennungsmotors.

Es gibt verschiedene Arten der Motorkühlung. Grundsätzlich unterscheidet man zwischen einer Luftkühlung und einer Wasserkühlung.

1.2. Luftkühlung

Prinzipiell wird bei der Luftkühlung die Wärme direkt vom Motorbauteil auf die durchströmende Luft abgegeben. Es wird ein Gebläse verwendet, um eine Luftströmung zu produzieren. Auf einer Seite wird Luft angesaugt und auf der anderen wird sie durch verschiedene Kanäle, Lamellen und Leitbleche gedrückt. Die Luft strömt auch durch den Motorölkühler, um das Motoröl zu kühlen. Das Gebläse wird meistens mit der Motorwelle angetrieben. Es gibt verschiedene Möglichkeiten, um die Motorwelle und das Gebläse zu verbinden. Oft wird es direkt verbunden, aber es kann auch über Keilriemen, hydrostatisch oder über Zahnräder angetrieben werden. Die Luftmassenstrommenge wird mit der Gebläsedrehzahl geregelt und für die automatisierte Regelung wird ein Thermostat verwendet. Meistens wurde diese Art von Kühlung in alten PKWs eingesetzt (Porsche, VW Käfer...), jedoch kaum in Nutzfahrzeugen aufgrund der größeren Schwankungen der Betriebstemperatur. Diese Variante hat verschiedene Vor- und Nachteile (Wallenstein, 1998):

Vorteile:

- Einfacher, kostengünstiger Aufbau
- Geringeres Gewicht
- Höhere Betriebssicherheit
- Geringerer Wartungsaufwand
- Schnelles Erreichen der Betriebstemperatur
- Betriebspunkt kann höher liegen als der Siedepunkt eines Kühlmittels

Nachteile:

- Größere Schwankungen der Betriebstemperatur
- Größere Kolbenspiele erforderlich und somit anfälliger für Kolbenkippen
- Keine Geräuschdämpfung auf Grund des fehlenden Wassermantels
- Hoher Leistungsbedarf für Gebläse
- Schlechte Innenraumheizung

1.3. Flüssigkeitskühlung

Bei dieser Art der Kühlung wird ein flüssiges Medium für die schnelle Wärmeabfuhr vom Motorblock verwendet. Meistens handelt es sich um ein Kühlmittel, welches eine hohe Wärmekapazität hat. Das Problem ist, dass das Wasser mit dem Motorblock bzw. Zylinder und Zylinderkopf in Kontakt sein muss, um einen Wärmeübergang zu ermöglichen. Zylinder und Zylinderkopf müssen doppelwandig gebaut und abgedichtet werden, um die Vermischung von Dieselmotorkraftstoff, Motoröl und Wasser zu verhindern. Es gibt zwei Arten von der Flüssigkeitskühlung, einerseits die Thermoumlaufkühlung und andererseits die Zwangsumlaufkühlung.

1.3.1. Thermoumlaufkreis

Diese ist die einfachste Form der Wasserkühlung. Sie basiert auf der Durchströmung des Systems mit dem Kühlmittel auf dem Prinzip unterschiedlicher Dichte. Das Kühlmittel hat bei verschiedenen Temperaturen unterschiedliche Dichte. Somit sinkt das gekühlte Wasser ab und das erwärmte steigt nach oben. Im Vergleich zur Zwangsumlaufkühlung wird hier keine Pumpe eingesetzt, deswegen ist der Massenstrom durch den Motorblock kleiner, wodurch der Wärmeübergang eventuell unzureichend und ungleichmäßig verläuft.

1.3.2. Zwangsumlaufkühlung

Aufbau einer Zwangsumlaufkühlung (Abbildung 2):

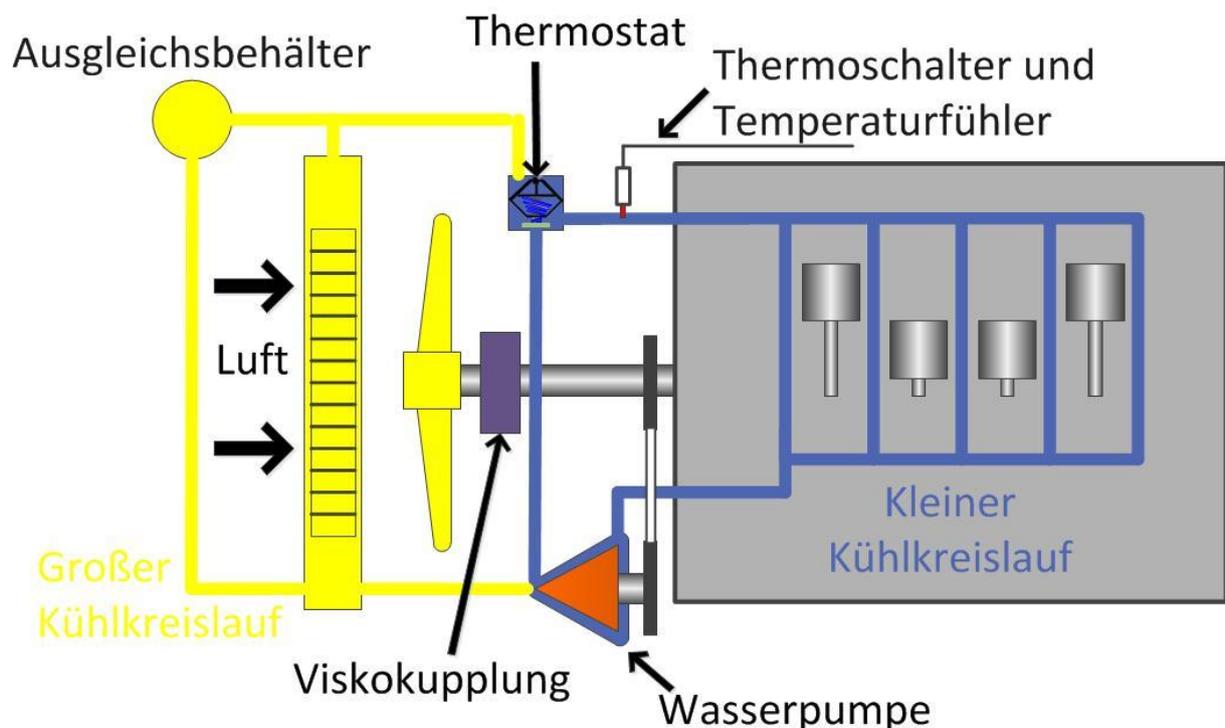


Abbildung 2: Zwangsumlaufkühlkreis

Sie besteht in heutigen Fahrzeugen aus zwei Umlaufkreisen, einem kleinen Kühlkreislauf und dem Hauptstromkreislauf (großer Kühlkreislauf). Der Thermostat entscheidet, welcher Kreis durchströmt wird. Temperaturfühler und Temperaturanzeige dienen zur Kontrolle der Kühlmitteltemperatur. Die Kühlfüssigkeitspumpe unterstützt die schnellere Durchströmung der Flüssigkeit durch den Motor

und den Kühler. Der Ausgleichsbehälter dient zum Ausgleich von Druckänderungen, die durch die Wärmeausdehnungen des Kühlmediums verursacht werden. Lüfter werden zur die Vergrößerung Luftmassenstroms eingesetzt und Kühler zum besseren Wärmeaustausch zwischen Kühlmittel und Luft. In heutigen Fahrzeugen kommen vor dem Wasserkühler noch der Ladeluftkühler und der Klimakondensator, welche ebenfalls mit der Umgebungsluft einen Wärmeaustausch vornehmen.

1.3.2.1. Kühlmittelpumpe

Bei dieser Form der Wasserkühlung wird im Kühlsystem noch zusätzlich eine Kühlmittelpumpe eingesetzt. Mit der Pumpe wird der Kühlmittelmassenstrom größer, dadurch ist auch eine größere Wärmeübertragung vom Motorblock zum Kühler möglich. Somit wird auch eine geringere Temperaturdifferenz zwischen dem Ein- und Ausgang des Motorblocks erreicht. Damit können die Wärmespannungen gering gehalten werden. Durch die hohe Kühlleistung aufgrund der Pumpe würde der Warmlauf des Verbrennungsmotors stark verlängert werden, was größere Verluste durch hohe Reibung zur Folge hat. Das wird durch einen Thermostat (Abbildung 3) kompensiert, welcher beim Warmlauf den Kühler abtrennt und das Kühlmittel im Motorblock umwälzt.

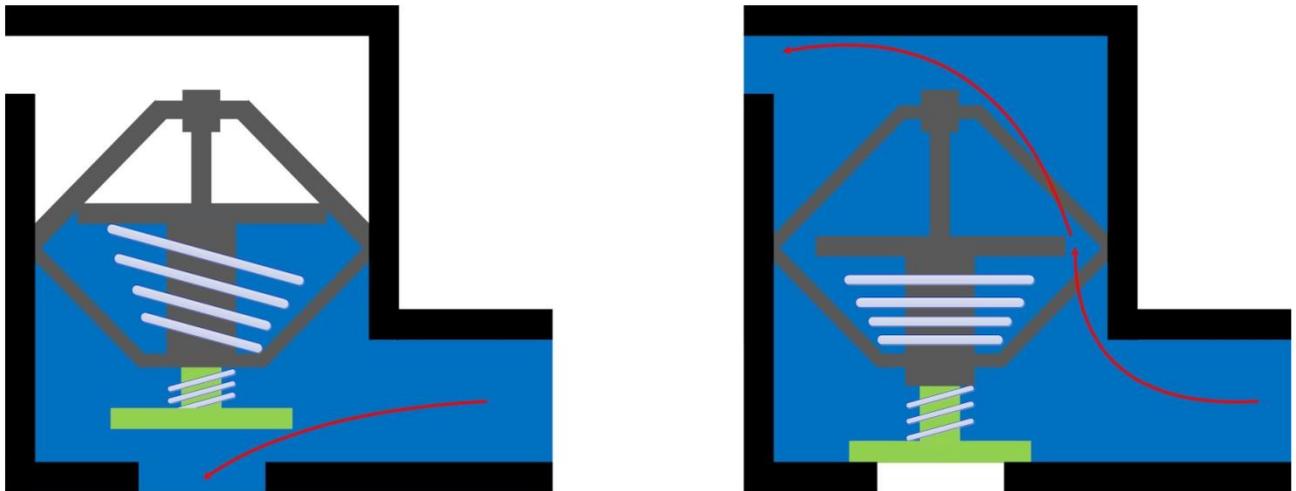


Abbildung 3: Thermostat-Aufbau

Die Pumpe wird über einen Keilriemen durch die Kurbelwelle angetrieben. Meistens handelt sich um Kreiselpumpen (zentrifugal Pumpe) (Abbildung 4).

Das Gehäuse ist spiralförmig aufgebaut und die Pumpe hat einen schaufelbesetzten Rotor, der sich mit entsprechender Geschwindigkeit dreht.

Die Flüssigkeit fließt beim Saugstutzen in die Pumpe ein und gelangt in den Laufradeinlauf. Durch die Drehung des Laufrads wird die Flüssigkeit von der Mitte des Laufrads über eine Kreisbahn nach außen beschleunigt. Die Zentrifugalkraft bewirkt, dass sich die Flüssigkeit von der Drehachse zum spiralförmigen Sammelrohr bewegt. Dadurch steigt der Druck auf der Außenseite des Laufrads und sinkt auf der inneren Seite, wodurch das Kühlmedium fließt. Aufgrund der Vorteile dieser Kühlung wird sie am häufigsten in Fahrzeugen eingesetzt.

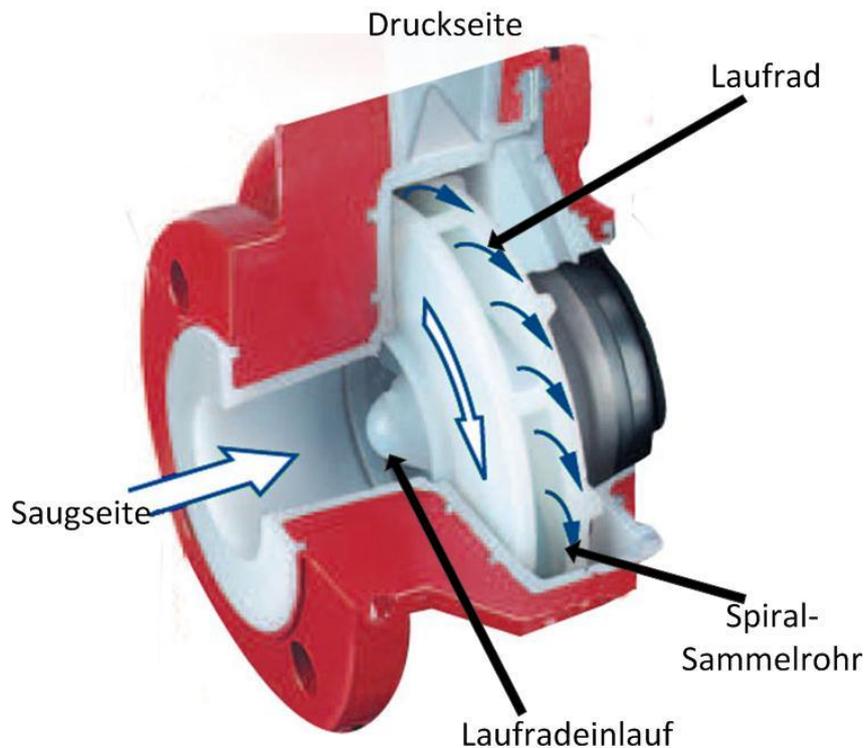


Abbildung 4: Wasserpumpe (Ignatowitz, 2011)

1.3.2.2. Kühler

Ein Kühler besteht aus Röhren und einem Lamellensystem, um die Kontaktfläche möglichst groß zu halten. Der Wärmeübergang zwischen zwei Medien steigt, je höher die Strömungsgeschwindigkeit und je größer die Kontaktfläche ist. Die Temperatur im Kühler hängt von zwei Faktoren ab, vom Massenstrom des Wassers durch den Kühler (inneres Medium), der vom Thermostat und der Wasserpumpe abhängig ist und vom Massenstrom der Luft (äußeres Medium), der von der Fahrgeschwindigkeit und der Lüfterdrehzahl abhängig ist.

Grundsätzlich besteht der Kühler aus zwei Wasserkästen. Zwischen den beiden Kästen befindet sich das Kühlnetz (Rohre oder Lamellen). Das Wasser fließt in den oberen Wasserkasten ein, strömt dann durch das Kühlnetz und verlässt den Kühler durch den unteren Wasserkasten.

Beim Wasserrohrkühler werden die Wasserkästen mit dünnwandigen Metallrohren verbunden. Um die Fläche zu vergrößern, werden auf Metallrohre noch Kupfer oder Aluminiumbleche geschweißt. Ein solcher Aufbau bewirkt, dass diese Kühler sehr widerstandsfähig sind.

Lamellenkühler bestehen aus zusammengelöteten Kupferlamellen oder Kupferlegierungen. Lamellenkühler haben flache Kanäle, welche vom Kühlmittel durchflossen werden. Durch den Zusammenbau vieler Lamellen ergibt sich ein dichtes Gitter, welches den Vorteil einer großen Fläche hat, aber den Nachteil, dass das engmaschige Gitter, durch das die Kühlluft strömt, leicht verstopfen kann. Im Vergleich zum Wasserröhrenkühler hat dieser Kühler eine bessere Kühlwirkung aber eine geringere Festigkeit.

Den Querstromkühler gibt es in zwei Ausführungen. Bei der einen sind der Kühlflüssigkeitseingang und –ausgang jeweils auf einer Seite des Kühlers. Bei der anderen Ausführung befindet sich der Ein- und Ausgang der Flüssigkeit auf einer Seite, was Vorteile bietet. Es gibt einen oberen und unteren Wasserkasten. Im oberen Bereich des Kühlers fließt die Flüssigkeit nach rechts und wird auf der

rechten Seite gesammelt. Im unteren Bereich fließt die Flüssigkeit nach links (Abbildung 5). Es wird die Kühlwirkung verbessert, weil die Flüssigkeit den Kühler zweimal durchströmt. Es kann zu einer signifikanten Wärmeausdehnung aufgrund der hohen Kühlleistungen kommen, deswegen hat diese Form des Kühlsystems oft einen Ausgleichbehälter.

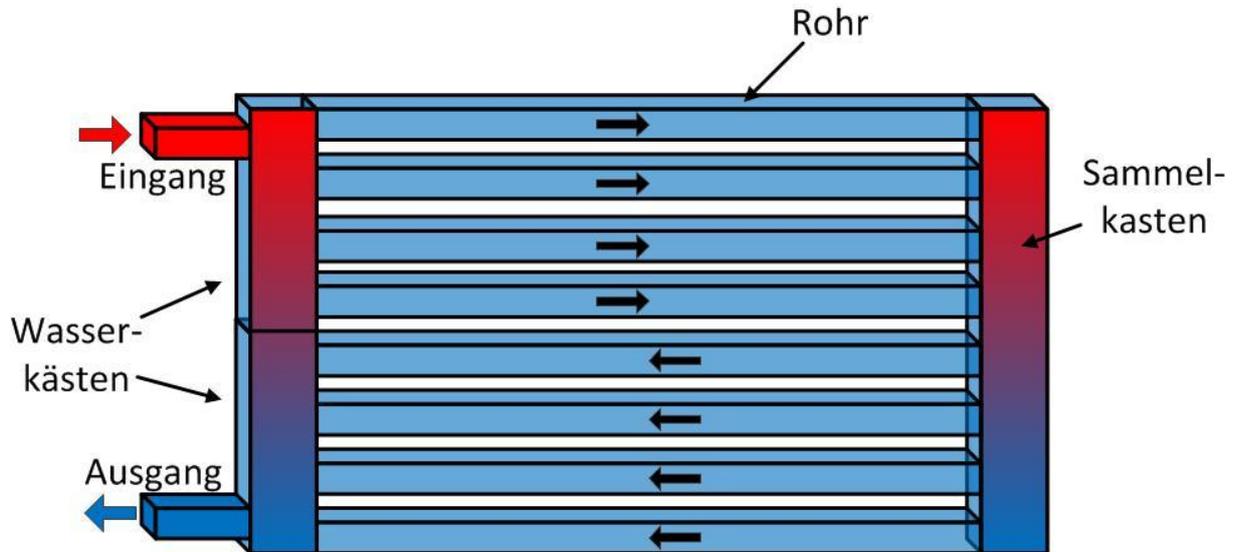


Abbildung 5: Querstromkühler

1.3.2.3. Lüfter

Der Lüfter ist ein Teil des Kühlsystems im Fahrzeug und dient der Verbesserung der Kühlung durch eine Vergrößerung des Luftmassenstroms. Der Luftmassenstrom, den der Lüfter erzeugt, wird beidseitig ausgenutzt. Saugseitig werden der Wasserkühler, Ladeluftkühler und der Klimakondensator gekühlt. Druckseitig werden die Einspritzdüsen, Hochdruckleitungen und Auspuffkrümmer abgekühlt. Es gibt verschiedene Ausführungen von Lüfterantrieben (direkt auf der Motorwelle mit Viskokupplung, Riementriebe, Zahnräder ...). Im LKW wird häufig ein Viskolüfter eingesetzt. Der Viskolüfter besitzt eine Viskokupplung für die Drehzahlregelung. Der Grund für den Einsatz einer Viskokupplung liegt in der Möglichkeit, den Lüfter bedarfsgerecht zu regeln und damit Energie einzusparen. Die Viskokupplung basiert auf dem Prinzip der Kraftübertragung zwischen Motorwelle und Lüfter durch Verringerung des Schlupfs zwischen diesen zwei Komponenten. Als Mittel zur Reduzierung des Schlupfs wird zähes Silicon-Öl verwendet.

Viskokupplung:

Aufbau: Der wichtigste Teil der Viskokupplung (Abbildung 6) ist das Bimetallelement. Es dient zur Regelung der Drehzahl und wird von der Luft hinter dem Kühlerpaket angeströmt. Auf dem Bimetall ist ein Schaltstift befestigt, welcher wiederum mit einer Federplatte verbunden ist. Die Federplatte befindet sich im Gehäuse, welches durch eine Zwischenschreibe in einen Vorratsraum und einen Arbeitsraum unterteilt wird. Im Arbeitsraum befindet sich die Antriebsschreibe, die auf der Motorwelle befestigt ist. Die Zwischenschreibe enthält ein Loch, durch welches Öl vom Vorratsraum in den Arbeitsraum fließen kann (Wallenstein, 1998).

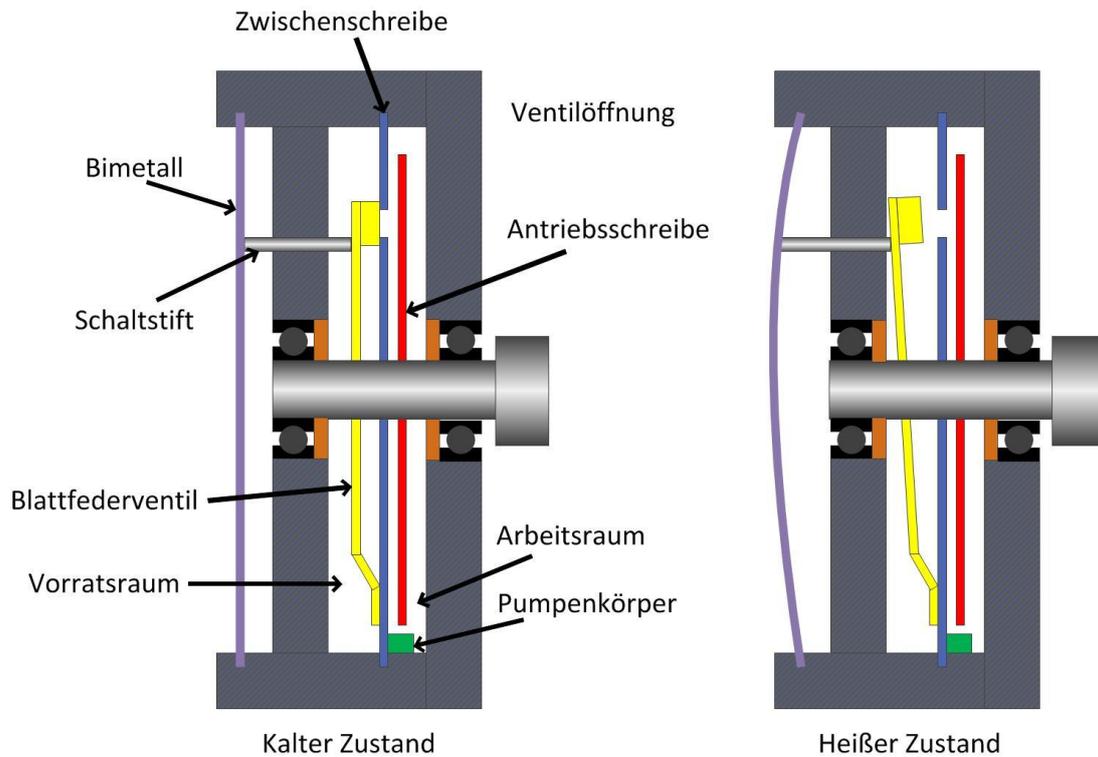


Abbildung 6: Viskokupplung

Funktionsweise:

Nachdem die Luft das Kühlerpaket durchströmt hat, erwärmt es das Bimetallelement, welches sich dadurch zu biegen beginnt. Über den Schaltstift wird das Blattfedervertil geöffnet. Dadurch kann das Silikonöl durch die Zwischenschreibe vom Vorratsraum in den Arbeitsraum fließen. Durch das zufließende Silikonöl wird der Schlupf zwischen Antriebsschreibe und Viskokupplungsgehäuse kleiner und die Lüfterblätter, welche mit dem Kupplungsgehäuse verbunden sind drehen sich schneller. Wenn das Bimetall durch kalte Luft angeströmt wird, fängt sich das Bimetallelement zurückzubiegen an und damit wird das Blattfedervertil geschlossen. Das Silikonöl, das sich im Arbeitsraum befindet, wird in den Vorratsraum zurückgepumpt.

Vorteile der Flüssigkeitskühlung(Wallenstein, 1998):

- gleichmäßige Kühlung
- geringer Leistungsbedarf
- gute Geräuschdämpfung
- bessere Innenraumheizung

Nachteile der Flüssigkeitskühlung:

- hohes Gewicht, Platzbedarf
- höhere Störanfälligkeit (Thermostatausfall, Undichtheit, Frostschäden)

1.3.2.4. Wärmetransport im Zwangsumlaufkreis:

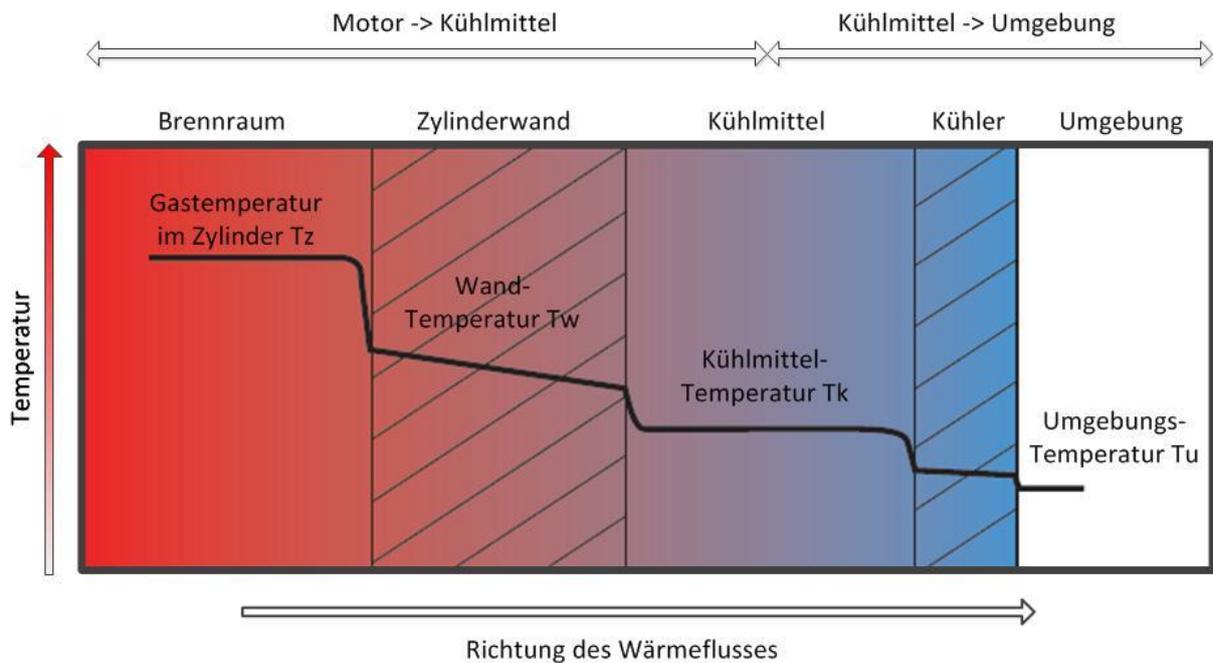


Abbildung 7: Wärmetransport im Zwangsumlaufkreis

Es werden vier verschiedene Wärmetransporte betrachtet (Abbildung 7)(Mollenhauer & Tschöke, 2007): Brenraum - Zylinderwand, Zylinderwand - Kühlmittel, Kühlmittel - Kühler, Kühler - Umgebung.

Brenraum – Zylinderwand

Die Temperatur im Brenraum kann einen Wert von 2000 [°C] erreichen. Die Temperatur des erwärmten Gases im Brenraum sinkt in der Nähe der Zylinderwand ab. Ein Teil der Wärme wird direkt durch das Gas über die verbrannten Gase durch den Auspuff an die Umgebung abgegeben und der andere Teil der Wärme wird über die Zylinderwand ins Kühlwasser übertragen. Weil die Wärmekapazität des Gases sehr klein ist, gibt es die Wärme schnell ab und darum ist der Wärmeabfall an der kühlen Zylinderwand sehr groß. Wie weit die Temperatur abfällt, hängt von der Differenz der Temperaturen, dem Wärmeübertragungskoeffizienten und der Wärmekapazitäten des Gases und der Zylinderwand ab. Die Temperatur der Zylinderwand ist nicht konstant, sondern sinkt zum Kühlmantel hin ab. Ein Teil der Wärme wird durch Konvektion und Strahlung abgegeben und gelangt somit nicht ins Kühlmittel.

Zylinderwand – Kühlmittel

Grundsätzlich geht es bei der Motorkühlung um die Kühlung von Motorbauteilen. Voraussetzung für eine wirkungsvolle Verbrennungsmotorkühlung ist eine ausreichende Kühlmittelbeaufschlagung des Zylinderkopfs und der Laubbuchsen. Die Dampfblasen entlang der Zylinderwand müssen sofort abgespült werden, um einen besseren Wärmeübergang zu ermöglichen. Auch die Totwasserzonen müssen vermieden werden. Wenn die vorher genannten Bedingungen eingehalten werden, kann der Wärmeübergang zwischen Zylinderwand und Kühlwasser mit der folgenden, einfachen Formel beschrieben werden:

$$q_{WK} = \alpha_K (T_{WK} - T_K) \quad (1.1)$$

q_{WK} Wärmestromdichte [Wm^{-2}]
 α_K Wärmeübertragungskoeffizient [$Wm^{-2}K^{-1}$]
 T_{WK} Zylinderwandtemperatur [K]
 T_K Kühlmitteltemperatur [K]

Die Temperaturen sind einfach zumessen, aber ein Problem stellt die Messung der Wärmeübergangskoeffizienten dar. Sie sind von der Strömungsgeschwindigkeit, der Dichte, der spezifischen Wärmekapazität, der Wärmeleitfähigkeit, der Zusammensetzung der Wärmebelastung, der Ausformung der Bauteile und u.v.m. abhängig. Dadurch treten im Motorblock verschiedene Wärmeübertragungsverhältnisse auf.

Kühlmittel – Kühler

Abbildung 7 zeigt einen hohen Temperaturabfall zwischen Kühlmittel und Kühler, welcher dadurch entsteht, dass der Kühler aufgrund seiner großen Fläche und Materialien einen guten Wärmeübergang aufweist.

Kühler – Umgebung

Dieser Wärmeübergang ist der geringste, da Luft eine sehr kleine Wärmeleitfähigkeit und Wärmekapazität besitzt. Um den Wärmeübergang zu verbessern, vergrößert man die Fläche von Kühlern durch Lamellen und den Luftmassenstrom durch den Lüfter.

(www.behr.de, 2012)

1.3.2.5. Methoden zur Regelung der Motortemperatur

Es werden verschiedene Methoden getestet, um den Kraftstoffverbrauch zu verringern. Die größte Rolle bei der Einsparung des Kraftstoffs spielen die Wasserpumpe, der Thermostat und der Lüfter. Durch die verschiedenen Methoden der Regelung dieser Komponenten kann man wesentliche Einsparung erreichen. In dieser Arbeit wird nur die Möglichkeit von Kraftstoffeinsparung durch den Hauptlüfter untersucht.

Im Buch von Lunanova (Lunanova, 2009) wird die Arbeit von Hager (Hager, Gumpoldsberger, Reitbauer, Mühlbach, Buchholz, & Sorg, 2002) beschrieben, in der zwei Methoden zur Regelung verglichen wurden. Die erste Methode ist ein mit Bimetall geregelter Lüfter und die zweite beinhaltet eine extern (elektrisch) gesteuerte Viskokupplung. Beim Vergleich erkennt man, dass die Regelung der Viskokupplung mit Bimetall eine Trägheit besitzt, was bedeutet, dass die Kühlwirkung durch den Lüfter verspätet eintritt. Die Methode mit der elektrisch geregelten Viskokupplung reagiert schneller, hat kleinere Anstiegszeiten und damit eine wesentlich kleinere Kühlwirkungsverzögerung. Wegen dieser Trägheit hat die Methode der Bimetallregelung den Nachteil, dass Lüfter eine Leerlaufdrehzahl besitzen müssen, so dass bei einem Lastsprung die Kühlmitteltemperatur in bestimmten Grenzen gehalten werden kann. In der Arbeit von Hager (Hager, Gumpoldsberger, Reitbauer, Mühlbach, Buchholz, & Sorg, 2002) wird ein Stufenversuch der zwei Methoden behandelt, bei dem der Verlauf von Lüfterdrehzahlen bei einem Sprung der maximalen Verlustleistung des Verbrennungsmotors dargestellt ist. Man sieht, dass sich der bimetallgeregelter Lüfter später einschaltet, aber auch viel später ausschaltet. Es ist offensichtlich, dass der bimetallgeregelter Lüfter mehr Energieverbrauch und

größere Abweichungen von der geregelten Kühlmitteltemperatur hat. Die Methoden werden auch bei einem Straßenzklus getestet. Nach der Auswertung der verbrauchten Energie ist es offensichtlich, dass die elektrisch angesteuerte Viskokupplung, eine Kraftstoffeinsparung von bis zu 0.34% erreichen kann. Bei Verwendung eines stärkeren Lüfters steigt die Einsparung auf 1% in Abhängigkeit vom Fahrzyklus.

In Buch von Lunanova (Lunanova, 2009) wird auch die Arbeit von Bhat (Bhat, Joshi, Shlozaki, Ogasawara, Yamada, & Somu, 2006) zitiert, die ebenfalls einen elektrohydraulischen Viskolüfter betrachtet. Die verwendete Regelung in dieser Arbeit ist deutlich komplizierter ausgeführt. Es werden verschiedene Parameter als Einflussgrößen untersucht, wie z.B. Kühlmitteltemperatur, Öltemperatur des Automatikgetriebes, Außentemperatur etc. Es wird auch die Lüfterdrehzahl gemessen, so dass das Steuergerät jederzeit den Drehzahlsollwert einstellen kann. Die Drehzahlregelung erfolgt durch die Regulierung des Ölvolumens im Zwischenraum. Auch in dieser Arbeit wird die Regelung mit der Bimetallregelung verglichen. Die entwickelten Methoden werden über verschiedene Fahrzyklen (Stadt, Autobahn und Vollbelastet) simuliert. Je nach Fahrzyklus ergeben sich Einsparungen der Antriebsleistung von 25 bis 85 %. Die Kühltemperaturverläufe beim Autobahnzyklus und beim Vollastzyklus sind bei beiden Regelungen ungefähr gleich, jedoch beim Stadtzyklus merkt man die Abweichung von 10 [°C] zwischen der Kühlmitteltemperatur des Bimetalls und hydroelektrische geregelte Viskokupplung. Dadurch lässt sich ein Teil der Kraftstoffersparnis im Stadtzyklus erklären. Die Kraftstoffersparnis für den Stadtzyklus beträgt 0.13/100 [l/km], für die Autobahn 0.26/100 [l/km] und bei Vollast erzielt man 0.36/100 [l/km] Einsparung.

1.3.2.6. Idee zur Einsparung der Energie

Bei allen vorher genannten Arbeiten ist der Lüfter durch eine Motorwelle angetrieben. Es wird nur die Drehmomentübertragung zwischen Lüfter- und motorseitigem Antrieb, somit die Lüfterdrehzahl geregelt. Es basiert immer auf der Zufuhr von Öl, welches den Schlupf zwischen Antriebsdrehzahl und Lüfterdrehzahl verkleinert, sodass die Lüfterdrehzahl steigt. Diese Form der Drehzahlregelung besitzt jedoch Nachteile. Einerseits dreht sich der Lüfter immer mit und hat somit eine Leerlaufdrehzahl. Weiters kann sich der Lüfter nicht schneller als die aktuelle Motordrehzahl drehen. Es gibt eine Möglichkeit die Drehzahl mit einem Getriebe zu vergrößern, aber dann steigt auch die Leerlaufdrehzahl. Ein zusätzlicher Nachteil der reinen bimetallgeregelten Viskokupplung ist die Trägheit des Gesamtsystems. Aufgrund der Trägheit kommt es zu wesentlichen Abweichung zwischen der Soll- und der Isttemperatur an der Messstelle. Somit muss die Temperatur des Kühlmittels weit unter der maximal zulässigen Temperatur gehalten werden, um Überschreitungen dieser zu vermeiden.

Als Verbesserung wird eine nahezu verzögerungslose Regelung vorgeschlagen. Mit einer solchen Regelung kann man die hohen Temperaturschwankungen im Kühlsystem verringern, wodurch man eine stabilere Motorblocktemperatur enthält. Wenn kleinere Abweichungen von der Solltemperatur gesichert werden können, dann kann man die Kühlmittelsolltemperatur höher wählen. Mit höherer Kühlmitteltemperatur ergeben sich viele Vorteile. Als herausragender Vorteil ist zu nennen, dass die Lüfterdrehzahl in vielen Betriebspunkten der Verbrennungskraftmaschine reduziert werden kann und damit der Energieverbrauch des Lüfters kleiner wird. Durch das schneller erwärmte Öl erfolgt eine Reduktion des Reibmitteldrucks, was ebenfalls Kraftstoffersparnis bringt. Diese nahezu verzögerungslöse Regelung kann man mit einem elektrischen Motor als Lüfterantrieb durchführen. Die Lüfterdrehzahl wird direkt von der Kühlmitteltemperatur (Austritttemperatur aus dem

Motorblock) bestimmt. Der vorhandene Temperatursensor nach dem Motorblock misst somit direkt die Systemausgangsgröße und kann sofort auf Temperaturänderung reagieren. Ein wichtiger Vorteil ist, dass sich der Lüfter unabhängig von der Motordrehzahl drehen kann. Somit kann er sich mit größerer Drehzahl als der Verbrennungsmotordrehzahl drehen, oder wenn es keine Notwendigkeit für seinen Einsatz gibt, kann er abgeschaltet werden. Der zweite Vorteil ist, dass die elektrische Energie für den Lüfterantrieb in Form von Rückgewinnung der Bremsenergie beim Hybridfahrzeug erzeugt werden kann und in einer Batterie gespeichert werden kann.

2. Physikalische Grundlagen

In diesem Kapitel 2 werden die physikalischen Vorgänge, die bei einem Kühlsystem auftreten, erklärt. Zuerst werden die Wärme und alles Relevante zur Wärme beschrieben, wie z.B. der Wärmetransport. Danach kommt der theoretische Teil über den Lüfter. Es wird auch die Theorie über den Verbrennungsmotor kurz beschrieben und am Ende werden die Grundlagen der Gleichstrommaschine behandelt.

2.1. Wärme (physikalische Betrachtung) (Meschede, 2010)

2.1.1. Wärme

Wärme kann man auf zwei Wegen beschreiben: Einerseits als die Materie mit den Eigenschaften einer mehr oder weniger homogenen Substanz, die mit wenigen Größen wie Druck und Temperatur beschrieben werden kann. Andererseits als die Eigenschaft einzelner Teilchen, in einer fast unvorstellbar großen Anzahl 10^{19} in einem cm^3 . Das einfachste Modell für alle Überlegungen zur Wärme ist ein ideales Gas. Dort kann man sich die Wärme als ungeordnete Molekülbewegung vorstellen. Die Wärmeenergie besteht aus Bewegungsenergie der Atome und Moleküle in der Materie (Meschede, 2010).

2.1.2. Temperatur

Die translatorische Energie eines Moleküls ist durch Formel $\bar{E}_{trans} = \frac{1}{2} m \overline{v^2}$ gegeben. Diese Energie ist gleich der Wärme:

$$\bar{E}_{trans} = \frac{1}{2} m \overline{v^2} = \frac{3}{2} kT; \quad (2.1)$$

\bar{E}_{trans} translatorische Energie [J]
 m Masse [kg]
 $\overline{v^2}$ quadratisch gemittelte Geschwindigkeit [m^2/s^2]
 k Boltzmann-Konstante
 $k = 1.381 \cdot 10^{-23} [JK^{-1}]$
 T Temperatur [K]

Die Temperatur hat die Einheit Kelvin [K].

„1 Kelvin ist ebenso groß wie 1°C, das als 1/100 des Abstandes zwischen dem Gefrier- und dem Siedepunkt des Wasser unter 1013 [bar] Druck definiert ist. Bei diesem Druck liegt der Gefrierpunkt des Wassers bei 272.2 [K], sein Siedepunkt bei 375.2 [K]“ (Meschede, 2010)

Der absolute Nullpunkt, ist jene Temperatur, bei der die Moleküle völlig in Ruhe sind, also die Energie Null ist.

2.1.3. Wärmekapazität

Um die Temperatur eines Körpers zu erhöhen, muss man die Geschwindigkeit der Moleküle im Körper erhöhen. D.h. man muss Energie zuführen. Die mittlere Gesamtenergie eines Moleküls mit f Freiheitsgraden ist durch die Formel:

$$\bar{E}_{mol} = \frac{f}{2} kT \quad (2.2)$$

\bar{E}_{mol} Mittlere Gesamtenergie [J]
 f Freiheitsgrad des Moleküls
 k Boltzmann-Konstante [JK^{-1}]
 T Temperatur [K]

gegeben. Die notwendige Energie zur Erhöhung der Temperatur eines Körpers kann man durch die Formel

$$\Delta E = \frac{M}{m} \frac{f}{2} k(T_2 - T_1) = \frac{M}{m} \frac{f}{2} k\Delta T \quad (2.3)$$

ΔE notwendige Energie [J]
 M Masse des Körpers [kg]
 m Masse eines Moleküls [kg]
 k Boltzmann-Konstante [JK^{-1}]
 f Freiheitsgrad des Moleküls
 ΔT Temperaturänderung [K]

berechnen. Der Term $\frac{M}{m}$ ergibt die Anzahl der Moleküle in dem Körper. Die Wärmekapazität ist bestimmt durch das Verhältnis zwischen zugeführter Energie und Änderung der Temperatur des Körpers.

$$C = \frac{\Delta E}{\Delta T} = \frac{M}{m} \frac{f}{2} k \quad (2.4)$$

Die spezifische Wärmekapazität beschreibt die Wärmekapazität bezogen auf 1 [kg] des bestimmten Stoffes.

$$c = \frac{\Delta E}{M\Delta T} = \frac{f}{2m} k \quad (2.5)$$

C Wärmekapazität [JK^{-1}]
 c Spezifische Wärmekapazität [$Jkg^{-1}K^{-1}$]
 M Masse des Körpers [kg]
 m Masse eines Moleküls [kg]
 k Boltzmann-Konstante [JK^{-1}]
 f Freiheitsgrad des Moleküls
 ΔE zugeführte Energie [J]
 ΔT Temperaturänderung [K]

2.1.4. Perpetuum mobile 1.Art

Es gibt keine Maschine welche Arbeit leistet, ohne Einfluss auf die Umgebung zu bewirken. So gilt:

„Führt man einem System von außen die Wärmeenergie ΔQ zu, so kann sie teilweise zu einer Arbeitsleistung $-\Delta W$ verbraucht werden (negativ, wenn das System Arbeit abgibt). Der Rest von ΔQ führt zur Steigerung der inneren Energie U des Systems um ΔU .“ (Meschede, 2010)

$$\Delta Q = \Delta U - \Delta W \quad (2.6)$$

Die innere Energie U kann als Wärme dargestellt werden, also als Bewegungsenergie der Moleküle.

$$\Delta U = c_v M \Delta T \quad (2.7)$$

ΔQ Wärmeenergie [J]

ΔW Arbeitsleistung [J]

ΔU inneren Energie [J]

c_v Spezifische Wärmekapazität [$Jkg^{-1}K^{-1}$]

M Masse des Körpers [kg]

ΔT Temperaturänderung [K]

2.1.5. Wärmetransport

Die Temperatur kann durch 3 Mechanismen übertragen werden:

2.1.5.1. Wärmestrahlung

Wärmestrahlung kann als Strahlung durch Licht dargestellt werden. Licht ist eine elektromagnetische Strahlung, welche auch die Wärme durch das Vakuum übertragen kann. Die abgegebene Wärme (Energie) ist abhängig von der Temperatur des abstrahlenden Körpers. Umgekehrt gilt, dass Körper Wärme durch Wärmestrahlung aufnehmen können, wenn die Temperatur der Umgebung höher ist als die des Körpers.

2.1.5.2. Wärmeströmung (Konvektion)

Wärmeströmung beschreibt eine makroskopische Bewegung. Die Wärme wird in einem Medium, einer Flüssigkeit oder einem Gas, gespeichert und wird durch die Strömung dieses Mediums über z.B. ein Rohr an eine andere Stelle transportiert. Es gilt der Zusammenhang:

$$\dot{Q} = \dot{m} c \Delta T \quad (2.8)$$

\dot{Q} Wärmestrom [$J s^{-1}$]

\dot{m} Massenstrom [$kg s^{-1}$]

c Spezifische Wärmekapazität [$Jkg^{-1}K^{-1}$]

ΔT Temperaturänderung zwischen Eingang und Ausgang [K]

2.1.5.3. Wärmeleitung

Bei der Wärmeleitung erfolgt der Wärmetransport durch Materie ohne makroskopische Bewegung, d.h. die Wärme wird durch Molekülstöße im Medium transportiert und das übertragende Medium bewegt sich nicht. Bei der Wärmeleitung haben die Moleküle in einem Medium verschiedene Energien und damit erscheinen unterschiedliche Temperaturen in der Materie, dadurch entsteht ein Temperaturgefälle (Abbildung 8). Die Wärmeleitung führt zum Ausgleich dieser Temperaturdifferenz, was eine Änderung der Temperaturverteilung über die Zeit bewirkt (nichtstationärer Vorgang). Mit einer Wärmequelle, bei der die Wärme aus einer anderen Energiequelle (mechanisch, elektrisch, chemisch) kommt, kann eine konstante Temperaturverteilung über die Zeit erreicht und somit ein stationärer Zustand eingenommen werden.

Gesetz der Wärmeleitung:

„Die Wärme strömt immer längs eines Temperaturgefälles, und zwar umso stärker, je steiler dieses Gefälle ist.“ (Meschede, 2010)

$$P = \int \vec{j} \, d\vec{A} \quad (2.9)$$

$$\vec{j} = -\lambda \, \text{grad}(T) \quad (2.10)$$

In einem homogenen Stab vom Querschnitt A und der Länge l gilt die Formel:

$$P = j A = \frac{A\lambda}{d} \Delta T \quad (2.11)$$

P Wärmestrom [$J s^{-1}$]
 \vec{j} Wärmestromdichte [$W m^{-1}$]
 \vec{A} Fläche [m^2]
 λ Wärmeleitfähigkeit [$W K^{-1} m^{-1}$]
 d Länge [m]
 ΔT Temperaturänderung [K]

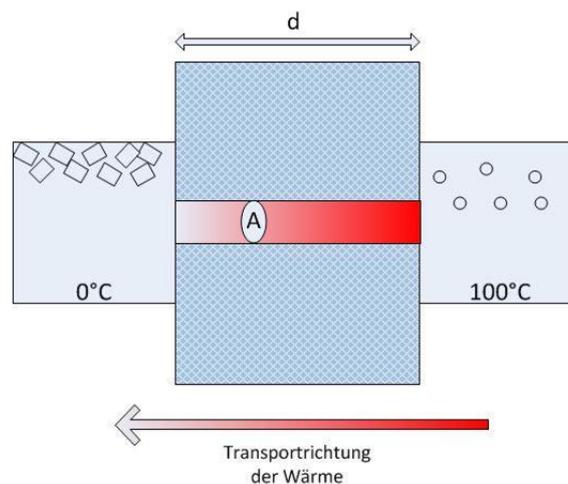


Abbildung 8: Wärmeleitung

2.2. Wärmeübergang und Wärmedurchgang

Die Wärmeübergangsleistung zwischen einem Körper und der Umgebung lässt sich durch folgende Formel beschreiben:

$$P = \alpha A (T_1 - T_2) \quad (2.12)$$

Die Wärmedurchgangsleistung durch eine Platte umgeben von einem Medium auf jeder Seite, kann durch folgende Formel berechnet werden:

$$P = k A (T_1 - T_2) \quad (2.13)$$

Wobei kA der Wärmeleitwert ist und der Kehrwert $\frac{1}{kA}$ entspricht dem Wärmewiderstand (Abbildung 9).

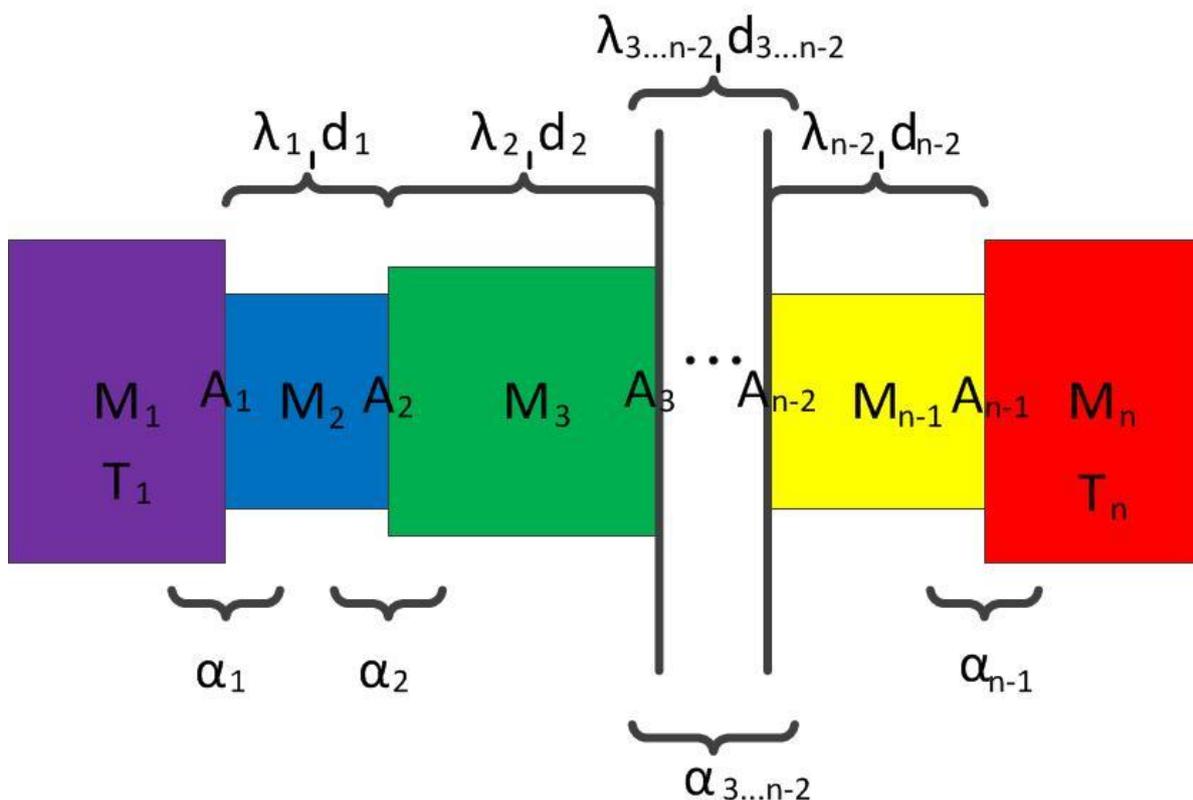


Abbildung 9: Wärmewiderstand

Der Gesamtwiderstand zwischen zwei Medien M_1 und M_n lässt sich durch die Formel:

$$\frac{1}{kA} = \frac{1}{\alpha_1 A_1} + \frac{d_1}{\lambda_1 A_1} + \frac{1}{\alpha_2 A_1} + \frac{d_2}{\lambda_2 A_2} + \dots + \frac{d_{n-1}}{\lambda_{n-1} A_{n-1}} + \frac{1}{\alpha_{n-1} A_{n-1}} \quad (2.14)$$

berechnen. Wobei die Terme mit $\frac{1}{\alpha A}$ den Wärmeübergang beschreiben und die Terme $\frac{d}{\lambda A}$ die Wärmeleitfähigkeit. Um das ganze Modell zu vereinfachen, kann man annehmen, dass die Übergangsfächen und die Flächen, durch welche die Wärme geleitet wird, gleich groß sind. Also gilt:

$$A_1 = A_2 = \dots = A_{n-1} = A_n \quad (2.15)$$

Daraus folgt:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{d_1}{\lambda_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{d_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{d_{n-1}}{\lambda_{n-1}} + \frac{1}{\alpha_{n-1}} \quad (2.16)$$

P Wärmeleistung [W]
 α Wärmeübergangskoeffizient [$Wm^{-2}K^{-1}$]
 A Fläche [m^2]
 T_1 Temperatur des Körpers [K]
 T_2 Temperatur der Umgebung [K]
 k Wärmedurchgangszahl [$Wm^{-2}K^{-1}$]
 λ Wärmeleitfähigkeit des Mediums [$Wm^{-2}K^{-1}$]
 d Dicke [m]

2.3. Modellbildung für einen Lüfter

2.3.1. Lüfter Grundlagen

Der Lüfter ist eine Strömungsmaschine, welche ihre Antriebsenergie in kinetische Energie von Luftteilchen umwandelt. Man unterscheidet die Lüfter nach der Bauart und Größe. Welche Bauart und Größe in ein Fahrzeug eingebaut wird, hängt von vielen Parametern ab, wie z.B. die Wärmeleistung, die durch den Kühler abgeführt werden muss, Lüfterantriebsdrehzahl und -Antriebsleistung, zulässige Geräuschentwicklung, Einbaumöglichkeit etc.

Für die Wasserkühlung bei Fahrzeugen werden in der ersten Linie Axialventilatoren (Lüfter) verwendet. Bei diesen Ventilatoren wird das gasförmige Medium, in diesem Fall Luft, axial zu der Rotationachse gefördert. Aus der allgemeinen Eulerschen Momentgleichung (Karstadt & Stonjek, 2010)

$$M = \dot{m}(r_2 c_{2u} - r_1 c_{1u}) \quad (2.17)$$

kann man die Momentgleichung für Axiallüfter herleiten. Unter der Voraussetzung, dass der Radius sich nicht ändert beim Schnitt durch das Profil entlang eines Stromfadens und wegen $u = r\Omega = r2\pi n$ gilt $u_1 = u_2$. Beim Durchtritt der Luft durch das Laufrad ändern sich die Umfangskomponenten c_{1u} und c_{2u} , was einer Änderung des Moments entspricht

$$M = \dot{m}r(c_{2u} - c_{1u}) \quad (2.18)$$

Die Umfangskomponenten c_{1u} und c_{2u} kann man aus den

Absolutgeschwindigkeiten c_1 und c_2 bestimmen (Abbildung 10). Die Absolutgeschwindigkeit c besteht aus zwei Komponenten, der Umfangskomponente c_u und der Axialkomponente c_D , auch Durchflussgeschwindigkeit genannt. Die Absolutgeschwindigkeit kann durch die Vektoraddition der Umfangsgeschwindigkeit u und der Relativgeschwindigkeit w berechnet werden.

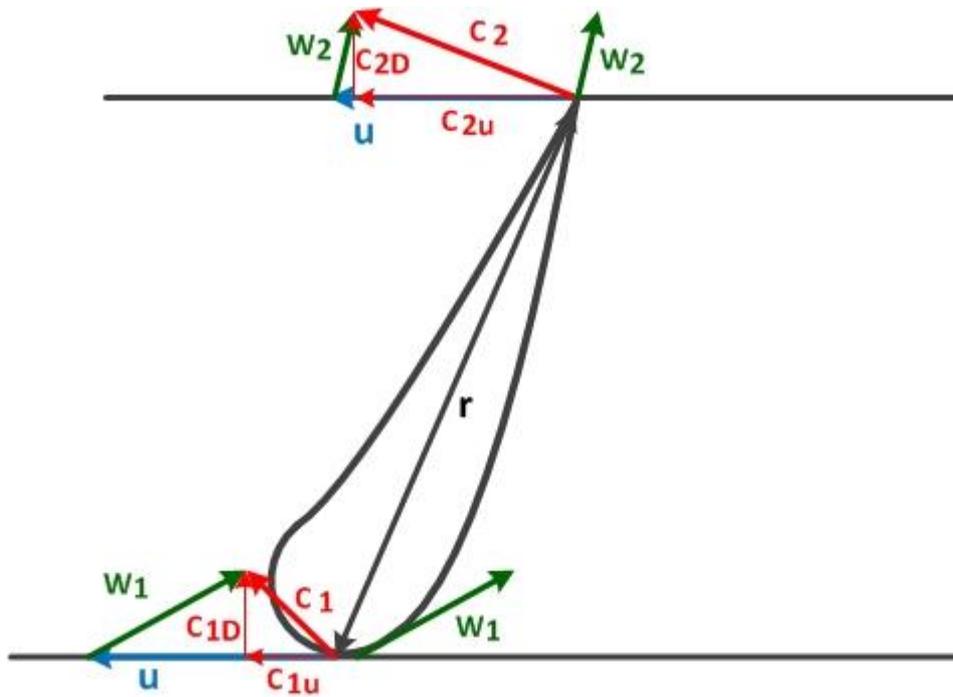


Abbildung 10: Umfangskomponenten

Die Leistung lässt sich mit der Annahme

$$P_L = M\Omega \quad (2.19)$$

dann einfach ausrechnen:

$$P_L = M\Omega = \dot{m}r(c_{2u} - c_{1u})\Omega = \dot{m}u(c_{2u} - c_{1u}). \quad (2.20)$$

Der Wirkungsgrad errechnet sich aus dem Nutzen durch den Aufwand. Unter dem Nutzen eines Ventilators (Abbildung 11) versteht man das Produkt des erzeugten Volumenstroms \dot{V} mit dem erzeugten Differenzdruck Δp_t . (Grundmann & Schönholtz, -)

$$\eta = \frac{\dot{V}\Delta p_t}{M\Omega} = \frac{\dot{V}\Delta p_t}{2Mn\pi}. \quad (2.21)$$

M Moment [Nm]

m Masse [kg]

r Radius [m]

u Umfangsgeschwindigkeit [ms^{-1}]

c_{u1} Absolutgeschwindigkeit der Umfangskomponente vor dem Rotor [ms^{-1}]

c_{u2} Absolutgeschwindigkeit der Umfangskomponente nach dem Rotor [ms^{-1}]

P_L Lastleistung [W]

Ω Winkelgeschwindigkeit [$rad s^{-1}$]

η Wirkungsgrad

\dot{V} Volumenstrom [m^3s^{-1}]

Δp_t Totaldruckaufbau (vor und nach dem Lüfter) [bar]

n Drehzahl [s^{-1}]

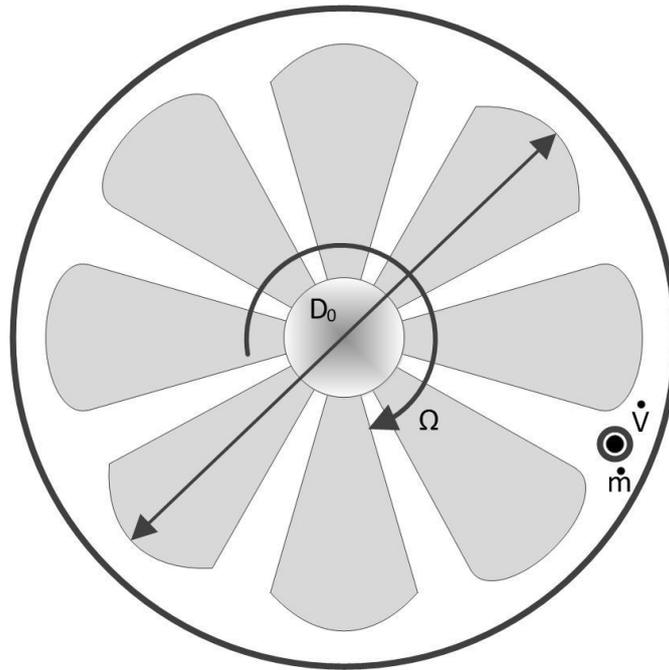


Abbildung 11: Ventilator

Um verschiedene Ventilatoren vergleichen zu können und die Entscheidung, welcher für den Einbau am besten geeignet ist, treffen zu können, werden dimensionslose Kennzahlen verwendet.

Die Durchflusszahl φ ist eine dimensionslose Kennzahl abhängig vom Volumenstrom:

$$\varphi = \frac{4\dot{V}}{D_0^3 \pi^2 n} \quad (2.22)$$

Die Druckzahl ψ beschreibt den Totaldruckaufbau.

$$\psi = \frac{2\Delta p_t}{\rho(n\pi D_0)^2} \quad (2.23)$$

Mit dimensionslosen Kennzahlen kann man die strömungsmechanischen Modellgesetze ableiten:

$$\dot{V} \sim D_0^3 n. \quad (2.24)$$

Aus Formel (2. 22) lässt sich schließen, dass der Volumenstrom proportional zur Lüfterdrehzahl ist und dass der Volumenstrom kubisch mit Änderung des Durchmessers steigt.

$$\Delta p_t \sim \rho(nD_0)^2 \quad (2.25)$$

Die Formel (2. 23) zeigt, dass sich die Druckänderung proportional dem Quadrat der Lüfterdrehzahl und proportional dem Quadrat des Durchmessers verhält.

Sind diese beiden Zusammenhänge bekannt, kann der Zähler der Wirkungsgradformel hergeleitet werden

$$\dot{V}\Delta p_t = D_0^3 n \rho(nD_0)^2 = \rho D_0^5 n^3. \quad (2.26)$$

Durch die Multiplikation der Gleichungen (2. 24) und (2. 25) ergibt sich der Wirkungsgrad, proportional zur dritten Potenz der Drehzahl und zur fünften Potenz des Durchmessers.

- φ Durchflusszahl
 \dot{V} Volumenstrom [$m^3 s^{-1}$]
 n Drehzahl [s^{-1}]
 D_0 Durchmesser [m]
 ψ Druckziffer
 Δp Totaldruckaufbau (vor und nach dem Lüfter) [bar]
 ρ Dichte Luft [$kg m^{-3}$]

2.3.2. Ermittlung des Volumenstroms bei Lüftern

Der Volumenstrom wird mit einer Einlaufdüse bestimmt. Das Messmodell (Abbildung 12) kann man mit der Bernoulli'schen Gleichung beschreiben, jedoch ist noch ein Korrekturfaktor notwendig. Auf einer Seite des Lüfters wirkt der Umgebungsdruck, der bekannt ist. Auf der gegenüberliegenden Seite wirkt der statische Druck, der gemessen wird. Aufgrund der bekannten Fläche kann man die Geschwindigkeit bestimmen und damit auch den Volumenstrom.



Abbildung 12: Volumenstrom Messmodell

Bernoulli Gleichung:

$$p_0 + \frac{\rho}{2} c_0^2 = p_D + \frac{\rho}{2} c_D^2 \quad (2. 27)$$

$$p_0 - p_D = \frac{\rho}{2} c_D^2 - \frac{\rho}{2} c_0^2 \quad (2. 28)$$

Mit $\Delta p_D = p_0 - p_D$ und $c_0 = 0$ folgt

$$c_D = \sqrt{\frac{2\Delta p_D}{\rho}} = \sqrt{2} \sqrt{\frac{\Delta p_D}{\rho}} \quad (2. 29)$$

Für den Volumenstrom gilt die Beziehung:

$$\dot{V} = \frac{c_D}{\sqrt{2}} \quad (2.30)$$

und durch die Multiplikation mit einem Korrekturfaktor $K = \alpha\beta A_D\sqrt{2}$ mit der Einschnürungszahl α , dem Dichtekorrekturfaktor β und der Querschnittsfläche A_D ergibt sich der Volumenstrom:

$$\dot{V} = K \sqrt{\frac{\Delta p_D}{\rho}} \quad (2.31)$$

p_0	Umgebungsdruck [bar]
p_D	Druck in der Düse [bar]
m	Masse [kg]
ρ	Dichte [kg m ⁻³]
c_0	Absolutgeschwindigkeit vor der Düse [ms ⁻¹]
c_D	Absolutgeschwindigkeit in der Düse [ms ⁻¹]
Δp_D	Totaldruckaufbau (vor und nach dem Lüfter) [bar]
\dot{V}	Volumenstrom [m ³ s ⁻¹]
A_D	Querschnittsfläche [m ²]
β	Dichtekorrekturfaktor
α	Einschnürungszahl

2.4. Modellbildung für den Verbrennungsmotor

2.4.1. Verlustleistung eines Verbrennungsmotors

Die Verlustleistung eines Verbrennungsmotors kann man aus der mechanischen Leistung des Verbrennungsmotors und seinem Wirkungsgrad ausrechnen. Die Formel für die Verlustleistung lautet:

$$P_{v,max} = \frac{P_{mech}}{\eta} - P_{mech} \quad (2.32)$$

Wobei $P_{v,max}$ die Verlustleistung des Verbrennungsmotors, P_{mech} die mechanische Leistung und η der Wirkungsgrad eines Verbrennungsmotors ist.

Die mechanische Leistung eines Verbrennungsmotors lässt sich durch die Formel

$$P_{mech} = M w \quad (2.33)$$

berechnen.

2.4.2. Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors

Der Wirkungsgrad zeigt die Effektivität des Verbrennungsmotors. Man kann den Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors bestimmen, wenn man den spezifischen Verbrauch kennt. Die Formel lautet:

$$\eta = \frac{1}{H_u b_e} \quad (2.34)$$

2.4.3. Effektiver Mitteldruck

Für die Vergleichbarkeit von Verbrennungsmotoren ist der Effektive Mitteldruck eine wichtige Information. Er beschreibt den mittleren Druck im Verbrennungsraum

$$p_e = \left(\frac{M}{V_h} \right) 4 \pi. \quad (2.35)$$

Diese Formel gilt für einen Viertaktmotor, weil dieser ein Arbeitsspiel in 4π [rad] macht.

P_{mech}	Mechanische Leistung [W]
$P_{v,max}$	Maximale Verlustleistung [W]
η	Wirkungsgrad des Lüfters
M	Moment [Nm]
w	Winkelgeschwindigkeit [$rad\ s^{-1}$]
H_u	Heizwert [kWh/kg]
V_h	Hubraum eines Zylinders [m^3]
b_e	Verbrauch [g/kWh]
p_e	Effektiver Mitteldruck [bar]

Die Modellbildung des Verbrennungsmotors, die in diesem Kapitel beschrieben wurde, wird später in Kapitel 3.2.2 bei der Parameterbestimmung verwendet, um die Verbrennungsmotorcharakteristik zu bestimmen.

2.5. Theorie der Gleichstrommaschine

2.5.1. Das Prinzip

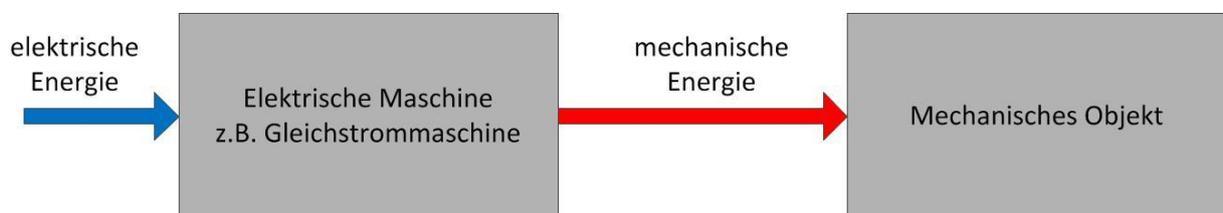


Abbildung 13: Prinzip der Gleichstrommaschine

Die Gleichstrommaschine funktioniert nach dem Prinzip (Abbildung 13) der Energieumwandlung. Die Gleichstrommaschine (GM) wandelt die zur Verfügung stehende elektrische Energie in mechanische Energie um, die zum Antreiben mechanischer Objekte dient.

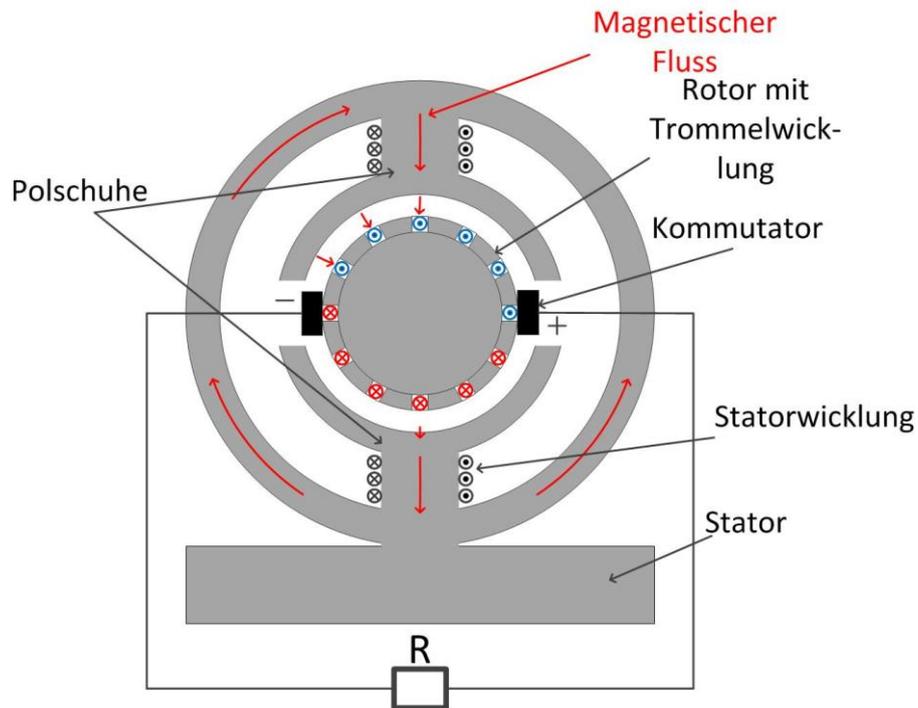


Abbildung 14: Aufbau eine Gleichstrommaschine

Die Gleichstrommaschine (Abbildung 14) besteht grundsätzlich aus Rotor und Stator. Der Stator enthält Permanentmagnete oder fremderregte Spulen, welche der Erzeugung des magnetischen Feldes dienen, welches über die Polschuhe zum Rotor geleitet wird. Das magnetische Feld des Stators durchdringt die Rotorwicklungen, die als Ringwicklung ausgeführt ist. Wenn durch die Leitungen im Rotor Strom fließt, erfahren die Leitungen eine Kraftwicklung (Parspour, 2008).

2.5.2. Elektromechanisches Modell

Zur Beschreibung eines elektromechanischen Modells einer Gleichstrommaschine werden zwei Systemgleichungen benötigt. Die erste Systemgleichung (2. 36) beschreibt die Erregerseite und die zweite Gleichung (2. 37) beschreibt die Ankerseite. (Schumacher & Ahlers, 2005).

Erregerseite:

$$u_e = R_e i_e + \dot{\psi}_e \quad (2. 36)$$

Ankerseite:

$$u_a = R_a i_a + \dot{\psi}_a + u_h \quad (2. 37)$$

Für die Flussverkettungen gelten die Beziehungen:

$$\psi_e = L_e i_e \quad (2. 38)$$

$$\psi_a = L_a i_a \quad (2. 39)$$

u_e	Erregerspannung [V]
u_a	Ankerspannung [V]
R_e	Erregerwiderstand [Ω]
R_a	Ankerwiderstand [Ω]
i_e	Erregerstrom [A]
i_a	Ankerstrom [A]
u_h	Induzierte Spannung [V]
ψ_e	Erregerflussverkettung [Vs]
ψ_a	Ankerflussverkettung [Vs]
L_e	Erregerinduktivität [H]
L_a	Ankerinduktivität [H]

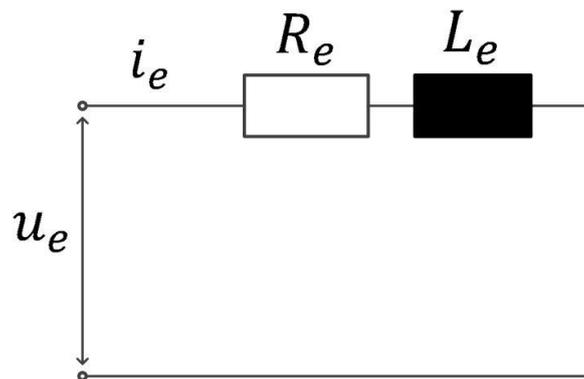


Abbildung 15: Ersatzschaltbild Erregerwicklung

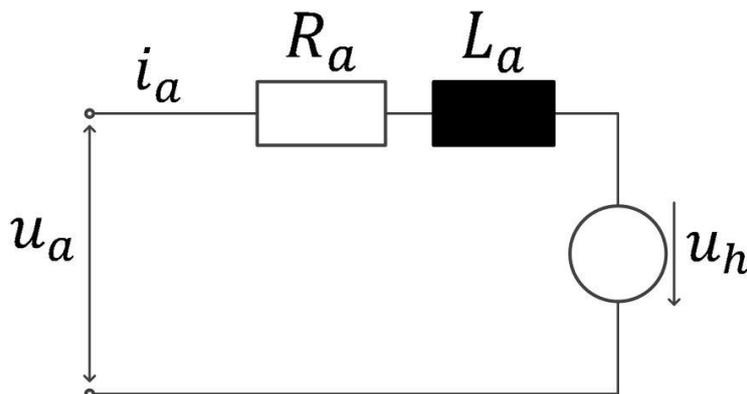


Abbildung 16: Ersatzschaltbild Ankerwicklung

Die Formeln für die induzierte Spannung u_h und das Antriebsmoment einer Gleichstrommaschine lauten:

$$u_h = k_m \omega \Phi \quad (2.40)$$

$$M = k_m I \Phi \quad (2.41)$$

u_h	induzierte Spannung [V]
Φ	Erregerfluss [Vs]
ω	Winkelgeschwindigkeit [$rad\ s^{-1}$]
k_m	Maschinenkonstante (abhängig von der Geometrie)
M	Drehmoment [Nm]

I Strom [A]

2.5.3. Zusammenfassung Systemgleichungen

Die Systemgleichungen lauten nun:

Erregerwicklungsgleichung:

$$u_e = R_e i_e + \dot{\psi}_e \quad (2.42)$$

Ankerwicklungsgleichung:

$$u_a = R_a i_a + \dot{\psi}_a + k_m \omega \Phi \quad (2.43)$$

und Drehmomentgleichung

$$M = k_m i_a \Phi \quad (2.44)$$

Wenn man noch die Trägheit des Rotors und die Reibung zwischen Rotor und Stator betrachtet, muss noch das zweite newton'sche Axiom berücksichtigt werden:

$$J \frac{d\omega}{dt} = M - k_r \omega - m_L \quad (2.45)$$

J Trägheit des Rotors [$kg m^2$]

M Drehmoment [Nm]

ω Drehzahl [$rad s^{-1}$]

k_r Reibungskonstante [$N m s rad^{-1}$]

m_L Lastmoment [Nm]

2.5.4. Stationärer Betrieb

Im stationären Betrieb werden alle zeitlichen Änderungen zu Null, d.h. $\frac{d(\)}{dt} \equiv 0$. Dann lauten die Systemgleichungen:

Erregerwicklungsgleichung:

$$U_e = R_e I_e \quad (2.46)$$

Ankerwicklungsgleichung:

$$U_a = R_a I_a + k_m \Omega \Phi \quad (2.47)$$

Momentgleichungen:

$$M = k_m I_a \Phi \quad (2.48)$$

$$0 = M - k_r \Omega - m_L \quad (2.49)$$

Die Gleichungen aus dem Kapitel 2.5.4 werden später für die Modellbildung einer Gleichstrommaschine im Kapitel 4.6.1 verwendet.

Das KULI – Modell (Abbildung 17) besteht aus drei unabhängigen Kühlkreisläufen, welche den Motorkühlkreis Zwangsumlaufkühlung (dunkel blau), den Ladeluftkreis (dunkel grün) und den Klimakreislauf (hell grün) nachbilden. Das KULI-Modell entspricht dem Wasserkühlungsmodell das in der Abbildung 18 gezeichnet ist. Dabei werden der Ladeluftkreis und der Klimakreislauf vereinfacht betrachtet, nämlich als Strömungswiderstand und als Erwärmung der durchströmenden Luft.

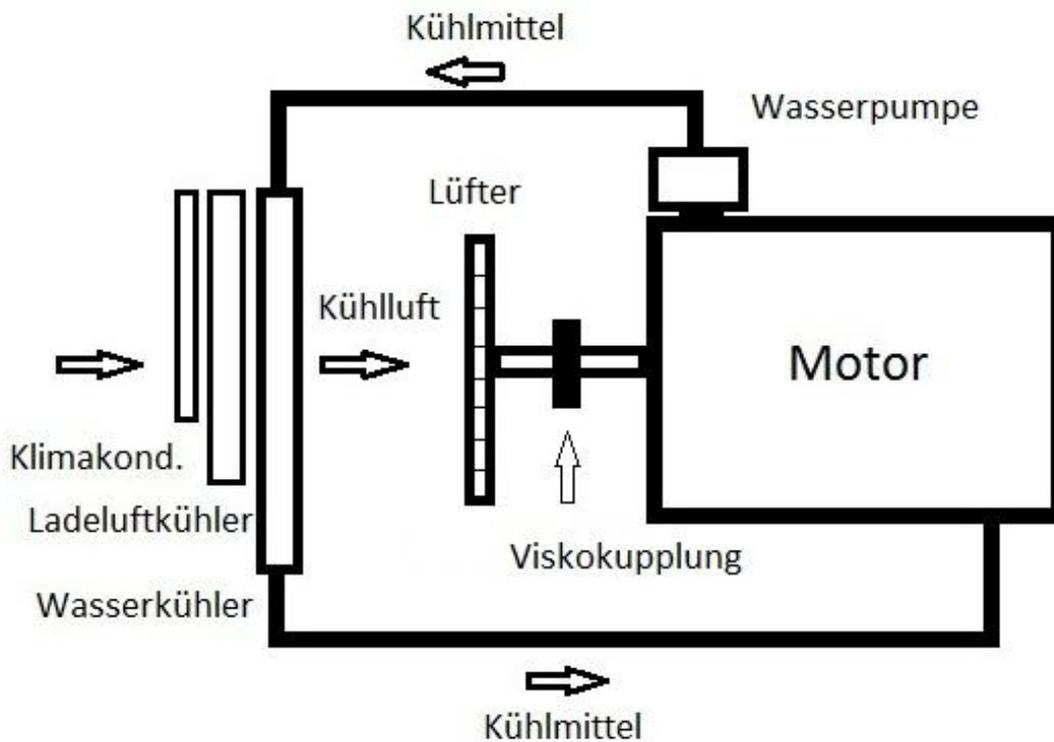


Abbildung 18: Wasserkühlungsmodell

3.2. Motorkühlung

In KULI wird der Motorkühlkreislauf als Wasserkreis bezeichnet, was in diesem Kapitel so übernommen wird. Der Motorkühlkreislauf in Abbildung 17 besteht aus dem Symbol für den Wasserkreislauf, welcher Daten über die Wasserpumpe und die an das System abgegebene thermische Leistung (Wärme, die vom System abgeführt werden muss) enthält, dem Wasserkühler, der direkten und indirekten thermischen Massen.

3.2.1. Wasserpumpe

Das Wasserkreislaufsymbol repräsentiert die Wasserpumpe und den Übergang der Wärme vom Brennraum in das Kühlmedium. Das verwendete Medium ist Glysantin G48, das auf Monoethylenglykol mit Inhibitoren basiert und das mit Wasser im Verhältnis zwischen 33 und 50 Vol. % gemischt wird (www.coler.de, 2012). Die Wasserpumpe wird über Riemen oder Zahnräder durch die Kurbelwelle angetrieben, womit die Wasserpumpendrehzahl direkt von der Motordrehzahl abhängt. Daraus folgt, dass bei steigender Motordrehzahl auch der Wassermassenstrom durch die Pumpe steigt. Die Motordrehzahl bei Leerlauf ist ungefähr 600 [U/min], wodurch der Massenstrom nicht weniger als 2.5 [kg/s] betragen kann.

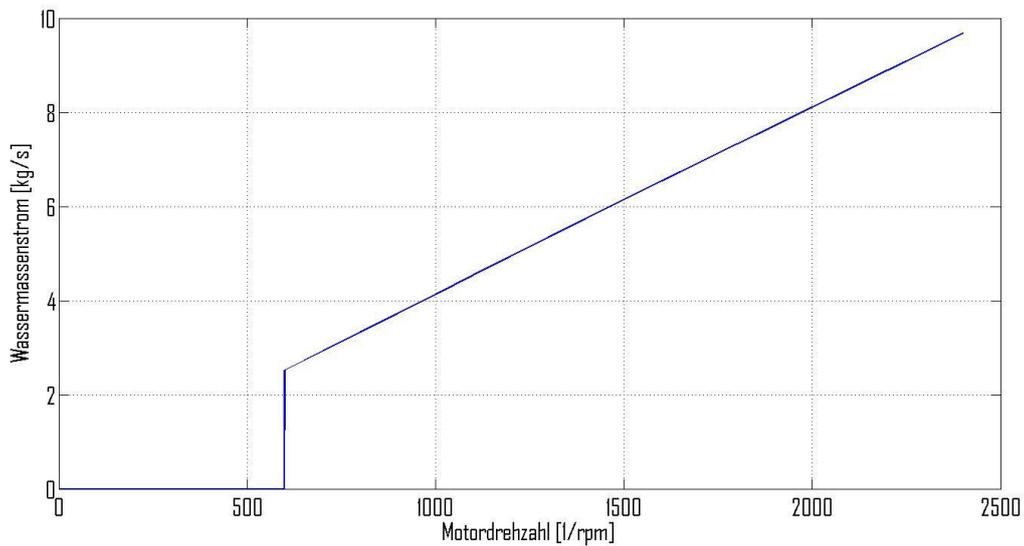


Abbildung 19: Wassermassenstrom

In der Abbildung 19 sieht man, dass der Wassermassenstrom bei laufendem Motor sich zwischen ca. 2.5 bis 10 [kg/s] bewegt. Die Änderung des Wassermassenstroms hängt linear von der Änderung der Motordrehzahl ab.

3.2.2. Verbrennungsmotorcharakteristik

Die an das System abgegebene Wärme hängt von der Motordrehzahl und dem effektiven Mitteldruck ab. Die Motordaten, die zur Verfügung standen, stellen den Verbrauch über Motordrehzahl und Motordrehmoment dar. Mit der Formel 2.33 kann man das Motormoment in den effektiven Mitteldruck und mit Formeln 2.31 und 2.32 den Verbrauch in Verlustleistung (Wärme, die als Energie die auf dem Kühlsystem abgegeben wird) umrechnen und kann dann die Werte in KULI einsetzen.

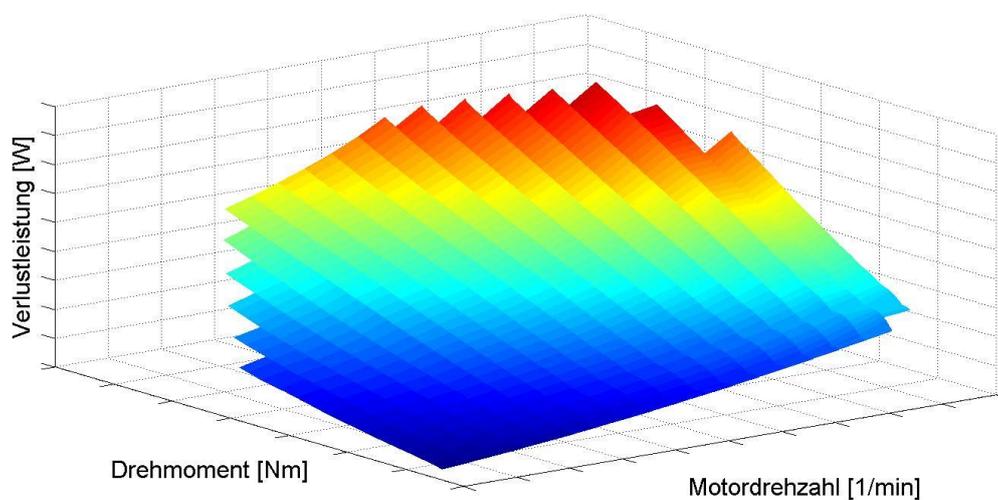


Abbildung 20: Verlustleistung über Motordrehzahl

In der Abbildung 20 ist die Verlustleistung in Abhängigkeit vom Drehmoment und der Motordrehzahl dargestellt, d.h. die Wärmeleistung, die an den Motorblock abgegeben wird. Aufgrund von Geheimhaltungsvereinbarungen wurde auf die Beschriftung der Achsen mit Zahlenwerten in der Abbildung 20 verzichtet. Die maximale Verlustleistung entsteht bei einer Motordrehzahl von ca. 2200 [1/min], bei einem Mitteldruck von ca. 13.77 [bar] und beträgt ca. 168.88 [KW]. Unter der Annahme, dass sich die abgegebene Wärme aus der errechneten Verlustleistung des Verbrennungsmotors auf das Kühlsystem und das Auspuffsystem verteilt, wurde das Verhältnis 50%-50% für die Aufteilung gewählt. Im Vergleich mit den Daten anderer Motoren mit ähnlichen Leistungs- und Baugrößendaten entsprechen sie jenen, des gezeigten Maximalwerts der abgegebenen Wärme auf den Motorblock.

3.3. Wasserkühler

Der Wasserkühler im Kuli wird durch den Wärmeübergang zwischen innerem und äußerem Medium definiert. Die Formel für den Wärmeübergang vom Kühlmittel als inneres Medium und der Luft als äußeres Medium sind:

$$\dot{Q} = W_I (T_{I(in)} - T_{I(out)}) \quad (3.1)$$

$$\dot{Q} = W_O (T_{O(in)} - T_{O(out)}) \quad (3.2)$$

$$W_I = \dot{m}_I c_{pI} = w_I \rho_I A_I c_{pI} \quad (3.3)$$

$$W_O = \dot{m}_O c_{pO} = w_O \rho_O A_O c_{pO} \quad (3.4)$$

\dot{Q}	Wärmestrom [$J s^{-1}$]
T	Temperatur [K]
W_I, W_O	Wärmekapazitätsstrom [$J K^{-1} s^{-1}$]
w_I, w_O	Geschwindigkeit [$m s^{-1}$]
\dot{m}_I, \dot{m}_O	Massenstrom [$kg s^{-1}$]
ρ	Dichte [$kg m^{-3}$]
A	Übertragende Fläche [m^2]
c_{pI}, c_{pO}	spezifische Wärmekapazität [$J kg^{-1} K^{-1}$]
Indizes	
O	Äußeres Medium (Luft)
I	Inneres Medium (Kühlmittel)

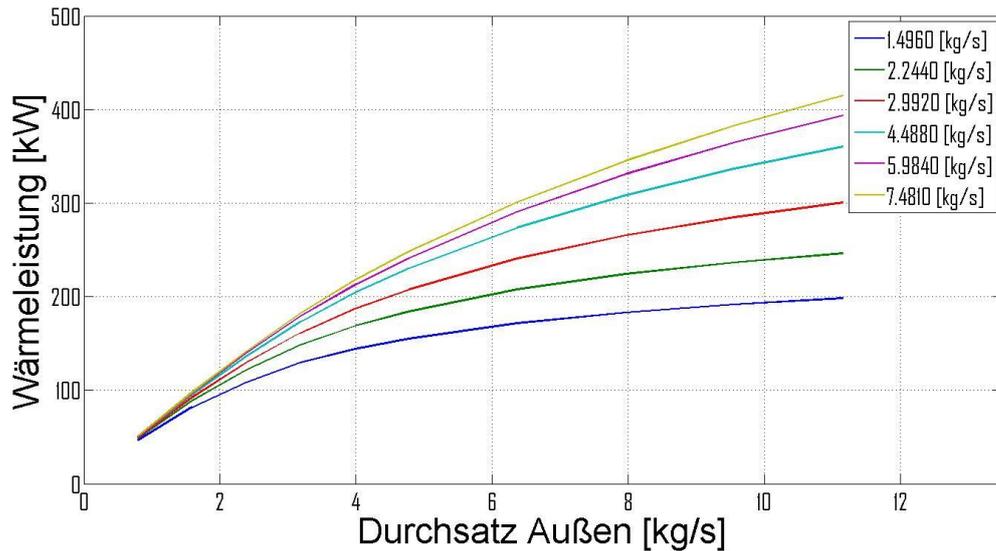


Abbildung 21: Wärmeübergang zwischen Kühlmittel und Luft

Die Abbildung 21 beschreibt die abgeführte Wärmeleistung aus dem Kühlmittel über dem Luftdurchsatz, für unterschiedliche Kühlmittelmassenströme. Der Wärmeübergang steigt mit dem äußeren Massenstrom. Der Wärmeübergang kann sich auch durch Vergrößerung des inneren Massenstroms (Kühlmittel) verbessern. Dieser Wärmeübergang gilt bei 38°C des äußeren Mediums und 103°C des inneren Mediums.

3.4. Massenpunkte

Der Massenpunkt ist als technische Masse zu verstehen und wird durch Masse, Wärmekapazität, Wärmeübergangsfläche und Wärmeübergangskoeffizient definiert. Das Modell erhält zwei Massenpunkte, wobei der erste Massenpunkt alle direkten thermischen Massen und der zweite alle indirekten thermischen Massen zusammenfasst. Unter direkten thermischen Massen versteht man alle Teile und Flüssigkeiten, die in direkter Verbindung mit dem Brennraum stehen. Der Wert der Masse und des Wärmeübergangskoeffizienten sind abgestimmt. Unter indirekte Massen versteht man alle anderen thermischen Massen, die nicht direkt mit dem Brennraum verbunden sind. Für den direkten Massenpunkt wird der Wärmeübergangskoeffizient wesentlich größer gewählt, als für den indirekten. Der Wärmeübergang zwischen Massenpunkt und Kühlmittel ist durch die Formel

$$\dot{Q} = \alpha A \Delta T \quad (3.5)$$

definiert. Die Temperatur des Massenpunkts ist definiert durch die Formel:

$$T_{OM} = T_{IM} - \frac{\dot{Q}}{\dot{m} c_{pM}} \quad (3.6)$$

- α Wärmeübergangskoeffizient [$W m^{-2} K^{-1}$]
- A Wärmeübertragungsfläche [m^2]
- ΔT Temperaturdifferenz [$^{\circ}C$]
- T_{OM} Temperatur des äußeren Mediums [$^{\circ}C$]
- T_{IM} Temperatur des inneren Mediums [$^{\circ}C$]
- \dot{Q} Wärmestrom [$J s^{-1}$]
- \dot{m} Massenstrom [$kg s^{-1}$]
- c_{pM} spezifische Wärmekapazität [$J kg^{-1} K^{-1}$]

3.5. Lüfter

Als Lüfter wird ein Axiallüfter verwendet. Die Formeln, die den Lüfter beschreiben, wurden in Kapitel 2.3 angegeben. Die Lüftercharakteristik ist in Abbildung 22 gezeichnet. Es sind die Druckzahl und der Wirkungsgrad über der Durchflusszahl dargestellt. Die Durchflusszahl, auch Volumenzahl genannt, beschreibt das Verhältnis zwischen dem erreichbaren und dem theoretischen Volumenstrom. Aus der Abbildung 22 sieht man, dass der Wirkungsgrad mit der Durchflusszahl steigt, bis zu einem gewissen Punkt und dann wieder sinkt.

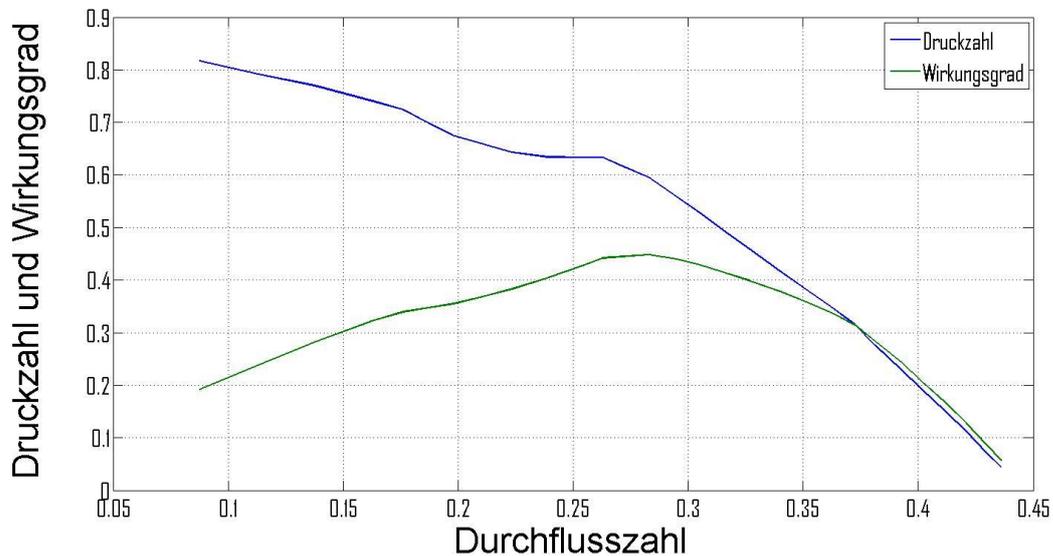


Abbildung 22: dimensionslose Lüfterkennlinie

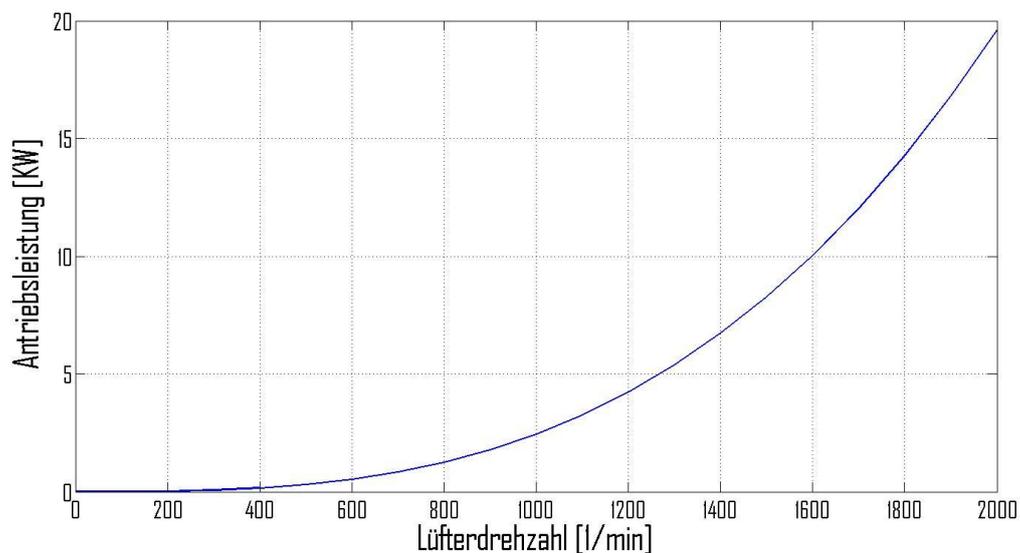


Abbildung 23: Lüfterantriebsleistung

In Abbildung 23 sieht man die Antriebsleistung eines Lüfters. Aus der Abbildung kann man schließen, dass die Antriebsleistung proportional mit der dritten Potenz der Motordrehzahl steigt. So ergibt sich die Näherungsformel:

$$P_L = k \Omega^3 \quad (3.7)$$

3.6. Strömungswiderstände

Die Strömungswiderstände bestehen in der Simulation aus zwei Teilen. An der Fahrzeugfront befindet sich der Kühlergrill, der als Teil der Karosserie auch zum Richten des Luftstroms dient. Der Grill befindet sich vor dem Kühler und der Strömungswiderstand wird nur abhängig von der Fahrzeuggeschwindigkeit betrachtet. Hinter dem Kühlerblock und dem Lüfter stellen der Motorblock und seine Anbauteile ebenfalls einen Strömungswiderstand dar, welcher durch die vom Lüfter erzeugte Luftströmung, gekühlt wird. Dieser Teil ist komplexer und hängt nicht nur von der Fahrzeuggeschwindigkeit sondern auch vom erzeugten Luftmassenstrom des Lüfters ab.

3.7. Ladeluftkreis und Klimakreis

Der Ladeluftkreis und der Klimakreis wurden modelliert, um deren Einfluss auf die Verbrennungsmotorkühlung abschätzen zu können. Der Ladeluftkreis wird vereinfacht betrachtet und durch eine Ladeluftmassenstromvorgabe und den Ladeluftkühler modelliert. Der Klimakreis enthält den A/C Kompressor, den Kondensator, den Sammelbehälter, die A/C Drossel und den Verdampfer. Alle drei Kreisläufe (Wasserkreislauf, Ladeluftkreis und Klimakreislauf) arbeiten getrennt voneinander, aber sie sind durch den Luftstrom, der durch Wasserkühler, Ladeluftkühler und Klimakondensator gesogen wird, gekoppelt. D.h. ein Teil der Umgebungsluft trifft zuerst auf den Klimakondensator, danach auf den Ladeluftkühler und schließlich auf den Wasserkühler. In jedem dieser Kühlerstufen wird die Kühlluft für den nachgeschalteten Kühler erwärmt. Aus diesem Grund wurden für nachfolgende Untersuchungen der Ladeluftkühler und der Klimakondensator als zusätzlicher Strömungswiderstand und als erhöhte Umgebungstemperatur betrachtet.

3.8. Räumliche Anordnung

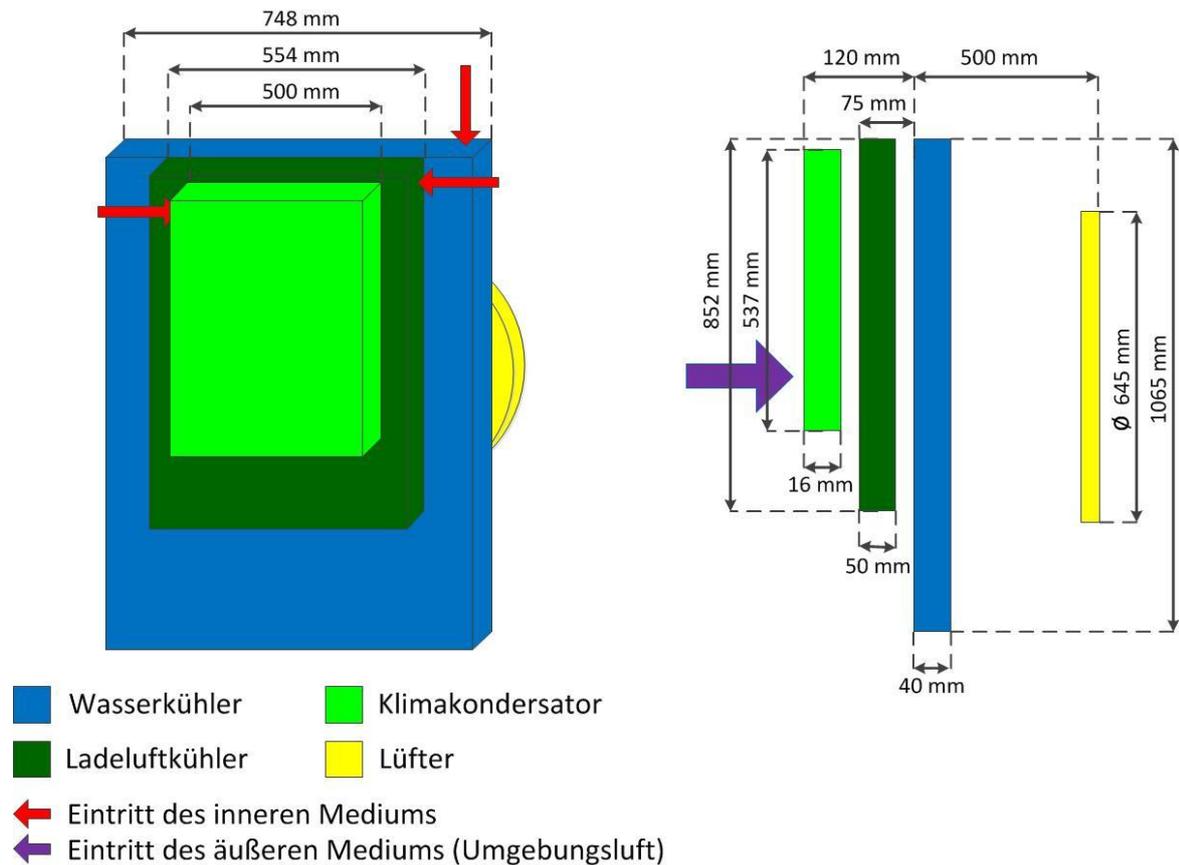


Abbildung 24: Räumliche Anordnung

Das Kühlpaket besteht aus drei verschiedenen Wärmetauschern. Der größte davon (in Abbildung 24 blau gezeichnet) ist der Wasserkühler zur Kühlung des Verbrennungsmotorkühlkreislaufs. Vor diesem Kühler ist der Ladeluftkühler (dunkelgrün in Abbildung 24) und ganz vorne befindet sich der Klimakondensator (hellgrün in Abbildung 24). Hinter dem Kühlerpaket befindet sich der Lüfter, welcher in Abbildung 24 gelb dargestellt ist. Die roten Pfeile zeigen die Eintritte des inneren Mediums für jeden Block. Da der Ladeluftkühler kleiner als der Wasserkühler ist, strömen durch den Wasserkühler zwei verschiedene Luftströme mit zwei unterschiedlichen Temperaturen. Um dies zu berücksichtigen und um genauere Ergebnisse zu bekommen, wird der Wasserkühler in mehrere Berechnungssegmente unterteilt.

3.9. Lüfterantrieb-Dimensionierung

Als erstes muss man die größtmögliche Antriebsleistung bestimmen, um die Art des Antriebsmotors auswählen und dessen Dimensionen auslegen zu können. Für die Dimensionierung des Lüfterantriebs wurde jener Fall mit der maximalen Verlustleistung des Motors betrachtet, welche teilweise als Wärme ins Kühlwasser übergeben wird. Die Kühleraustrittstemperatur soll 95 [°C] mit einer Toleranz von ± 1 [°C] nicht überschreiten. Der erwähnte Fall geht davon aus, dass der Verbrennungsmotor seine Betriebstemperatur angenommen hat (d.h. die Kühlflüssigkeitstemperatur beträgt 95 [°C]), die Umgebungstemperatur beträgt 40 [°C] und der Klimaanlage ist eingeschaltet. Der Lüfterantrieb muss für den ungünstigen Fall ausgelegt werden, welcher einem voll beladenem Fahrzeug (mit Anhänger) bei einer Bergauffahrt entspricht. Eine weitere hohe Beanspruchung der Kühlung ist der Betrieb von

Nebenaggregaten im Stillstand (z.B. hydraulischer Ladekran), wo der Fahrtwind die Kühlung nicht unterstützen kann und der Lüfter den vollständigen Luftmassenstrom zur Kühlung erzeugen muss. Es werden mehrere KULI Simulationen für verschiedene Lüfterdrehzahlen und Fahrgeschwindigkeiten durchgeführt.

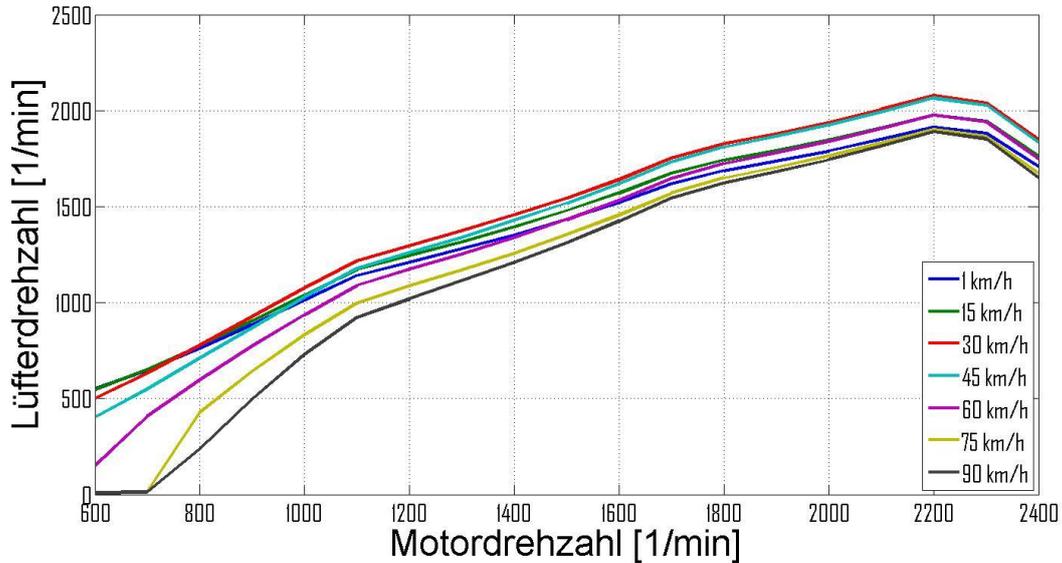


Abbildung 25: Lüfterdrehzahl über Motordrehzahl bei verschiedenen Fahrzeuggeschwindigkeiten

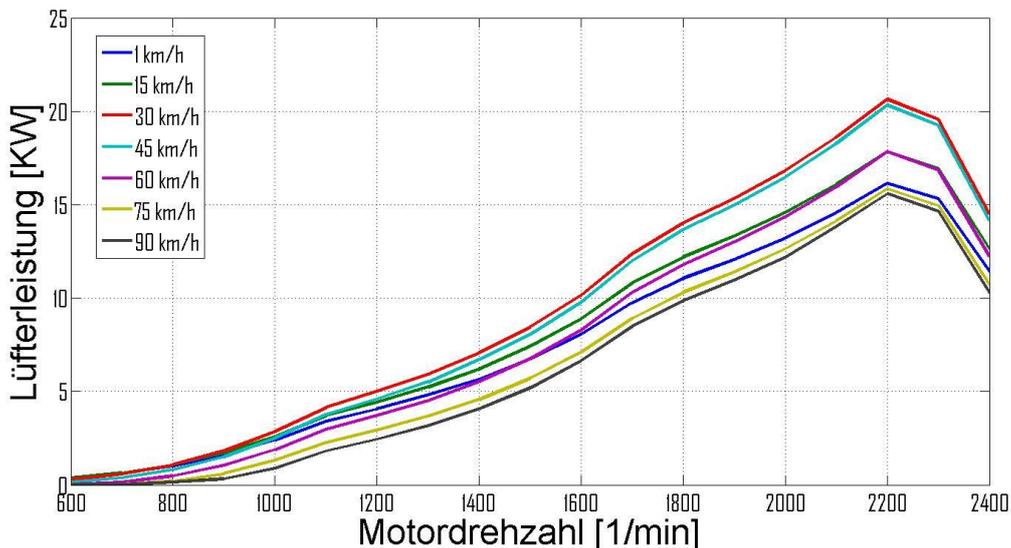


Abbildung 26: Lüfterleistung über Motordrehzahl bei verschiedenen Fahrzeuggeschwindigkeiten

Die Abbildung 25 zeigt die notwendige Lüfterdrehzahl über der Motordrehzahl. Der Verbrennungsmotor läuft mit jener Drehzahl und jenem effektiven Mitteldruck, bei dem die Abwärme ein Maximum wird. In Abbildung 25 sind die Graphen für verschiedene Geschwindigkeiten dargestellt. Wie erwartet, ist die maximale Lüfterleistung bei der Verbrennungsmotordrehzahl von 2200 [1/min], wo die Motorverlustleistung am höchsten ist. Man sieht in Abbildung 25, dass die notwendige Lüfterdrehzahl fast linear mit Motordrehzahl steigt und sinkt, und somit nahezu proportional der Verlustleistung ist. Wenn man die notwendige Lüfterdrehzahl bei verschiedenen Fahrzeuggeschwindigkeiten vergleicht, erkennt man, dass die notwendige Lüfterdrehzahl bei einer

Geschwindigkeit von 30 [km/h] das Maximum erreicht. Die maximal notwendige Lüfterdrehzahl beträgt ca. 2080 [1/min].

Die Abbildung 26 zeigt die notwendige Lüfterantriebsleistung über der Motordrehzahl. Die Antriebsleistung über der Motordrehzahl verhält sich ähnlich wie die Lüfterdrehzahl über der Motordrehzahl. Die größte notwendige Antriebsleistung ergibt sich ebenfalls bei einer Drehzahl von 2200 [1/min], einer Geschwindigkeit von 30 [km/h] und beträgt ca. 20,65 [KW].

Aus den ermittelten Daten der maximal notwendigen Lüfterdrehzahl und der maximal notwendigen Lüfterantriebsleistung kann nun ein elektrischer Motor ausgewählt werden. Zusätzlich steht die Energie aus einer Batterie mit einer Leerlaufspannung ca. 600 [V] zu Verfügung. Die Entscheidung fällt auf eine Gleichstrommaschine. Die Vorteile der Gleichstrommaschine sind die einfache Regelung und dass kein Umrichter notwendig ist. Der größte Nachteil der Gleichstrommaschine sind der Wirkungsgrad, ihre Größe und die Herstellungskosten.

3.10. Luftmassenstrom

Als nächstes wird der Luftmassenstrom durch den Kühler bestimmt. Die Einflussparameter, die eine Änderung des Luftmassenstroms verursachen, sind die Fahrzeuggeschwindigkeit und die Lüfterdrehzahl. Des Weiteren spielen Luftströmungswiderstände auch eine wesentliche Rolle, sie sind aber durch die Konstruktion des Fahrzeuges fix vorgegeben.

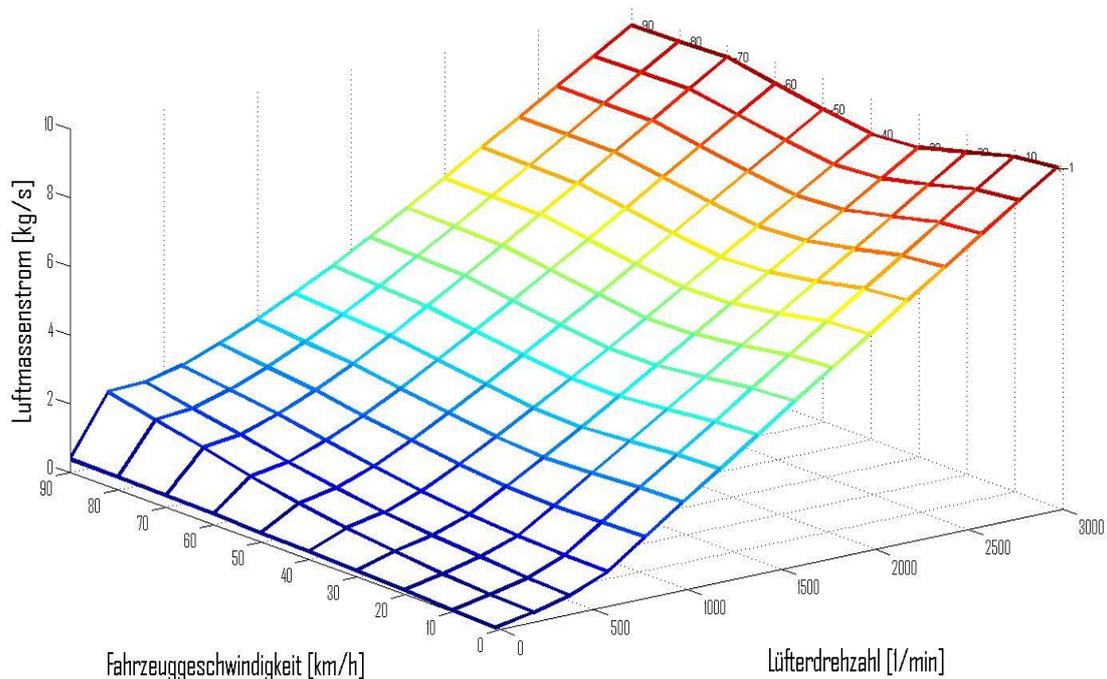


Abbildung 27: Luftmassenstrom über Fahrzeuggeschwindigkeit und Lüfterdrehzahl

Aus dem Graph in Abbildung 27 sieht man den Einfluss der Fahrzeuggeschwindigkeit und der Lüfterdrehzahl auf den Luftmassenstrom. Wenn man die Abhängigkeit des Luftmassenstroms von der Fahrzeuggeschwindigkeit betrachtet, erkennt man, dass der Luftmassenstrom sehr wenig von der

Fahrzeuggeschwindigkeit abhängt. Weil es sich um ein Nutzfahrzeug handelt, ist die maximale Geschwindigkeit auf 90 km/h begrenzt. Die Abhängigkeit des Luftmassenstroms resultierend aus der Lüfterdrehzahl spielt eine viel größere Rolle als der Einfluss der Fahrzeuggeschwindigkeit, die sich nur bei sehr niedrigen Werten auswirkt. Was man noch feststellen kann ist, dass bei niedrigeren Lüfterdrehzahlen der Luftmassenstrom konstant mit der Fahrzeuggeschwindigkeit zunimmt. Bei höheren Lüfterdrehzahlen sinkt der Luftmassenstrom mit der Fahrzeuggeschwindigkeit bis 40 km/h, und steigt dann wieder.

3.11. Einfluss des Ladeluftkühlers und Klimakondensators

Der Ladeluftkühler und Klimakondensator wirken als Strömungswiderstände und erwärmen die durchströmende Luft, was den Wärmeübergang im Wasserkühler verschlechtert. Der Einfluss des Ladeluftkühlers und Klimakondensators wird durch mehrere Simulation untersucht. Es wird der Einfluss der beiden Blöcke gemeinsam betrachtet. Die Änderung der Lufttemperatur, die in den Wasserkühler einströmt, ist von mehreren Faktoren abhängig. Der Einfluss des Klimakreislaufs ist vom Fahrer abhängig, je nach Kühlungsbedarf des Fahrerhauses. Der Ladeluftkühler wird vereinfacht als Temperaturänderung der einströmenden Luft betrachtet. Die Temperaturänderung hängt vom Wärmeübergang im Ladeluftkühler ab, somit ergibt sich ein direkter Zusammenhang des inneren und äußeren Massenstroms. Als innerer Massenstrom wird ein fixer Wert ausgewählt und der äußere Massenstrom ist von der Fahrzeuggeschwindigkeit und der Lüfterdrehzahl abhängig. Es werden verschiedene Lüfterdrehzahlen simuliert, um daraus das Verhalten des Ladeluftkühlers bei verschiedenen Luftmassenströmen zu bestimmen. Der Einfluss der Wärmeleistung, die auf die einströmende Kühlluft von der Ladeluft abgegeben wird, soll dadurch untersucht werden. Die Wärmeleistung ist abhängig von der Motordrehzahl. Die Simulationen mit dem im Kuli abstrahierten Modell der Temperaturänderung des Ladeluftkühlers zeigt, dass sich die Umgebungstemperatur sehr wenig (um ca. 2 [°C]) ändert. Als nächste Vereinfachung wird die Abhängigkeit des Massenstroms von der Änderung der Umgebungstemperatur vernachlässigt und durch den Mittelwert angenähert. Durch die Kenntnisse der räumlichen Anordnung und die Tatsache, dass der Ladeluftkühler kleiner als der Wasserkühler ist, strömt kältere und vom Klimakondensator und vom Ladeluftkühler erwärmte Luft durch den Wasserkühler. Aus dem Softwarepaket KULI wird der Mittelwert der Temperatur der einströmenden Kühlluft in den Wasserkühler ermittelt.

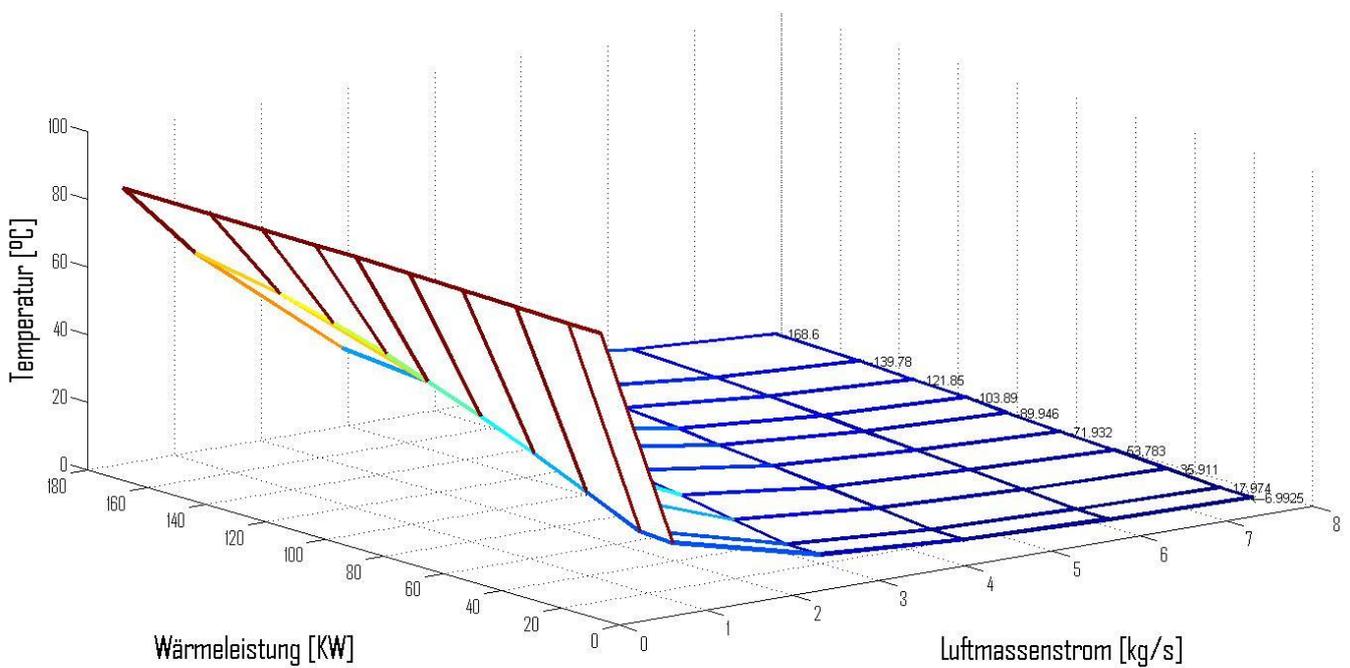


Abbildung 28: Temperaturänderung bei eingeschaltetem Ladeluft- und Klimakreislauf

Abbildung 28 zeigt die Änderung der Eintrittstemperatur der Luft, die in den Wasserkühler einströmt, aufgetragen über der Wärmeleistung und dem Luftmassenstrom. Bei sehr kleinem Luftmassenstrom ist die Temperaturänderung wesentlich höher als bei großem Luftmassenstrom.

3.12. Untersuchung und Aufzeichnen der Viskokupplung-Charakteristik

In diesem Teil der Diplomarbeit wird die Charakteristik der Viskokupplung untersucht. Es wird das Verhalten der Lüfterleistung in Abhängigkeit von der Motordrehzahl und dem Zuschaltgrad betrachtet. In der Abbildung 29 sieht man, wie sich die Leistung, die für den Lüfter zur Verfügung steht, über verschiedene Motordrehzahlen und Zuschaltgrade verhält. Die Lüfterleistung ist definiert durch die Formel:

$$P_L = k n^3 \quad (3.8)$$

P_L Antriebsleistung [W]

n Lüfterdrehzahl [1/min]

k Proportionalität Faktor

Die Faktor k wird aus Lüfterleistungsdaten, die in Abbildung 23 gezeichnet sind, ausgerechnet und durch die Formel

$$k = \frac{P_{L,max}}{n_{max}^3} \quad (3.9)$$

bestimmt.

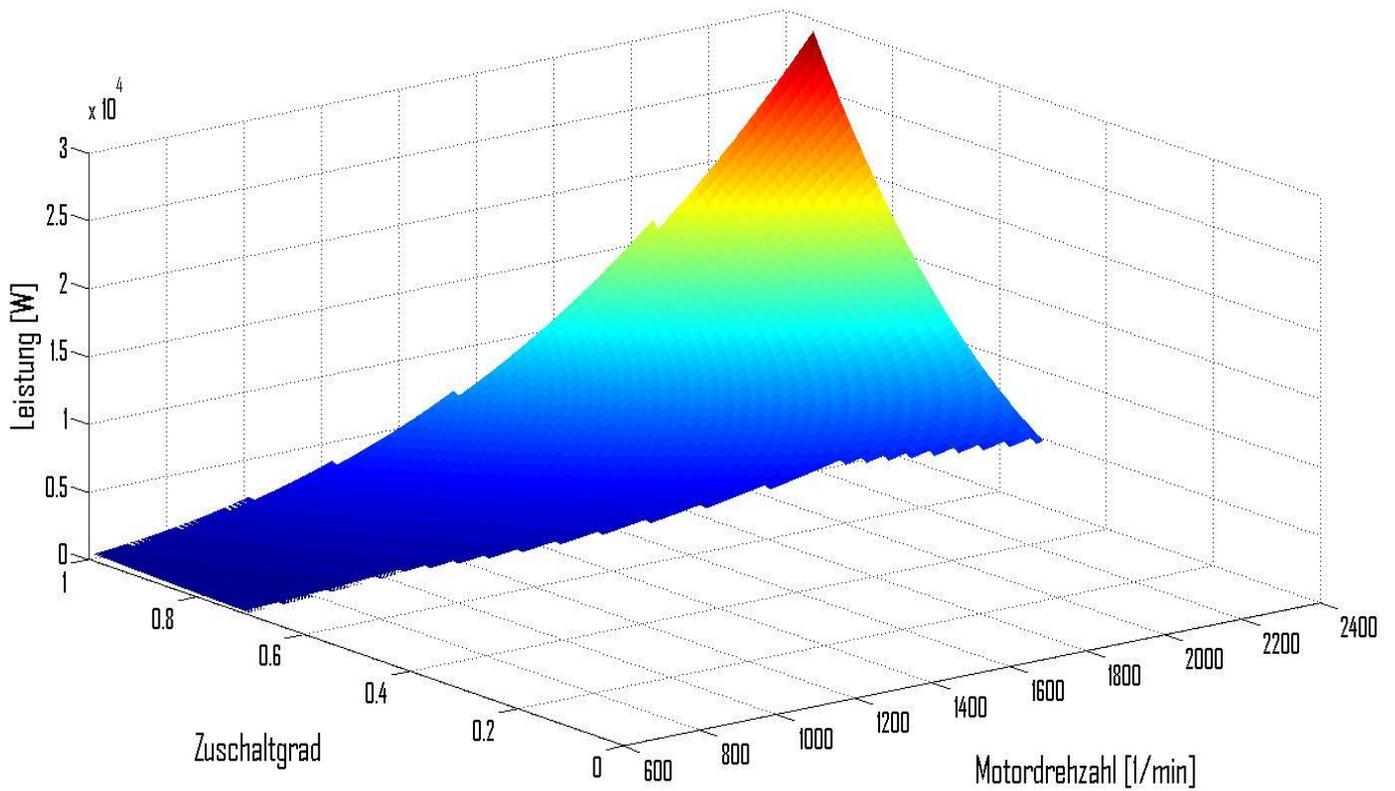


Abbildung 29: Charakteristik der Viskokupplung

Aus dieser Viskokupplung-Charakteristik geht hervor, dass bei der niedrigsten Motordrehzahl von 600 [1/min] der Zuschaltgrad ungefähr 0.7 beträgt, was bedeutet, dass die minimale Lüfterdrehzahl ca. 420 [1/min] ist. Wenn man die größte Motordrehzahl von 2400 [1/min] betrachtet, kann man erkennen, dass der Zuschaltgrad maximal 0.95 wird, was eine maximale Lüfterdrehzahl von ca. 2280 [1/min] bedeutet. Man kann daraus schließen, dass der Viskokupplungsarbeitsbereich zwischen 420 [1/min] und 2280 [1/min] liegt.

4. Modellbildung und Simulation

Modellbildungen und Simulationen werden mit dem Softwarewerkzeug MATLAB & Simulink (Angermann, Michael, Martin, & Ulrich, 2007) durchgeführt. Die notwendigen Parameter für die Modelle wurden aus dem Softwarepaket KULI extrahiert. Nach Erstellung eines Modells in MATLAB & Simulink werden die Sprungantworten mit dem KULI-Modell verifiziert und durch Variation von Parametern abgestimmt. Ziel ist es, die Abweichungen in der Dynamik und im eingeschwungenen Zustand zwischen den Modellen zu minimieren.

4.1. Sprungantworten der Temperatur des verifizierten Modells in KULI

Für die Untersuchung, ob das Kühlsystem im ungünstigsten Fall den gegebenen Anforderungen gewachsen ist und für die Abschätzung der Eigenschaften der Kühlung, werden als erstes Sprungantworten untersucht. Als Sprungeingang wurde die maximale Verlustleistung herangezogen, die von der Motordrehzahl und vom effektiven Mitteldruck abhängig ist. Alle anderen Parameter sind konstant ausgewählt. Die Sprungantworten werden im Fall der höchsten Beanspruchung des Kühlkreislaufs simuliert, weil in diesem Fall die Dynamik der Temperatur am besten zu untersuchen ist. Die Temperaturänderungen in diesem Fall sind am größten, womit auch die Dynamik am höchsten wird. Zusätzlich wird zu dem hochbeanspruchenden Fall eine hohe Umgebungstemperatur von 40 [°C] genommen und eine Fahrgeschwindigkeit von 0 [km/h], was keinen zusätzlichen Luftmassenstrom durch den Fahrtwind bedeutet. Die Starttemperatur des Kühlsystems beträgt 40 [°C], was der Umgebungstemperatur entspricht. Es werden mehrere Simulation mit unterschiedlichen Lüfterdrehzahlen im Bereich von 400 [1/min] bis 3000 [1/min] mit 200 [1/min] Schritten durchgeführt.

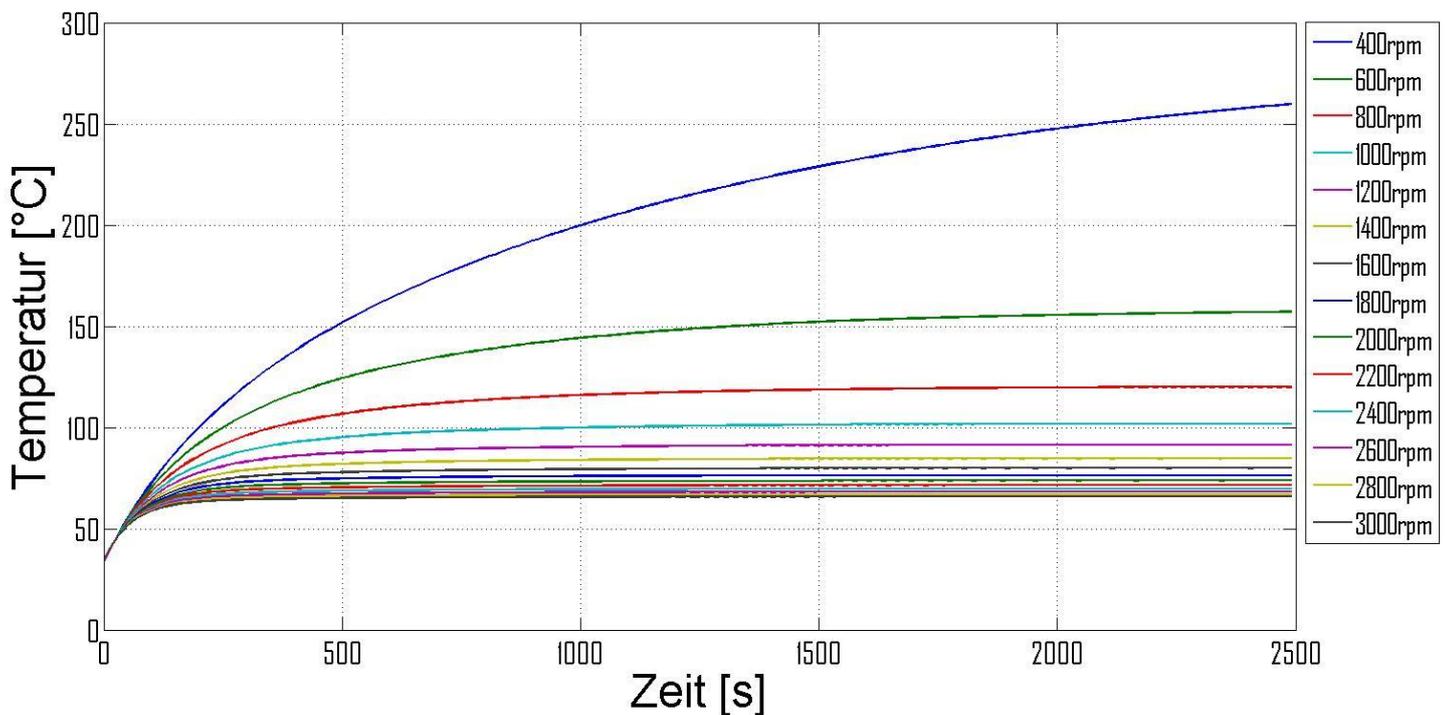


Abbildung 30: Sprungantworten der Temperatur bei verschiedenen Lüfterdrehzahlen

4.1.1. MATLAB Modell

Aus der Abbildung 30 kann man sehen, dass das System eine Sprungantwort gleich der Sprungantwort eines Verzögerungsglieds erster Ordnung (PT1-Glied) besitzt. Die Übertragungsfunktion eines PT1-Gliedes lautet:

$$G(s) = \frac{V}{1 + T s} \quad (4.1)$$

$G(s)$ Übertragungsfunktion
 V Verstärkung
 T Zeitkonstante

Aus der Übertragungsfunktion kann man die Differentialgleichung für das MATLAB-Modell herleiten:

$$\dot{y} = \frac{1}{T} (V u - y) \quad (4.2)$$

y Ausgang
 u Ausgang
 V Verstärkung
 T Zeitkonstante

Die Strecke wird aufgrund dieser Differentialgleichung aufgebaut. Die Parameter V und T werden aus den Sprungantworten, von Abbildung 30 ausgelesen und ausgerechnet.

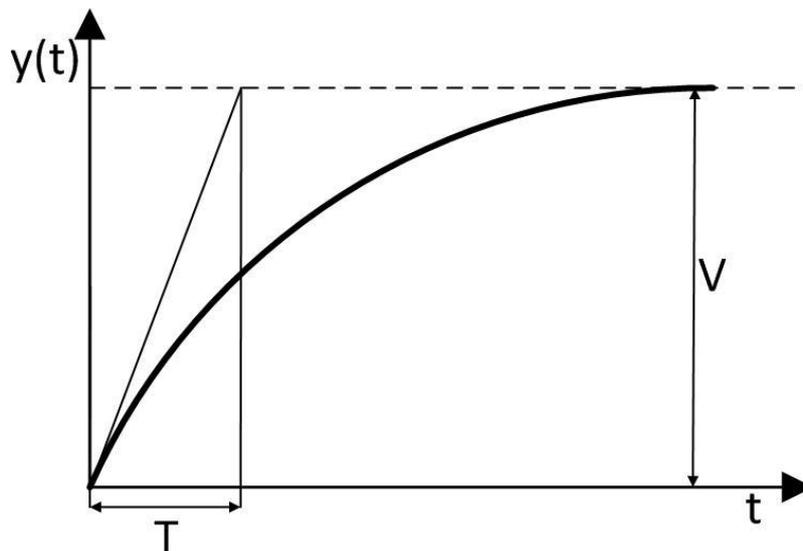


Abbildung 31: Sprungantwort einer PT1-Glied

Die Verstärkung V wird für jede Lüfterdrehzahl bestimmt und entspricht dem stationären Endwert der Sprungantwort. Der Verstärkungsfaktor ist in der Abbildung 32 dargestellt.

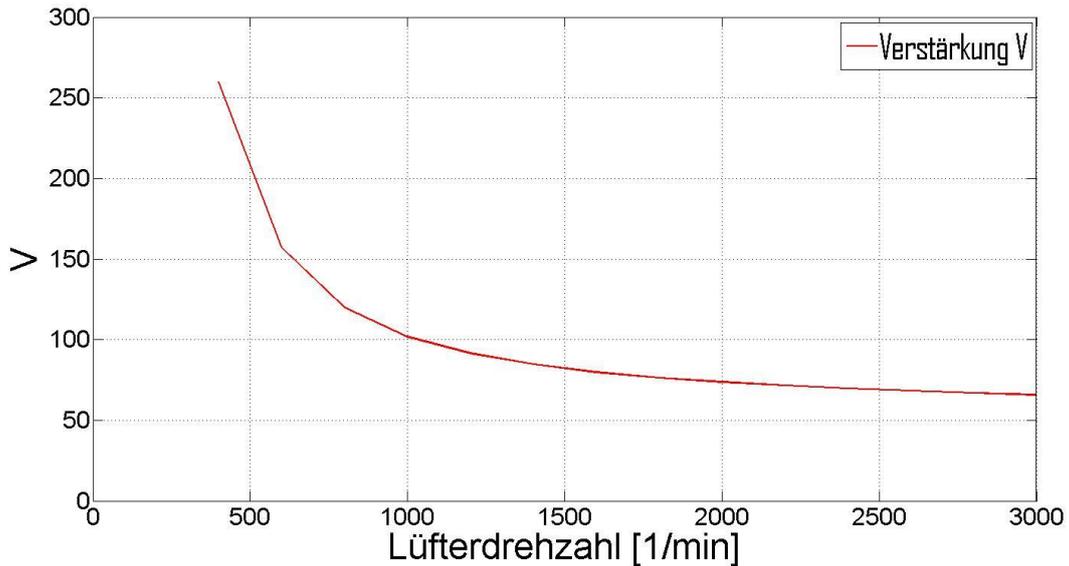


Abbildung 32: Verstärkungsfaktor über der Lüfterdrehzahl

Die Zeitkonstante T wird durch den Anstieg der Tangente im Ursprung bestimmt. Dieser Vorgang wird für jede Lüfterdrehzahl durchgeführt. Die Verstärkung V wird als Look-up Tabelle realisiert, da sie von der Lüfterdrehzahl abhängig ist. Zur Vereinfachung der Reglerauslegung wird die Strecke (Abbildung 33) durch eine gemittelte Zeitkonstante im Modell vereinfacht.

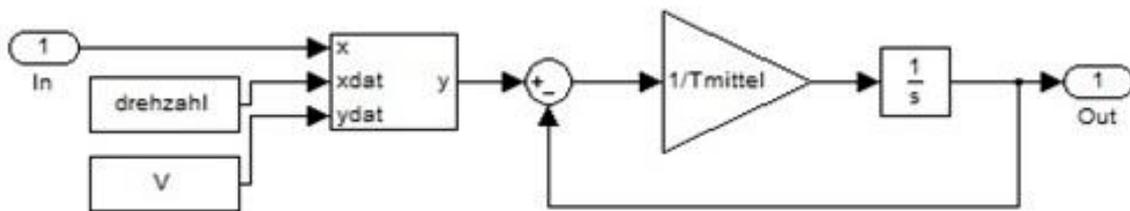


Abbildung 33: MATLAB Strecke Modell

Als Regler wird ein PI-Regler ausgewählt. Die Integralgleichung eines PI-Reglers lautet:

$$u(t) = K_P \left[e(t) + \frac{1}{T_N} \int_0^t e(\tau) d\tau \right] \quad (4.3)$$

Die Übertragungsfunktion zwischen Eingang $e(t)$ und Ausgang $u(t)$ ist:

$$G_R(s) = \frac{U(s)}{E(s)} = K_P \left(1 + \frac{1}{T_N s} \right) \quad (4.4)$$

Zu dem PI-Regler wird noch eine Anti-Wind up Maßnahme (Abbildung 34) hinzugefügt, die Rückinformation zum Regler liefert, ob er im Sättigungsbetrieb läuft. Anti-Wind up wird realisiert, indem die Differenz zwischen Eingang und Ausgang des Sättigungsglieds vor dem Integrator Block abgezogen wird. Somit erreicht der Integralanteil des Reglers nicht beliebig große Werte.

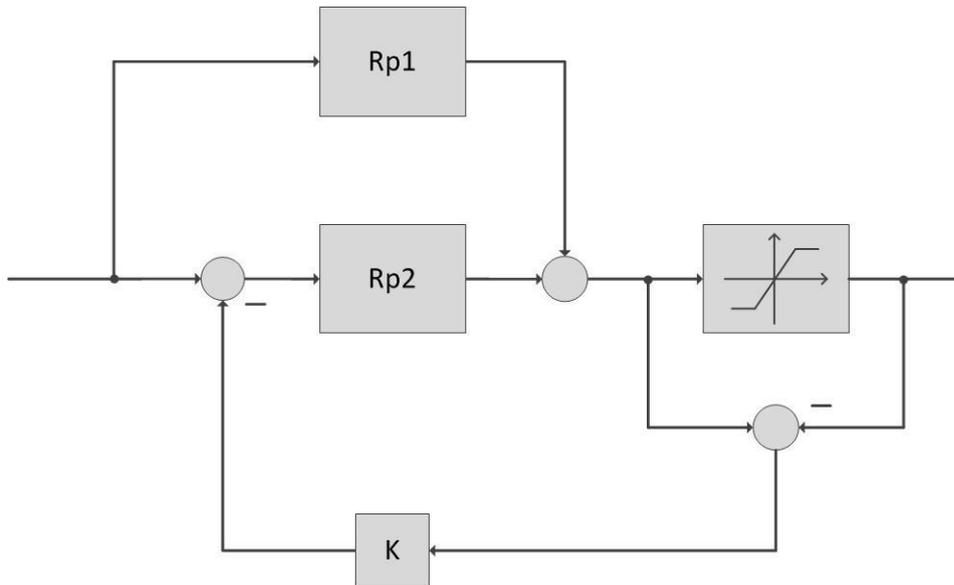


Abbildung 34: Anti-Wind up Maßnahme mit PI-Regler

Das Verstärkungsglied lautet

$$R_{p1}(s) = K_P \quad (4.5)$$

und das Integratorglied ist definiert durch:

$$R_{p2}(s) = \frac{K_P}{T_N s} \quad (4.6)$$

Die gesamte Regelungsstrategie wird als Standardregelkreis (Abbildung 35) (Horn & Dourdoumas, 2004) aufgebaut, welcher die Strecke (Abbildung 33), den Regler (Abbildung 34) und die negative Rückkopplung der Ausgangsgröße y enthält.

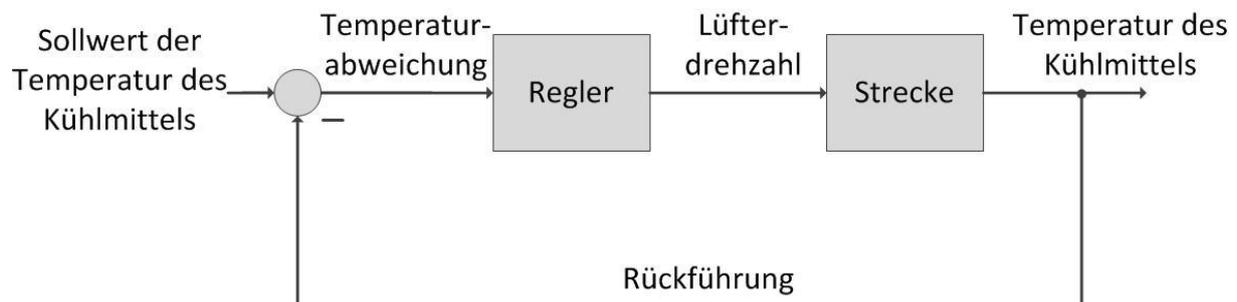


Abbildung 35: Standardregelkreis

Die PI-Regler Parameter und der Anti-Wind up Parameter wurden durch die Simulationen ermittelt. Die erhaltenen Werte betragen $K_P = 160$, $T_N = 55$ und $K = 1$. Da negative Drehzahlen des Lüfters nicht zugelassen werden, ist der Sättigungsblock nach unten mit dem Wert von 0 [V] Spannung begrenzt. Somit arbeitet der Regler erst beim Überschreiten der Solltemperatur, was ausschließlich negative Regelfehler zur Folge hat. In (Abbildung 36) ist daher nach der Addition des Proportional- und Integralanteils eine Multiplikation mit dem Wert -1 zu sehen. Der Anti-wind up Koeffizient wird zusätzlich mit -1 multipliziert, weil die Regelabweichung $e(s)$ negativ wird und bei einem positiven Anti-wind up-Faktor der Integrator weiter in den negativen Bereich laufen würde. Somit wird zum

Integratoreingang ein positiver Wert addiert und die Integratorausgang in der Umgebung des Sättigungsbereichs gehalten.

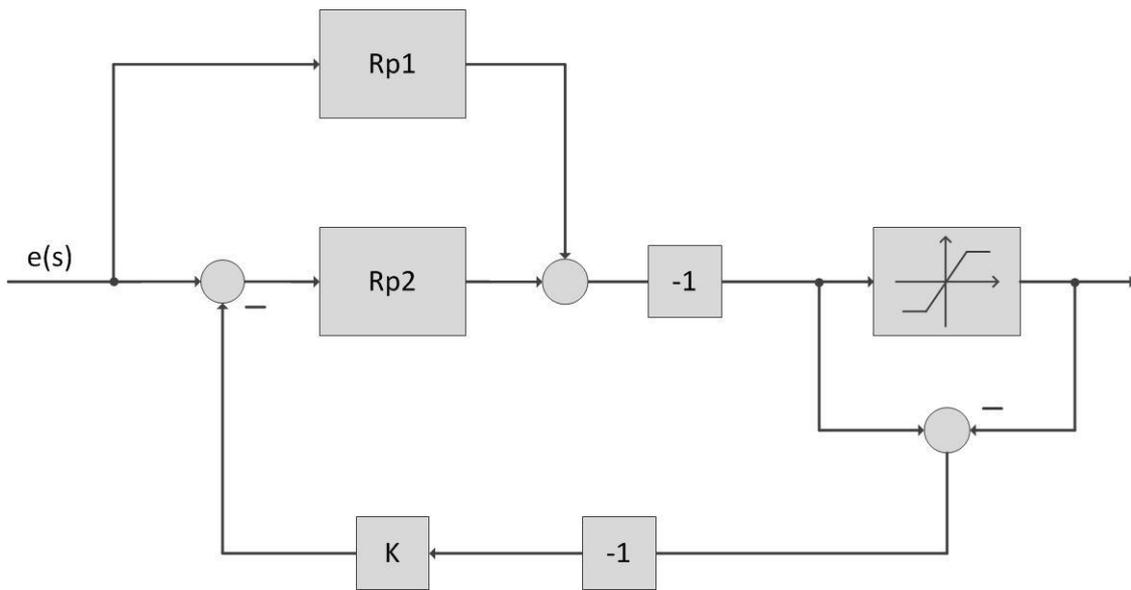


Abbildung 36: Modifizierte Reglerstruktur

4.1.2. Simulationsergebnisse

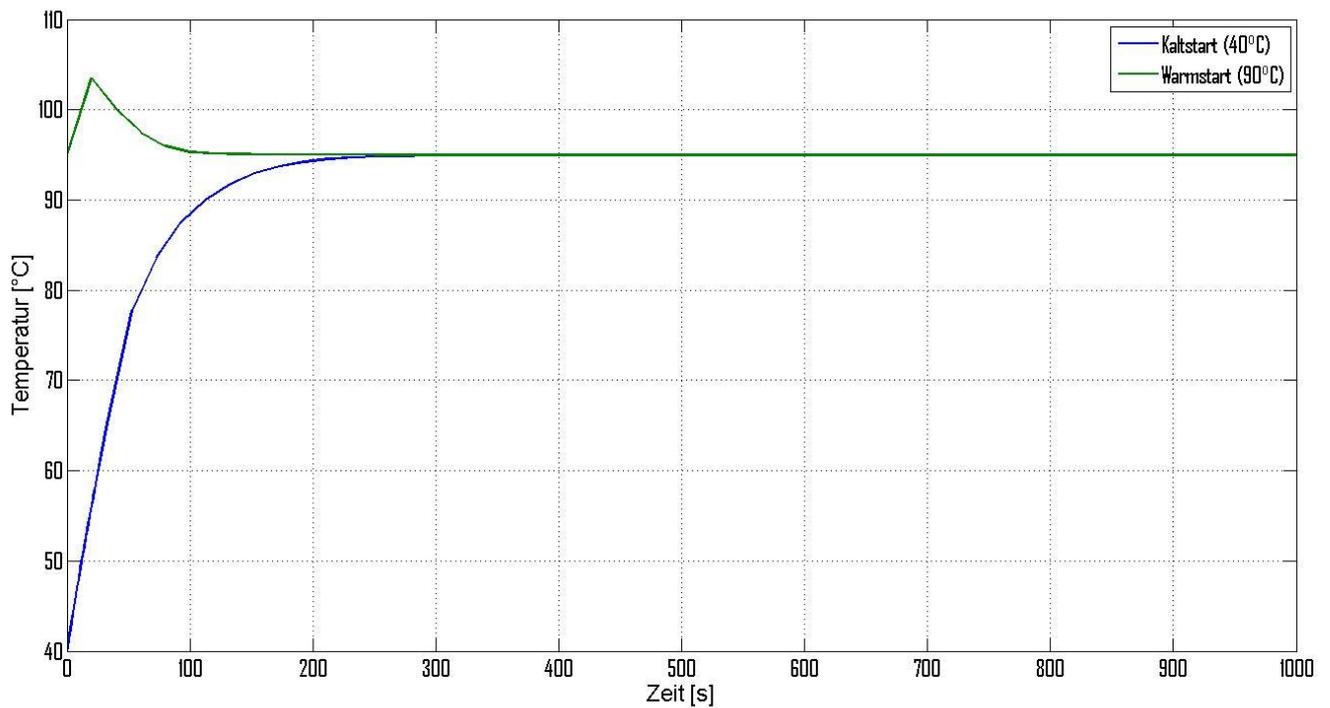


Abbildung 37: Sprungantwort der Temperatur

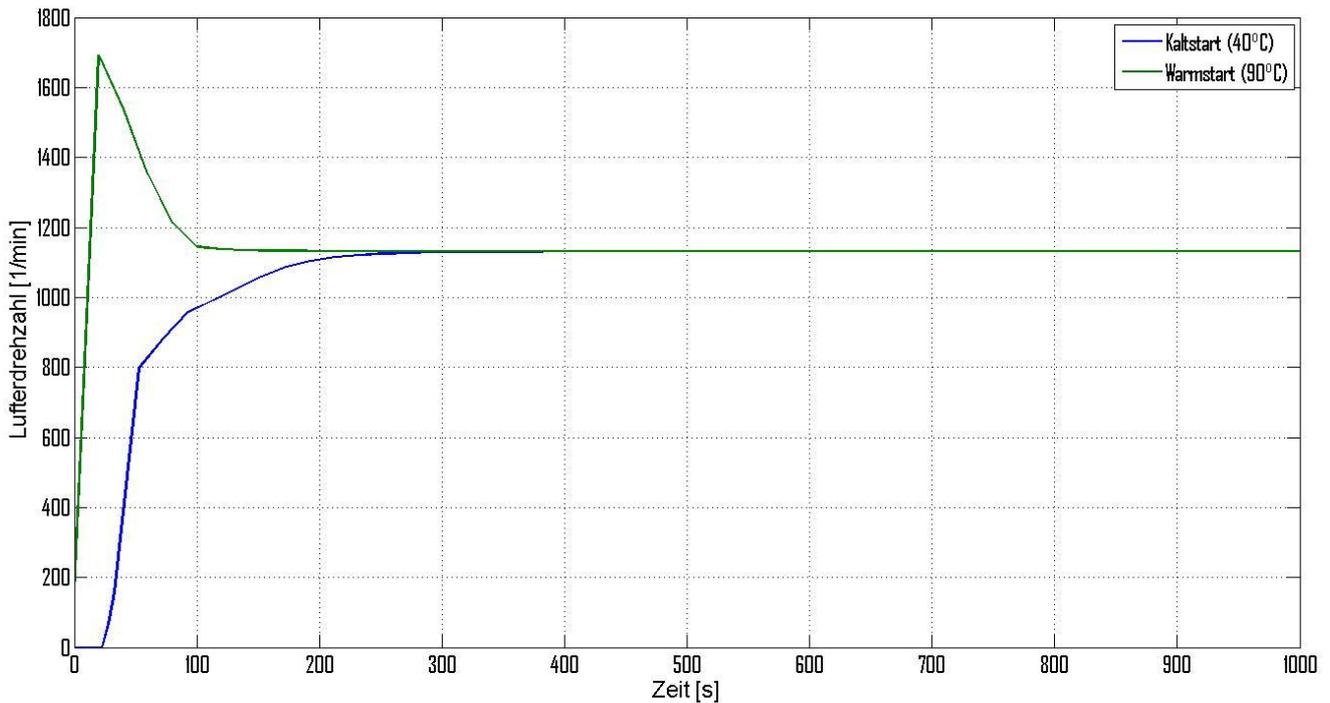


Abbildung 38: Lüfterdrehzahlverlauf

In Abbildung 37 und Abbildung 38 sieht man zwei unterschiedliche Sprungantworten. Für die beiden Simulationen wird eine Führungsgröße von 95 [°C] ausgewählt, die mit kleinstmöglichen Temperaturabweichungen geregelt werden soll. Die zwei Simulationen unterscheiden sich in der Starttemperatur des Motors. Die blauen Graphen in Abbildung 37 und Abbildung 38 zeigen den simulierten Kaltstart des Verbrennungsmotors bei einer Umgebungstemperatur von 40 [°C]. Bei dieser Simulation erreicht die Kühlmitteltemperatur den Sollwert erst nach 250 Sekunden. Danach wird die Temperatur des Systems konstant gehalten. Wenn man die Lüfterdrehzahl betrachtet, bleibt sie am Anfang bei einer Drehzahl 0 [1/min] und steigt erst nach ca. 20 Sekunden, bis zum Maximalwert von ca. 1130 [1/min]. Die zweite Simulation (grüne Linie) zeigt einen warmgestarteten Motor, d.h. die Temperatur des Kühlmittels beträgt 95 [°C]. Nach dem Start wird dann der Verbrennungsmotor voll belastet. Bei dieser Simulation überschreitet die Temperatur anfangs die Führungsgröße um ca. 8.5 [°C]. Diese Überschreitung ist noch in den erlaubten Grenzen, da der Motorblock kurzfristig die Temperatur von 105 [°C] annehmen kann. Man kann erkennen, dass die Lüfterdrehzahl anfangs steigt, bis die Temperatur des Kühlmittels zu sinken beginnt, was zeitlich nach ca. 20 Sekunden stattfindet. Schließlich pendelt sich die Lüfterdrehzahl auf den Wert von ca. 1130 [1/min] ein. Heutige elektrische Maschinen können so dimensioniert werden, dass sie die maximale Drehzahl schneller erreichen und somit diese Überschreitung der Kühlmitteltemperatur verkleinern könnten.

4.2. Modellbildung des gesamten Kühlsystems

Aus Abbildung 7 kann man erkennen, dass bei der Wärmeübertragung von der Zylinderwand auf die Luft die Energie vier verschiedene Medien passiert. Die Übergänge sind von Brennraum - Zylinderwand - Kühlmittel - Kühlerblock - Luft modelliert. Die erste Wärmeübertragung vom Brennraum zur Zylinderwand wurde vernachlässigt, da die an der Zylinderwand abgegebene Wärmeleistung bekannt ist. Die zweite Wärmeübertragung beschreibt den Wärmeübergang von der

Zylinderwand auf das Kühlmittel. Der dritte Wärmetransport beinhaltet die Wärmeströmung vom Kühlmittel im Motorblock zum Kühlmittel im Wasserkühler. Der Kühlerblock wird vernachlässigt, da aus KULI nur der direkte Wärmeübergangskoeffizient zwischen innerem und äußerem Medium bekannt ist. Als letzte Wärmeübertragung wird der Wärmeübergang vom Kühlmittel auf die Umgebungsluft betrachtet.

4.2.1. Differentialgleichungssystem

Der Wärmeübergang lässt sich aus der Formel für das Perpetuum Mobile 1. Art ableiten (Kapitel 0). Die Wärme, die auf das System abgegeben wird, teilt sich auf in die gespeicherte und abgeführte Wärme

$$\Delta Q = \Delta W + \Delta U \quad (4.7)$$

Die Energie, die zwischen zwei Medien ausgetauscht wird, lässt sich durch die Formel für den Wärmeübergang ausrechnen:

$$\frac{\Delta W}{\Delta t} = \alpha A (T_1 - T_2) \quad (4.8)$$

Die im System gespeicherte Energie lässt sich durch die Formel:

$$\Delta U = c_v M \Delta T \quad (4.9)$$

beschreiben. Der Wärmestrom, der ins Kühlsystem eingebracht wird, verteilt sich auf das Kühlmittel im Motorblock und auf die Zylinderwand folgendermaßen:

$$\dot{Q} = \alpha_{W1} A_{W1} (T_{ZW} - T_{W1}) + c_{ZW} M_{ZW} \frac{dT_{ZW}}{dt} \quad (4.10)$$

Die zweite Gleichung beschreibt die ins Kühlmittel geleitete Wärmeleistung:

$$\alpha_{W1} A_{W1} (T_{ZW} - T_{W1}) = c_{W1} \dot{m}_W (T_{W1} - T_{W2}) + c_{W1} M_{W1} \frac{dT_{W1}}{dt} \quad (4.11)$$

Der nächste Wärmetransport findet vom Kühlmittel im Motorblock zum Kühlmittel im Wasserkühler statt, was durch folgende Differentialgleichung beschreiben wird

$$c_{W1} \dot{m}_W (T_{W1} - T_{W2}) = \alpha_{W2} A_{W2} (T_{W2} - T_A) + c_{W2} M_{W2} \frac{dT_{W2}}{dt}. \quad (4.12)$$

Die letzte Gleichung beschreibt den Wärmeübergang zwischen dem Kühlmittel im Wasserkühler zur Kühlluft:

$$\alpha_{W2} A_{W2} (T_{W2} - T_A) = c_A \dot{m}_A (T_A - T_E) + c_A M_A \frac{dT_A}{dt} \quad (4.13)$$

Die gesamte Wärmeübertragung lässt sich durch die folgende vier Gleichungen beschreiben:

$$c_{ZW} M_{ZW} \frac{dT_{ZW}}{dt} = -\alpha_{W1} A_{W1} (T_{ZW} - T_{W1}) + \dot{Q} \quad (4.14)$$

$$c_{W1}M_{W1}\frac{dT_{W1}}{dt} = \alpha_{W1}A_{W1}(T_{ZW} - T_{W1}) - c_{W1}\dot{m}_W(T_{W1} - T_{W2}) \quad (4.15)$$

$$c_{W2}M_{W2}\frac{dT_{W2}}{dt} = -\alpha_{W2}A_{W2}(T_{W2} - T_A) + c_{W2}\dot{m}_W(T_{W1} - T_{W2}) \quad (4.16)$$

$$c_A M_A \frac{dT_A}{dt} = \alpha_{W2} A_{W2} (T_{W2} - T_A) - c_A \dot{m}_A (T_A - T_E) \quad (4.17)$$

\dot{Q}	Wärmestrom [$J s^{-1}$]
M_{ZW}	Masse der Zylinderwand [kg]
T_{ZW}	Temperatur der Zylinderwand [$^{\circ}C$]
c_{ZW}	Wärmekapazität der Zylinderwand [$J kg^{-1} K^{-1}$]
α_{W1}	Wärmeübergangskoeffizient zwischen Zylinderwand und Kühlmittel [$W m^{-2} K^{-1}$]
A_{W1}	Wärmeübertragende Fläche zwischen Zylinderwand und Kühlmittel [m^2]
T_{W1}	Temperatur des Kühlmittels im Motor [$^{\circ}C$]
c_{W1}	Wärmekapazität des Kühlmittels im Motor [$J kg^{-1} K^{-1}$]
M_{W1}	Masse des Kühlmittels im Motor [kg]
c_{W2}	Wärmekapazität des Kühlmittels im Wasserkühler [$J kg^{-1} K^{-1}$]
\dot{m}_W	Kühlmittelmassenstrom [$kg s^{-1}$]
T_{W2}	Temperatur des Kühlmittels nach dem Wasserkühler [$^{\circ}C$]
M_{W2}	Masse des Kühlmittels im Wasserkühler [kg]
α_{W2}	Wärmeübergangskoeffizient zwischen dem Kühlmittel und der Luft [$W m^{-2} K^{-1}$]
A_{W2}	Wärmeübertragende Fläche zwischen dem Kühlmittel und der Luft [m^2]
T_A	Temperatur der Luft [$^{\circ}C$]
c_A	Wärmekapazität der Luft [$J kg^{-1} K^{-1}$]
M_A	Masse der Luft im Kühler [kg]
\dot{m}_A	Kühlluftmassenstrom [$kg s^{-1}$]
T_E	Temperatur der Umgebung [$^{\circ}C$]
Es gilt:	
$c_{W2} = c_{W1}$	

4.2.2. Zusätzliche Parameter

Der Parameter M_{W2} , Masse des Kühlmittels, wird aus Konstruktionsdaten des Wasserkühlers errechnet. Mit bekanntem Rohrquerschnitt, Breite und Anzahl der Rohre, kann man das Volumen bestimmen. Mit bekanntem Volumen und Dichte des Kühlmediums lässt sich einfach die Masse ausrechnen.

Ein fehlender Parameter ist die Masse M_A der Luft die sich im Kühler befindet. Sie lässt sich berechnen als das Gesamtvolumen des Wasserkühlers minus das Wasservolumen im Wasserkühler, multipliziert mit der Dichte der Luft. Das Volumen der Bauteile des Wasserkühlers wurde vernachlässigt.

Der fehlende Parameter α_{W2} , der Wärmeübergangskoeffizient (Abbildung 39) zwischen dem Kühlmittel und der Luft, lässt sich aus dem verifizierten KULI Modell auslesen. Der Wärmeübergangskoeffizient ist vom inneren und äußeren Durchsatz des Kühlers abhängig. Der innere Durchfluss beinhaltet den Kühlmittelmassenstrom und der äußere ist der Luftmassenstrom.

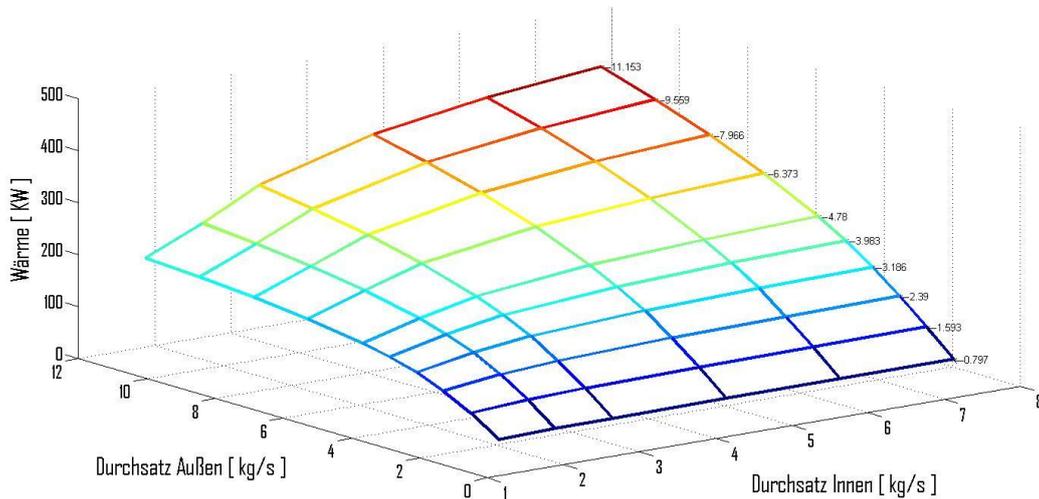


Abbildung 39: Wärmeübergangskoeffizient

4.3. Problemformulierung

Durch die vier Differentialgleichungen ergibt sich ein Streckenmodell (Abbildung 40) mit vier Eingangsgrößen und vier Ausgängen. Als Ausgang erhält man die Information über die Temperaturen der Teilsysteme. Für die Regelung der relevanten Temperatur wird die Kühlmitteltemperatur T_{W1} ausgewählt, weil hierfür Grenzwerte vorgegeben sind (105 [°C] Maximaltemperatur).

Eingänge

- Kühlmittelmassenstrom
- Luftmassenstrom
- Wärme, die auf das Kühlsystem abgegeben wird
- Umgebungstemperatur

Ausgänge

- Temperatur Zylinderwand
- Temperatur Kühlmittel nach dem Motorblock
- Temperatur Kühlmittel nach dem Wasserkühler
- Lufttemperatur

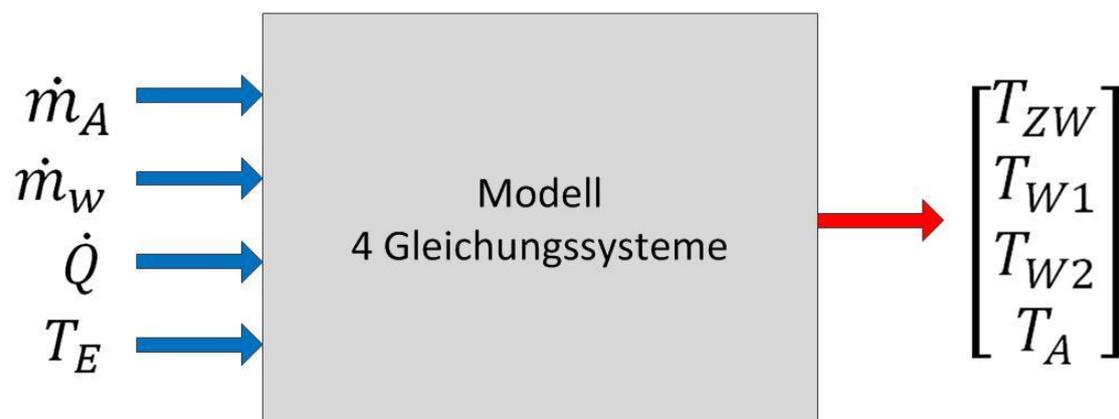


Abbildung 40: Streckmodell

Die Optimierung des Kühlsystems soll unter dynamischen Bedingungen für den Motor und das Fahrzeug durchgeführt werden. Das beinhaltet Parameter wie z.B. Motordrehzahl, effektiver Mitteldruck, Lüfterdrehzahl und Fahrzeuggeschwindigkeit. Der Kühlluftmassenstrom \dot{m}_A ist von der Fahrzeuggeschwindigkeit und von der Lüfterdrehzahl abhängig (Abbildung 41). Die Wärmezufuhr \dot{Q} variiert mit dem aktuellen Lastpunkt des Verbrennungsmotors und ist somit abhängig von der Motordrehzahl und dem effektiven Mitteldruck. Der Wassermassenstrom \dot{m}_W ist nur von der Motordrehzahl abhängig (Kapitel 3.2.1). Alle diese Abhängigkeiten werden in dieser Arbeit in MATLAB & Simulink Modell mit Look-up Tabellen dargestellt.

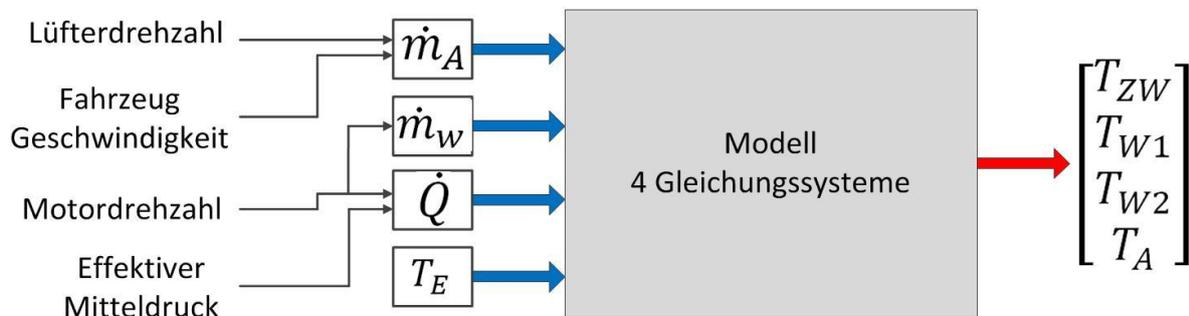


Abbildung 41: Modellierte Strecke

4.4. Abstimmung des MATLAB & Simulink-Modells auf das KULI Modell

Nach der Erstellung des Gesamtmodells, das die Wärmeübertragung in einem LKW-Kühlsystem beschreibt, wird dieses Modell an ein verifiziertes KULI Modell angepasst. Die Abstimmung mit dem KULI Modell wurde durchgeführt, um die zusätzlichen Parameter für die MATLAB & Simulinkmodell zu ermitteln. Die Abstimmung erfolgt durch Erzeugung eines Kennfelds, welches die angeströmte Fläche abhängig von der Lüfterdrehzahl und Fahrgeschwindigkeit variiert, sowie die Anpassung des Luftmassenstroms. Durch die Änderung der angeströmten Fläche wurde versucht, die Strömungswiderstände und Verwirbelungen die Durchströmung der drei Kühler (Wasserkühler, Ladeluftkühler, Klimakondensator) und den Kühlergrill anzunähern.

4.4.1. Abstimmung durch Variation der angeströmten Fläche

Durch ein Kennfeld, das die angeströmte Fläche in Abhängigkeit von der Lüfterdrehzahl und der Fahrzeuggeschwindigkeit angibt, werden die Strömungswiderstandskomponenten vor dem Wasserkühler angenähert. Die betrachteten Parameter sind die Fahrzeuggeschwindigkeit und Lüfterdrehzahl. Das Kennfeld der angeströmten Flächen wird durch verschiedene Simulationen erzeugt. Zuerst werden diese Simulationen in KULI, bei unterschiedlichen Fahrzeuggeschwindigkeiten und Lüfterdrehzahlen, durchgeführt. Die Ergebnisse aus der KULI-Simulation werden mit den Ergebnissen aus der MATLAB- Simulationen verglichen und angepasst. Die verwendeten Eingangsdaten sind in Abbildung 42 dargestellt. Die Motorstarttemperatur (bzw. Initialisierungstemperatur des Kühlmittels) und die Umgebungstemperatur werden 25°C ausgewählt.

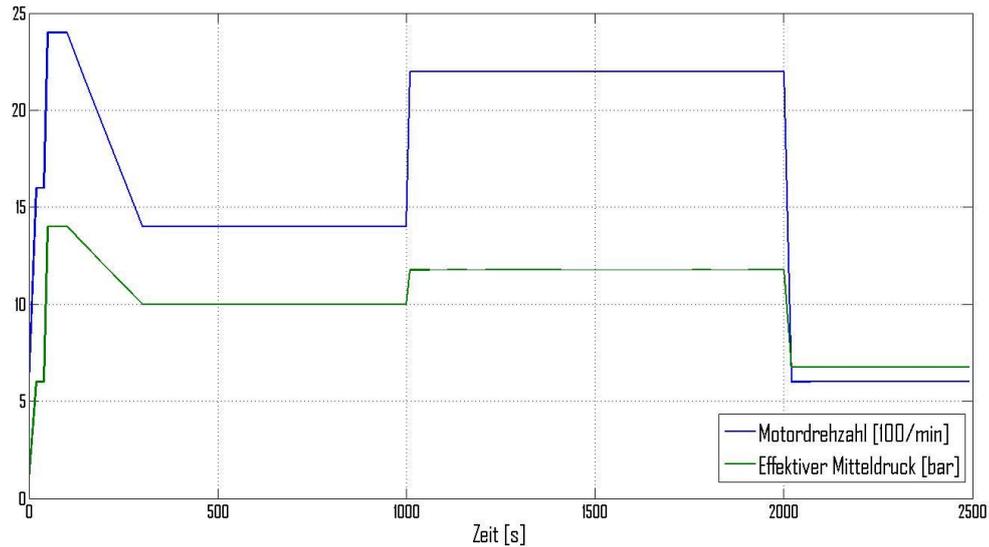


Abbildung 42: Motordrehzahl und effektiver Mitteldruck

Abbildung 43 zeigt die Auswertung der Anpassung für eine konstante Lüfterdrehzahl von 100 [1/min] und verschiedenen Fahrzeuggeschwindigkeiten. Es werden noch die Anpassungen für Lüfterdrehzahlen von 1 [1/min], 500 [1/min], 1000 [1/min] und 1500 [1/min] durchgeführt.

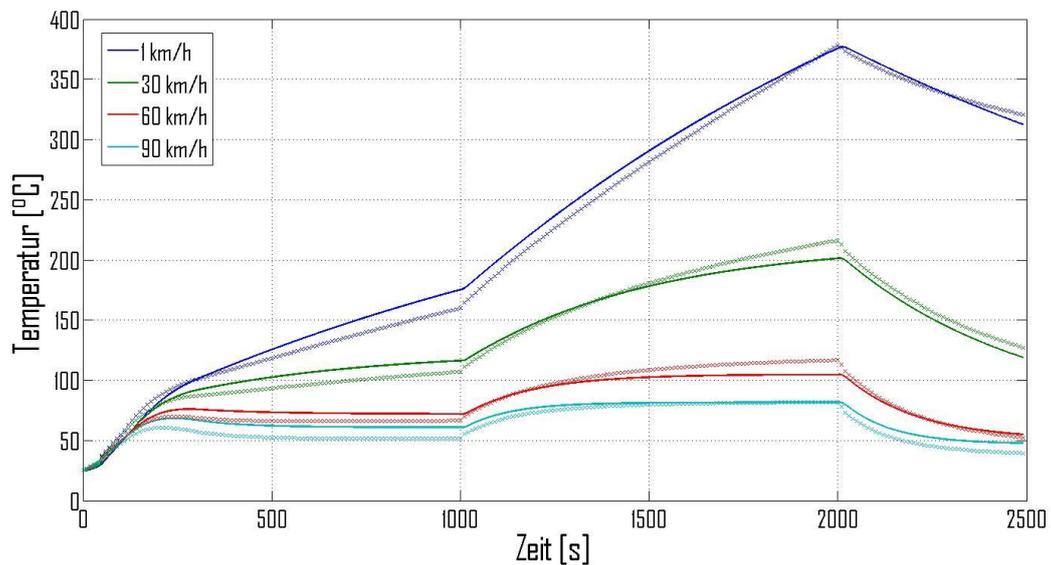


Abbildung 43: Angepasste Sprungantworten

Das Ergebnis der Abstimmung beschreibt die Änderung der angeströmten Fläche in Abhängigkeit von Lüfterdrehzahl und Fahrzeuggeschwindigkeit aufgrund des Strömungswiderstandseinflusses. Die genaue Abhängigkeit sieht man in der Abbildung 44.

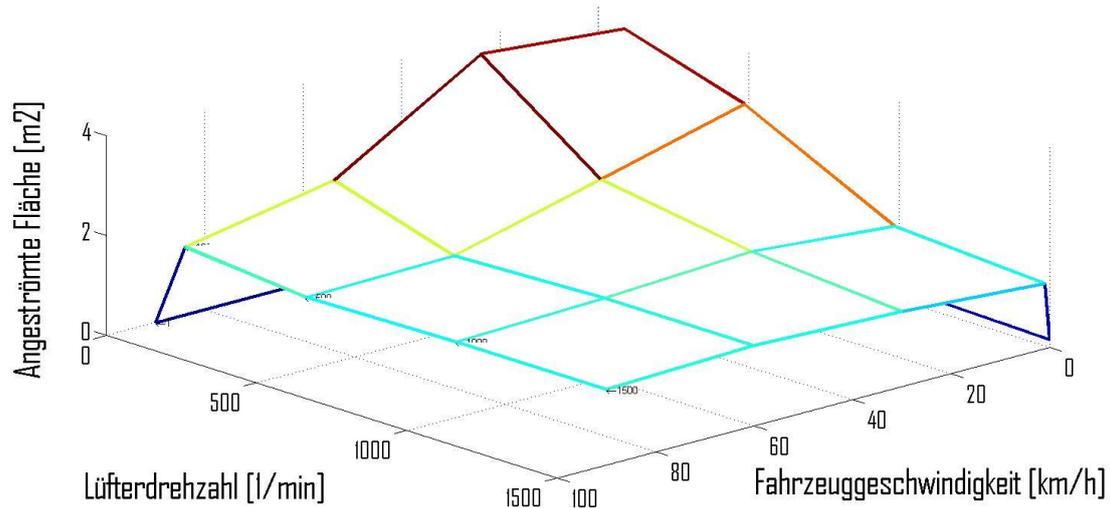


Abbildung 44: Angepasste angeströmte Fläche

Mit steigender Fahrzeuggeschwindigkeit und steigender Lüfterdrehzahl sinkt die angeströmte Fläche. Bei genauerer Untersuchung stellt sich heraus, dass der höchste Punkt bei einer Geschwindigkeit von 30 [km/h] in Abbildung 44 auftritt.

4.4.2. Abstimmung durch Änderung des Luftmassenstroms

Durch die Simulationen wurde bemerkt, dass das dynamische Verhalten des MATLAB-Modells sehr gut zu dem dynamischen Verhalten des verifizierten KULI-Modells passt. Jedoch haben die Endwerte der Sprungantwort noch Abweichungen, die korrigiert werden müssen. Diese Korrektur wird durch die Änderung des Luftmassenstroms durchgeführt. Für die Abstimmung wurden Daten aus einer realen Messfahrt herangezogen, wie in Abbildung 45 zu sehen ist.

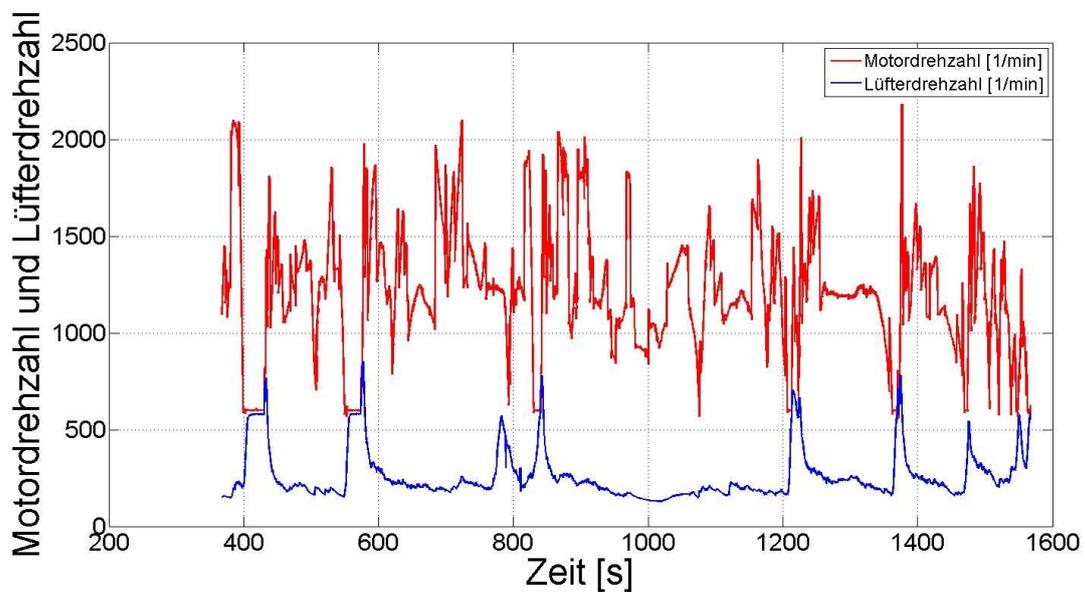


Abbildung 45: Anpassungsteststrecke: Motordrehzahl und Lüfterdrehzahl

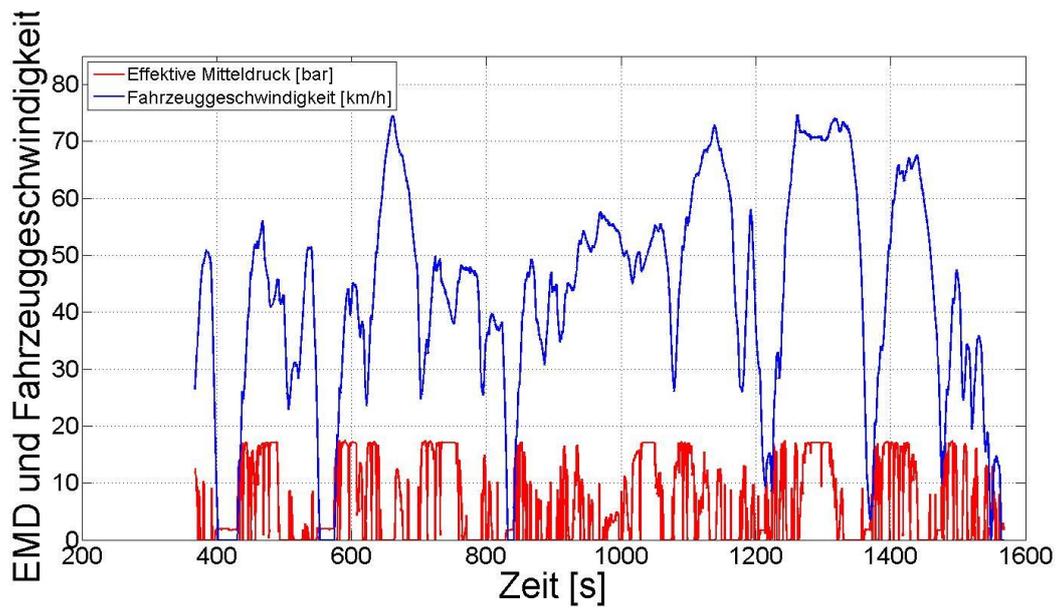


Abbildung 46: Anpassungsteststrecke: effektiver Mitteldruck und Fahrzeuggeschwindigkeit

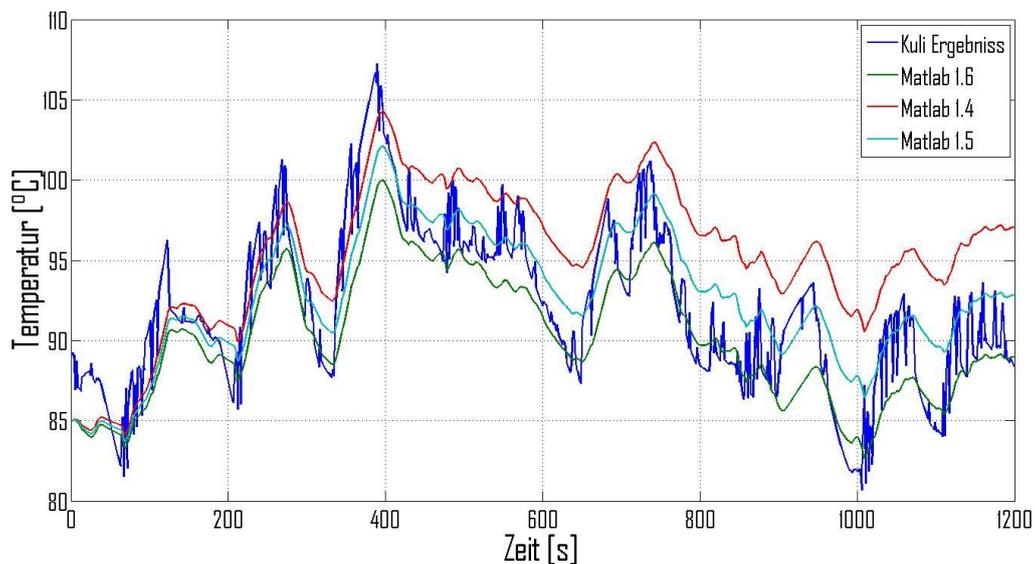


Abbildung 47: Anpassung des Luftmassenstroms

Die Abstimmung wird durch den Vergleich der Eintrittstemperaturen in den Wasserkühler zwischen dem MATLAB Modell und dem KULI-Modell durchgeführt. Die dunkel blaue Linie (Abbildung 47) zeigt die Temperaturantwort des KULI Modells auf die in Abbildung 45 und Abbildung 46 dargestellten Eingangsdaten. Diese Daten wurden in einem Nutzfahrzeug gemessen, das als Kühlsystem eine Zwangsumlaufkühlung und einen Viskolüfter hat.

Die Temperaturantworten des MATLAB-Modells sind mit grüner, hellblauer und roter Farbe dargestellt. Jede Farbe zeigt eine Temperaturantwort mit unterschiedlichem Verstärkungsfaktor des Massenstroms. In der Abbildung 47 werden Temperaturantworten mit drei verschiedenen Faktoren (1.6, 1.5 und 1.4) gezeigt. Durch den Vergleich ist es offensichtlich, dass das MATLAB-Modell mit einer Verstärkung von 1.5 am besten übereinstimmt. Die KULI-Temperaturantwort weist Sprungstellen auf, was im Vergleich mit der Messung unrealistisch erscheint.

4.5. Abstimmung des MATLAB & Simulink-Modell mit gemessenen Daten

Der nächste Schritt bei Bildung des Modells war die Abstimmung des MATLAB & Simulink-Modells auf eine reale Messung. Die Daten der Messung wurden bei einer Messfahrt bei realen Bedingungen ermittelt. Diese gemessenen Daten beinhalten die Motordrehzahl, den effektiven Mitteldruck, die Fahrgeschwindigkeit und die Lüfterdrehzahl. Sie sind in Abbildung 45 und Abbildung 46 dargestellt. Durch den Vergleich zwischen dem an KULI angepassten Modell und der gemessenen Temperatursprungantwort wurde bemerkt, dass der Temperaturmittelwert zu hoch ist und die Dynamik der Temperaturänderung zu hoch ist.

4.5.1. Anpassung durch die Änderung des Verstärkungsfaktors des Luftmassenstroms (Anpassung des Temperaturmittelwerts)

Für die Änderung des Temperaturmittelwerts wurde der Parameter Luftmassenstrom variiert, mithilfe eines Multiplikationsfaktors (LMS Faktor - Luftmassenstrom Faktor). In der Abbildung 48 sind die Abstimmungsergebnisse durch den variierten Luftmassenstrom dargestellt. Der Temperaturmittelwert des gemessenen Modells beträgt 87,3 [°C]. Die Wert des LMS Faktors, der dem Temperaturmittelwert der Messdaten am nächsten kommt, beträgt 1.74. Der im Modell erreichte Temperaturmittelwert beträgt 87,4 [°C].

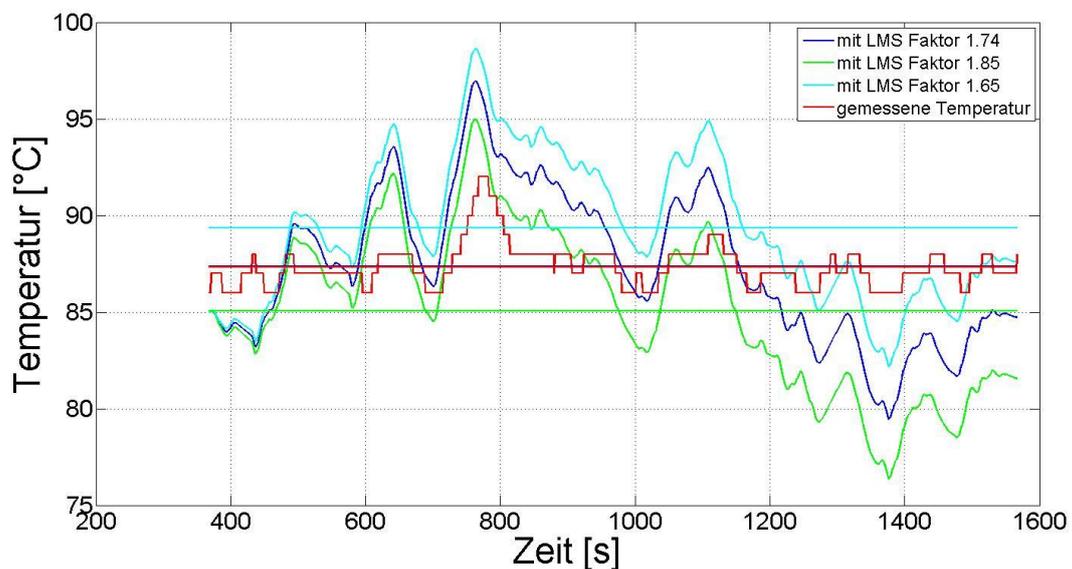


Abbildung 48: Abstimmung durch Änderung des Luftmassenstroms (Sprungantworten mit zugehörigen Mittelwerten)

4.5.2. Anpassung durch Änderung der thermischen Massen (Anpassung der Dynamik der Temperatur)

Aus der Abbildung 48 geht hervor, dass der Mittelwert gut angepasst ist, aber die Endwerte des abgestimmten Modells sowie die Änderungsgeschwindigkeit der Temperatur große Abweichungen von den gemessenen Werten aufweisen. Die zu hohe Dynamik der Temperatur eines Mediums kann man durch die Änderung der thermischen Massen (Formel (4. 9)) verkleinern. Für niedrigere Dynamik muss eine größere thermische Masse eingesetzt werden. Die zu variierenden Massen sind die Motorblockmasse und die thermischen Masse des Wassers, welches sich im Motorblock befindet.

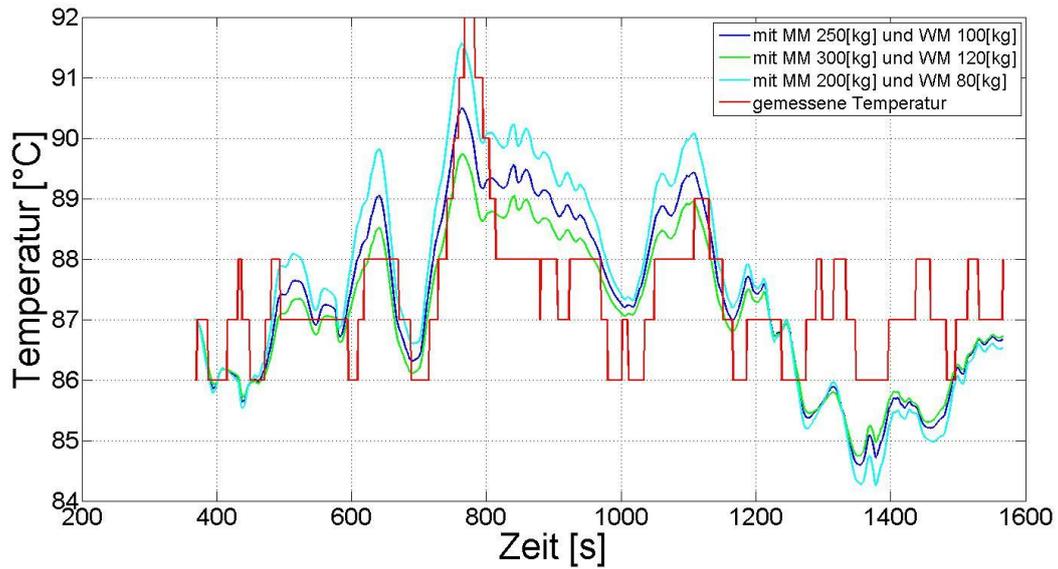


Abbildung 49: Abstimmung durch Änderung der Massen

Abbildung 49 zeigt die Anpassung des MATLAB & Simulink-Modells an die Messdaten durch die Änderung der Massen. In der Abbildung 49 sind als Beispiel drei unterschiedliche Anpassungen gezeichnet. Als gültige Anpassung wurde die dunkelblaue Linie ausgewählt. Das Entscheidungskriterium für die Auswahl der Massen war die maximale Abweichung der simulierten Temperatur von der gemessenen Temperatur über die ganze Simulation. Als Kontrolle wurde noch der Mittelwert der Abweichung von den gemessenen Werten über der Zeit berechnet (vgl. Abbildung 50). In Abbildung 50 sind mehrere Abstimmungsversuche dargestellt, um die Auswirkung der Änderung der thermischen Massen aufzuzeichnen.

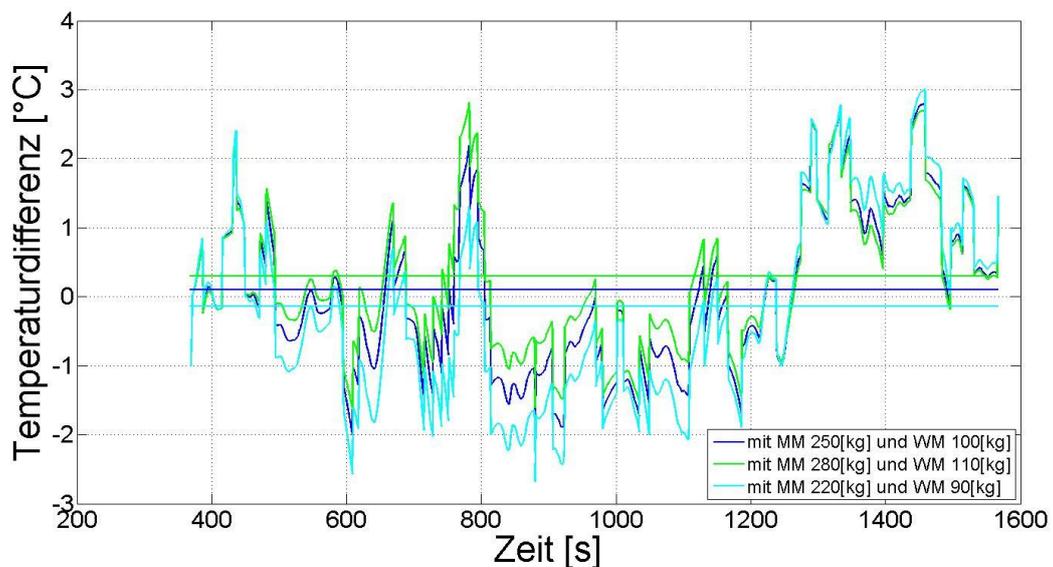


Abbildung 50: Temperaturdifferenz der Anpassungswerte zu den gemessenen Werten

Wenn man die Mittelwerte der Temperaturdifferenzen in Abbildung 50 betrachtet, sieht man dass der Mittelwert der dunkel blauen Linie am nächsten bei null liegt. Bei den anderen zwei Versuchen sind die Abweichungen größer.

4.6. Modellbildung einer Gleichstrommaschine

4.6.1. Gleichstrommaschine Modell

Es ist in Kapitel 1.3.2.6 erwähnt, dass der Antrieb des Hauptlüfters mit einer elektrischen Gleichstrommaschine durchgeführt wird. Die Grundlagen der Gleichstrommaschine sind im Kapitel 2.5 beschrieben. Für die Modellbildung der Gleichstrommaschine wurden die Gleichungen für den stationären Betrieb herangezogen, da die Dynamik des Kühlsystems sehr viel träger ist als die des Elektromotors.

Die Formeln, die zur Modellbildung verwendet wurden, sind in Kapitel 2.5.4 beschrieben.

Aus Formel (2. 47) für die Ankerseite wurde hergeleitet:

$$I_a = \frac{1}{R_a} (U_a - k_m \Omega \Phi) \quad (4. 18)$$

Dann in Formel (2. 48) eingesetzt:

$$M = k_m I_a \Phi = \frac{k_m \Phi}{R_a} (U_a - k_m \Omega \Phi) \quad (4. 19)$$

Das Reibungsmoment und die Trägheit des Rotors wurden vernachlässigt, wodurch folgt, dass das Antriebsmoment M dem Lastmoment M_L entspricht:

$$M = M_L \quad (4. 20)$$

Die Formel (3. 7) und die Formel (2. 19) zusammengesetzt ergeben die Leistung eines Lüfters. Aus den zwei Gleichungen kann man die Momentgleichung herleiten:

$$P_L = k \Omega^3 = M_L \Omega \quad (4. 21)$$

$$M_L = k \Omega^2 \quad (4. 22)$$

Aus Formel (4. 19),(4. 20) und (4. 22) ergibt sich weiter:

$$\Omega^2 + \frac{k_m^2 \Phi^2}{k R_a} \Omega - \frac{k_m \Phi U_a}{k R_a} = 0 \quad (4. 23)$$

Die stationären Werte der Drehzahl einer Gleichstrommaschine kann man durch Lösung der quadratischen Gleichung (4. 23) ermitteln:

$$\Omega_{1,2} = -\frac{k_m^2 \Phi^2}{2 k R_a} \pm \sqrt{\left(\frac{k_m^2 \Phi^2}{2 k R_a}\right)^2 + \frac{k_m \Phi U_a}{k R_a}} \quad (4. 24)$$

Dabei kann die negative Lösung vernachlässigt werden, da die Drehzahlrichtung ein positives Vorzeichen haben muss.

4.6.2. Auswertung des Energieverbrauchs

Im dem Gleichstrommaschinenmodell wurde noch zusätzlich die Auswertung der verbrauchten Energie vorgenommen.

Die Formel für die Energie lautet:

$$E = \int P dt \quad (4.25)$$

Die gesamte Leistung, die eine Gleichstrommaschine aufnimmt, kann in zwei Teile aufteilt werden. Ein Teil ist die mechanische Leistung, welche die Gleichstrommaschine zum Antrieb des Lüfters bereitstellt und der andere Teil ist die Verlustleistung.

Die Gesamtleistung ergibt sich aus der Summe der beiden Anteile:

$$P = P_M + P_V \quad (4.26)$$

Die mechanische Leistung P_M kann man berechnen mit der Formel (2. 19)

$$P_M = M\Omega \quad (4.27)$$

Durch Zusammensetzen der Gleichungen (2. 48) und (4. 18) lässt sich die mechanische Leistung in Abhängigkeit der Ankerspannung U_a und der Lüfterdrehzahl Ω angeben

$$P_M = k_m I_a \Phi \Omega = k_m \Phi \frac{1}{R_a} (U_a - k_m \Omega \Phi) \Omega. \quad (4.28)$$

Die Verlustleistung errechnet sich durch

$$P_V = I_a^2 R_a. \quad (4.29)$$

Mit der Formel für I_a (4. 18) ergibt sich dann:

$$P_V = \left(\frac{1}{R_a} (U_a - k_m \Omega \Phi) \right)^2 R_a \quad (4.30)$$

4.7. Regelung des Modells

Das mathematische Modell der Gleichstrommaschine wurde zum Kühlsystemmodell hinzugefügt. Die Eingänge und Ausgänge des Kühlsystems sind in Kapitel 4.3 beschrieben. Die Gleichstrommaschine verwendet als Eingangsgröße eine Spannung und als Ausgangsgröße ergibt sich die Drehzahl. Da die Gleichstrommaschine als Antrieb für den Lüfter verwendet wird, ist die Ausgangsgröße des Gleichstrommaschinenmodells die Eingangsgröße (Lüfterdrehzahl) des Kühlsystems (Abbildung 51).

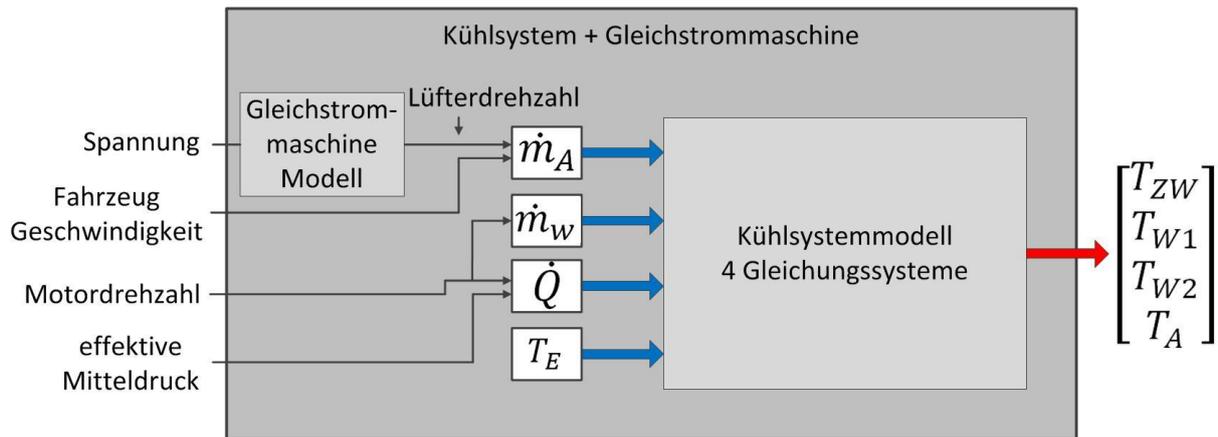


Abbildung 51: Kühlsystem und Gleichstrommaschinenmodell

Die Aufgabe der Regelung für dieses Modell (Abbildung 51) ist die Vorgabe einer geeigneten Spannung in Abhängigkeit von der Ausgangsgröße T_{W1} (Temperatur des Kühlmittels nach dem Motorblock). Zu berücksichtigen ist der Einfluss anderer vorgegebener Größen, wie die Fahrzeuggeschwindigkeit, die Motordrehzahl, der effektive Mitteldruck und die Umgebungstemperatur. Der Regelkreis ist als Standardregelkreis ausgeführt, der in Kapitel 0 beschrieben und in der Abbildung 35 dargestellt ist. Als Regler wurde ein PI-Regler verwendet. Die Spannungsquelle stellt eine nominelle Spannung von 650 [V] zur Verfügung. Die Gleichstrommaschine besitzt eine Begrenzung bei 540 [V]. Eine Anti-Wind up Maßnahmen (Abbildung 34) wird verwendet, um die Stellgröße des Reglers (maximale Gleichstrommotorspannung) und die Drehrichtung zu beschränken.

5. Simulationsergebnisse

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse der relevanten Simulationen zusammengefasst.

5.1. Auswertung des Energieaufwands der gemessenen Fahrtstecke

Da die Daten über die aufgewendete Energie nicht bekannt sind aus den Messungen, wurde die Auswertung des Energieverbrauchs über die Gleichstrommaschine durchgeführt. Der zeitliche Verlauf der Lüfterdrehzahl über eine Messfahrt ist bekannt. Die Idee ist, um den Energieeinsatz des originalen Viskolüfters abschätzen zu können, die Gleichstrommaschine entlang der Lüfterdrehzahl der Messfahrt zu regeln. Die Ausführung der Regelung ist in der Abbildung 52 dargestellt.

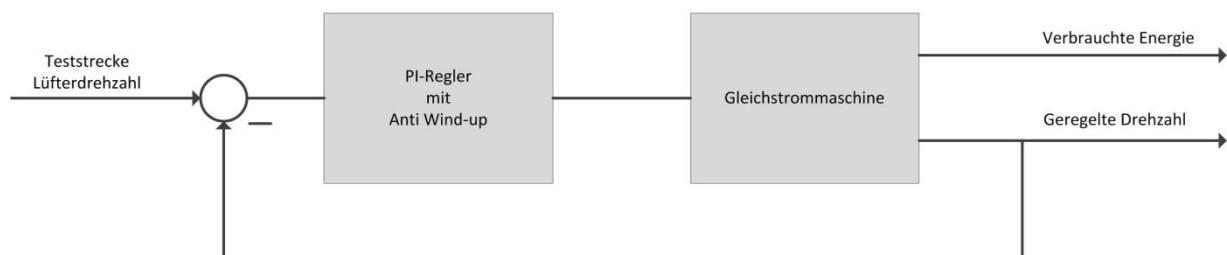


Abbildung 52: Regelung der Gleichstrommaschine auf Basis der gemessenen Lüfterdrehzahl

Es wird das Modell der Gleichstrommaschine mit den Formeln aus der Kapitel 4.6 gebildet. Für die Regelung wurde wiederum ein PI-Regler mit einer Anti-Wind up Maßnahme verwendet, dargestellt in Abbildung 34. Die Reglerparameter haben die Werte $K_P = 130$, $T_N = 20$ und $K = 1$ und werden durch Simulationen ermittelt. Der Sollwert ist der gemessene Lüfterdrehzahlverlauf, welcher in der Abbildung 53, rot gezeichnet ist.

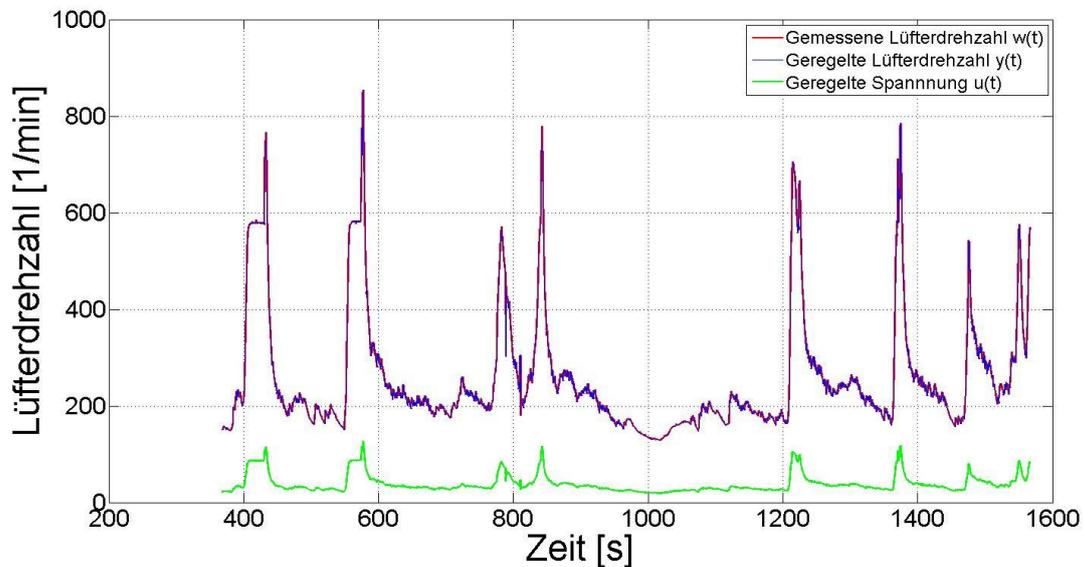


Abbildung 53: Die gemessene Lüfterdrehzahl und dazugehörige geregelte Lüfterdrehzahl

Abbildung 53 zeigt die auf der Messfahrt gemessene und die geregelte Lüfterdrehzahl, welche sehr gut übereinstimmen. Die maximale Abweichung beträgt ca. 0.25 [1/min]. In der Abbildung 53 wurde auch noch die erforderliche Spannung zur Kontrolle eingetragen.

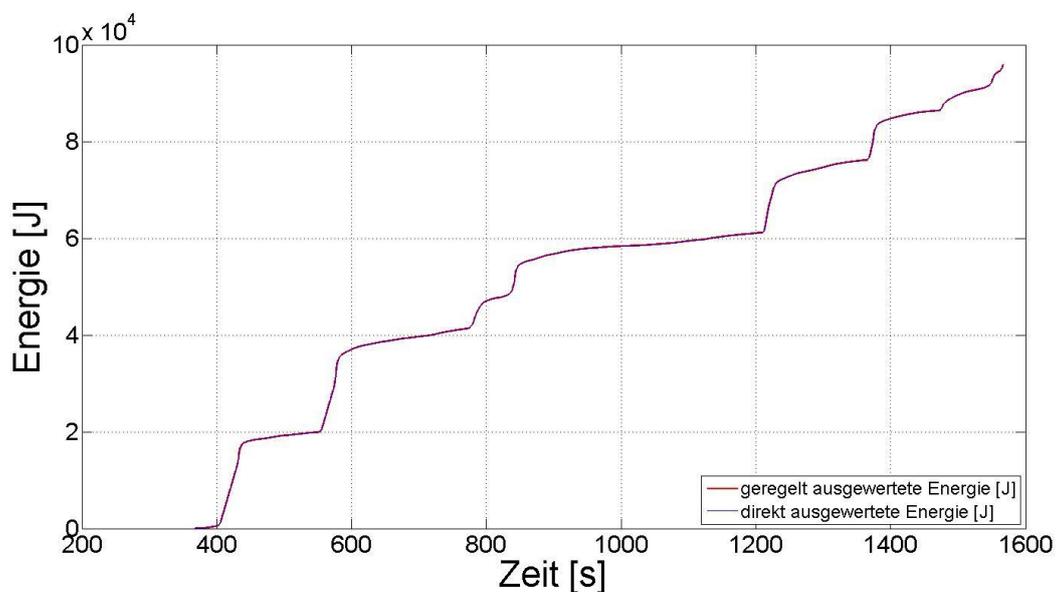


Abbildung 54: Auswertung der mechanischen Energie für die gemessene Lüfterdrehzahl

In der Abbildung 54 ist der Verlauf des mechanischen Energieaufwands des Lüfters für die gemessene Lüfterdrehzahl über der Zeit dargestellt. Als Kontrolle wurde auch die aufgewendete Energie direkt durch die Formel (3. 7) ausgerechnet und in der Abbildung 54 eingetragen. Man sieht,

dass die verbrauchte Energie für beide Fälle sehr ähnlich ist, mit einer Abweichung von ca. 0.05 %. Die gesamte Energie, die bei dieser Messfahrt für den Lüfterantrieb benötigt wird, beträgt ca. 95.8 [KJ]. Um den Gesamtenergieverbrauch zu bekommen, muss man den Wirkungsgrad des Dieselmotors berücksichtigen, da er in diesem Fall den Antrieb für den Lüfter besorgt. Der Wirkungsgrad wurde durch die Simulation bestimmt. Während der Messfahrt treten verschiedene Wirkungsgrade auf, in Abhängigkeit von Drehmoment und Drehzahl des Verbrennungsmotors. Das Drehmoment wurde nach Formel (2. 35) ausgerechnet. Durch die Formel (2. 32) berechnet sich dann der Wirkungsgrad über die Zeit. Er ist in der Abbildung 55 dargestellt.

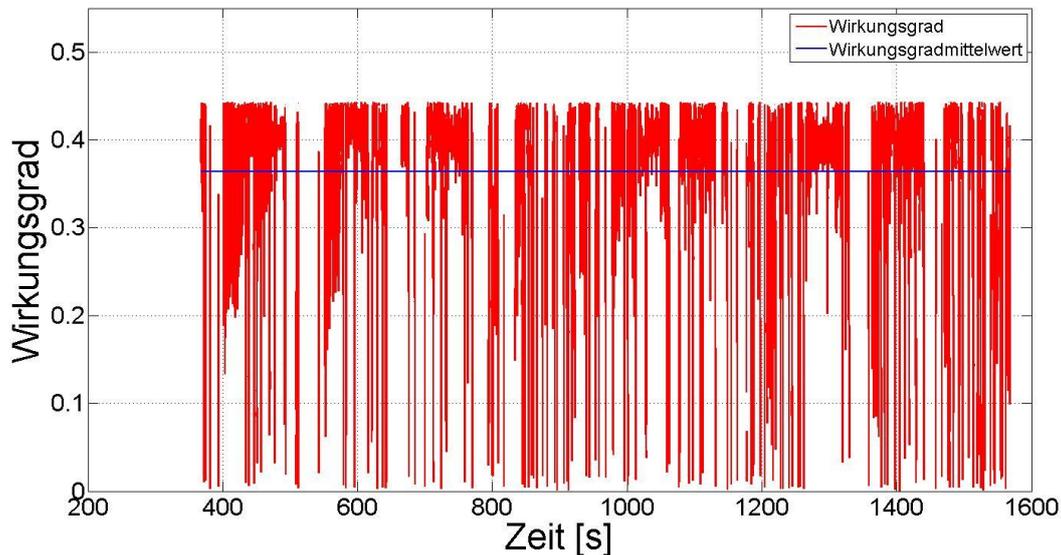


Abbildung 55: Wirkungsgrad während der Messfahrt

Man merkt, dass der Verlauf des Wirkungsgrads nicht kontinuierlich ist, sondern mit Unterbrechungen dargestellt ist. Bei den Unterbrechungen ist der effektive Mitteldruck des Verbrennungsmotors null, also der Motor befindet sich im Schubbetrieb. Daraus folgt, dass der Verbrennungsmotor keinen Verbrauch hat und damit auch für den Antrieb des Hauptlüfters kein Kraftstoff benötigt wird. Es wurde ein mittlerer Wirkungsgrad η für die gültigen Werte über die Zeit berechnet, welcher 36.48% beträgt. Zusätzlich wird noch der Wirkungsgrad der Viskokupplung betrachtet. Als Abschätzung für den Wirkungsgrad wurde eine hydrodynamische Kupplung herangezogen. Laut (Hoepke, et al., 2008) beträgt der Wirkungsgrad einer hydrodynamischen Kupplung bis zu 90%. Der gesamte Wirkungsgrad von Verbrennungsmotor und Viskokupplung beträgt somit 32.83%. Der Gesamtenergieaufwand für den Lüfterantrieb errechnet sich nach der Formel:

$$\eta = \frac{E_{nutz}}{E_{gesamt}} \quad (4. 31)$$

wobei E_{nutz} die erzeugte mechanische Energie und E_{gesamt} die im Dieselmotorkraftstoff enthaltene Energie darstellt.

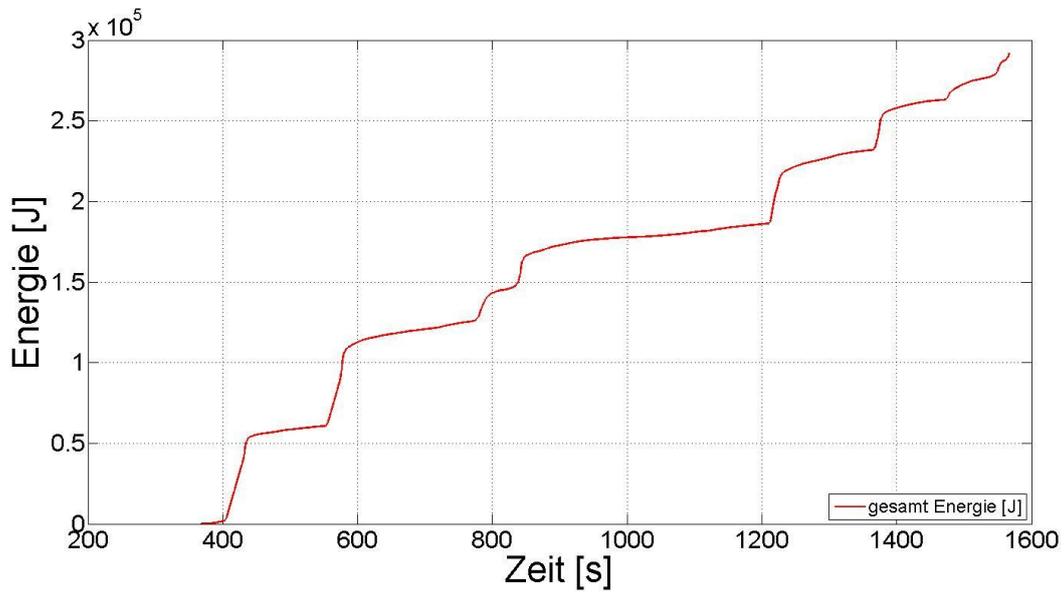


Abbildung 56: Auswertung der gesamt Energie für Lüfterdrehzahl der Teststrecke

In der Abbildung 56 wurde der Verlauf des Gesamtenergieaufwands gezeichnet. Die gesamte verbrauchte Energie zum Betrieb des Lüfters beträgt ca. 291.84 [KJ].

5.2. Auswertung der Simulationen des elektrisch angetrieben Hauptlüfters

Nach der Erstellung des Kühlsystems mit der Gleichstrommaschine als Antrieb für den Lüfter wurde der Regler für die Kühlwassertemperatur entworfen. Als Regler wurde ein PI-Regler mit Anti-Wind up Maßnahme verwendet (Abbildung 34). Um den Einfluss der ausgewählten Sollkühlmitteltemperatur auf das Modell zu erkennen, wurde diese variiert mit 85 [°C], 87.3 [°C] und 95[°C]. Die Temperatur 87.3 [°C] wurde ausgewählt, da sie dem Mittelwert der Kühlmitteltemperatur der gemessenen Strecke entspricht. Die Temperatur 95 [°C] wurde aufgrund der in Unterkapitel 1.3.2.6 beschriebenen Idee ausgewählt. Die 85 [°C] wurde ausgewählt, um die Differenz des Kraftstoffverbrauchs zu zeigen, wenn man die Sollkühlmitteltemperatur um 10 [°C] ändert. Das Modell wird auch über verschiedene Spannungsanstiegsbegrenzungen simuliert. Der Anstiegsbegrenzer wurde in den Regler eingebaut, um die Änderung der Spannung an der Gleichstrommaschine zu begrenzen. Diese Maßnahme „verschlechtert“ die Regelung, was als größere Abweichungen der Istkühlmitteltemperatur von der Sollkühlmitteltemperatur wahrgenommen wird, aber eine Energieeinsparung bringt. Die Simulationen werden über vier verschiedene Einstellungen des Anstiegsbegrenzers simuliert, mit Werten von 1 [V/s], 2 [V/s], 3 [V/s] und ohne (unbegrenzt).

5.2.1. Simulationsergebnisse für 85 [°C] Solltemperatur

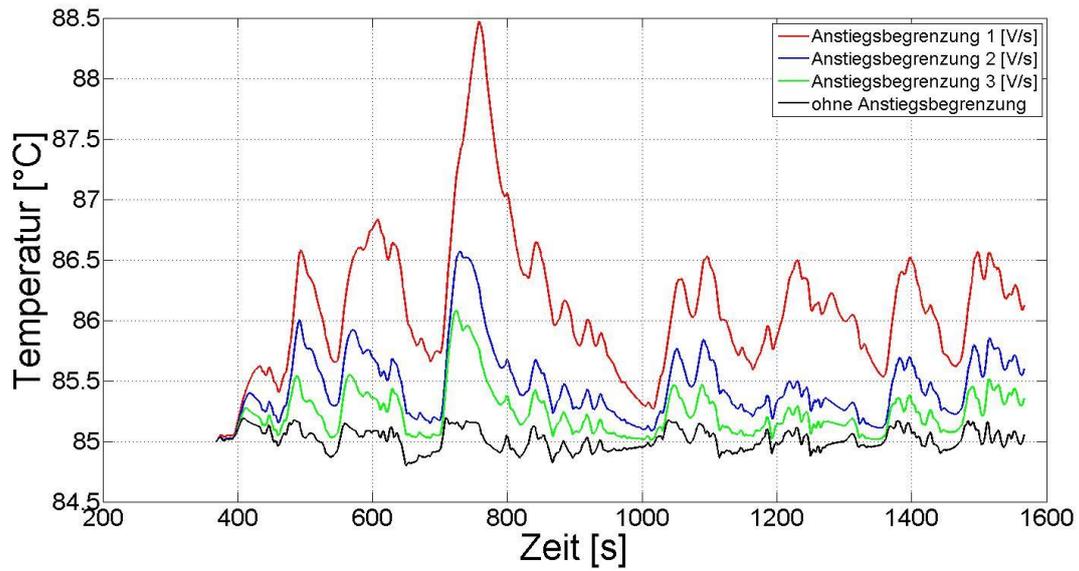


Abbildung 57: Temperaturverlauf des Kühlmittel mit 85 [°C] Sollwertvorgabe

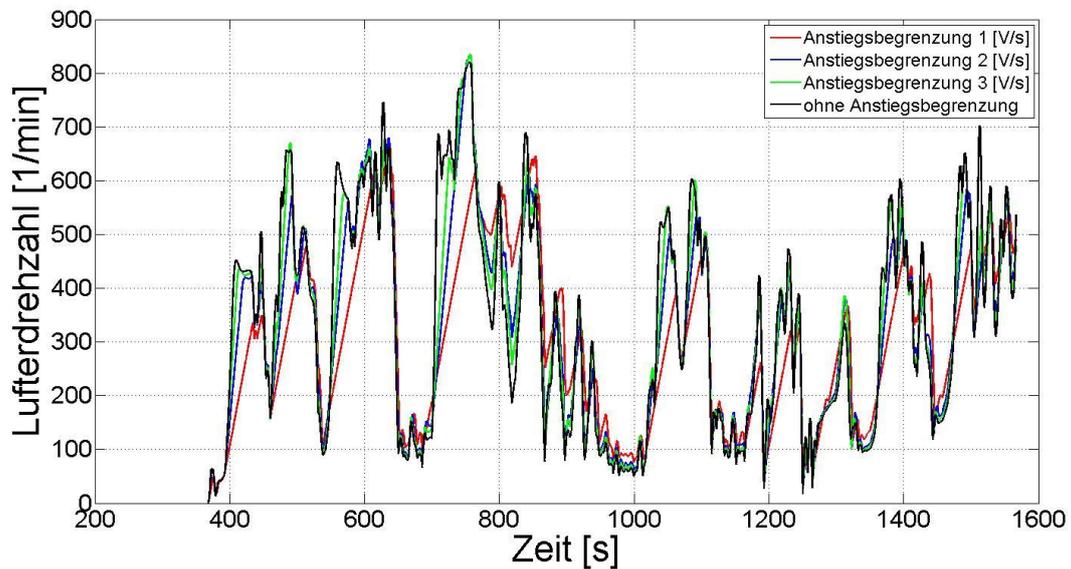


Abbildung 58: Lüfterdrehzahl mit 85 [°C] Sollwertvorgabe

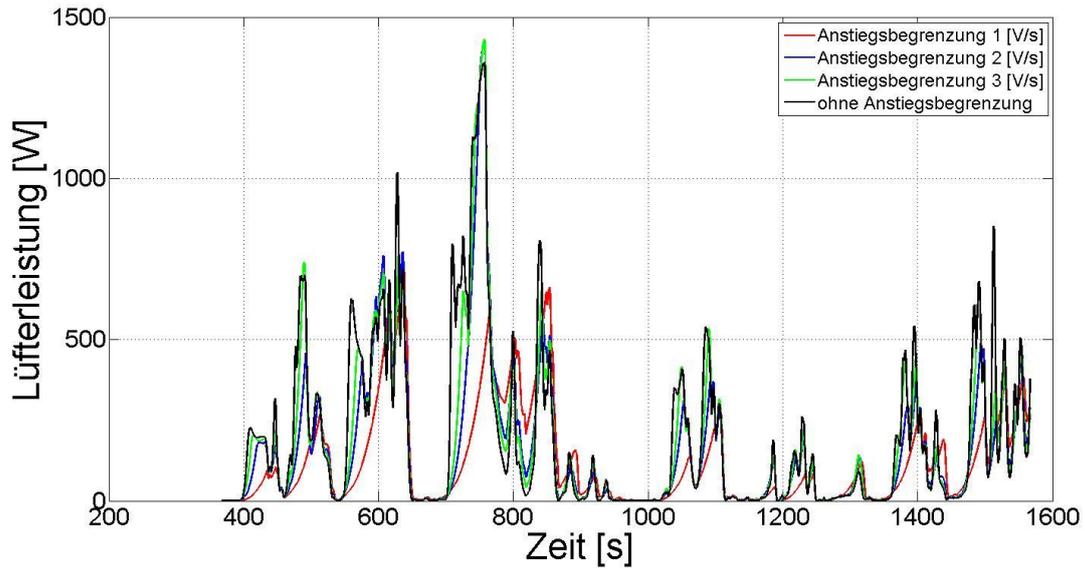


Abbildung 59: Lüfterleistung für 85 [°C] Sollwertvorgabe

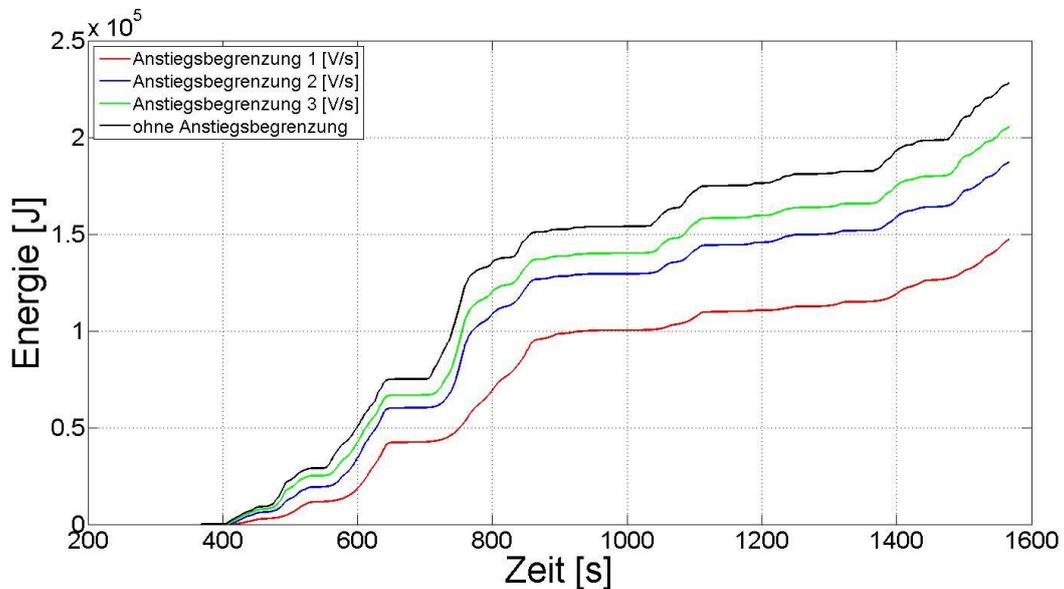


Abbildung 60: Gesamter Energieverbrauch für 85 [°C] Sollwertvorgabe

In der Abbildung 57 sieht man den Temperaturverlauf über der Zeit für verschiedene Anstiegsbegrenzungen und für den Sollwert von 85 [°C]. Es fällt auf, dass mit stärkerer Anstiegsbegrenzung die Temperaturabweichung zum Sollwert zunimmt. Die genaueste Regelung ist ohne Abstiegsbegrenzung mit einer Abweichung von der Solltemperatur von ca. 0.2 [°C]. Die Regelung mit der höchsten Temperaturabweichung ist jene mit der Anstiegsbegrenzung von 1 [V/s], bei einer Abweichung von ca. 3.47 [°C]. Die maximale Lüfterdrehzahl, in der Abbildung 58 grün gezeichnet, für die Regelung mit Anstiegsbegrenzung von 3 [V/s] beträgt ca. 835 [1/min]. Die maximale Lüfterdrehzahl für die Regelung mit der Anstiegsbegrenzung 1 [V/s], rot gezeichnet, beträgt 667 [1/min]. Mit stärkerer Anstiegsbegrenzung sinkt auch der Energieverbrauch ab. Das wird durch die langsamere Drehzahländerung der Gleichstrommaschine erklärt, wodurch nicht so hohe Drehzahlen erreicht werden, aber deswegen treten höhere Temperaturabweichungen auf. Bei kleineren Anstiegszeiten übernimmt der Fahrtwind bei größeren Fahrzeuggeschwindigkeiten einen Teil der Kühlung, bis der Lüfter seinen Sollwert erreicht hat. Vergleichbar zu diesen Ergebnissen

verhalten sich auch die Ergebnisse für die höheren Sollwerttemperaturen. Der Temperaturverlauf für 87.3 [°C] ist in der Abbildung 61 und für 95 [°C] in der Abbildung 65 aufgetragen. Die Lüfterdrehzahlen werden in der Abbildung 62 (87.3 [°C]) und in der Abbildung 66 (95 [°C]) dargestellt. Die Abbildung 64 und die Abbildung 68 stellen dem gesamten Energieverbrauch bei 87.3 und 95 [°C] dar. Man erkennt, dass die maximale Lüfterantriebsleistung in Abbildung 59 bei 85 [°C] ist und 1.5 [KW] beträgt, was wesentlich kleiner ist, als die in Kapitel 3.9 bestimmte Lüfterantriebsleistung. Das erklärt sich durch die Tatsache, dass bei der Messfahrt ein halbgeladenes Nutzfahrzeug ohne Anhänger ohne Nennenswerte Steigungen in der Messtecke vermessen wurde. Bei der Lüfterantriebsdimensionierung ist aber eben auch der schlechteste Fall angenommen, also ein Nutzfahrzeug mit Anhänger voll beladen Bergauffahrt. Im Vergleich zur Lüfterdrehzahl in Abbildung 53 sind die Simulationsergebnisse z.B. Abbildung 58 in einem ähnlichen Wertebereich.

5.2.2. Simulationsergebnisse für 87.3 [°C] Sollwert

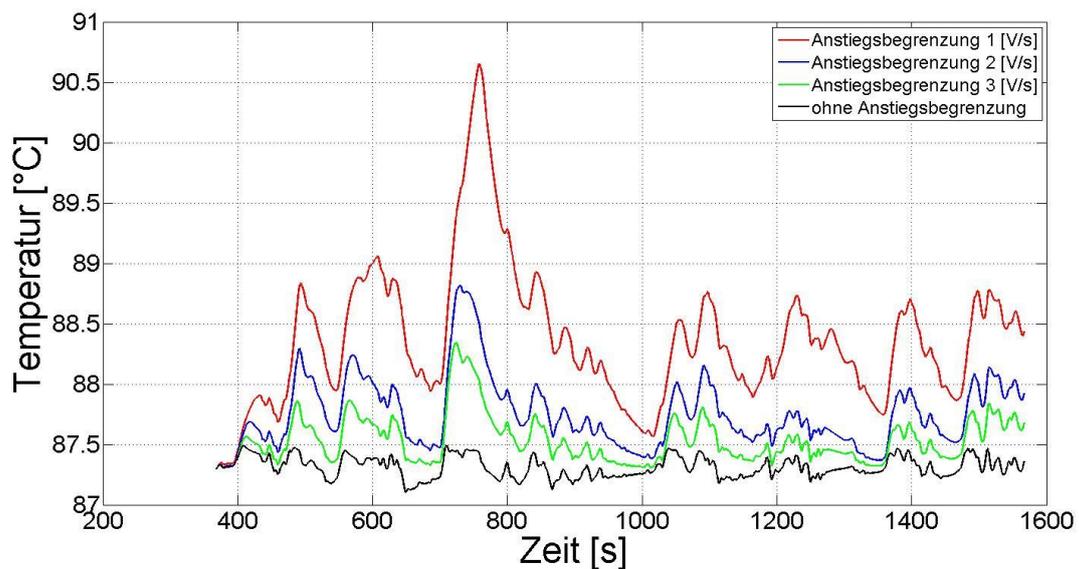


Abbildung 61: Temperaturverlauf des Kühlmittels mit 87.3 [°C] Sollwertvorgabe

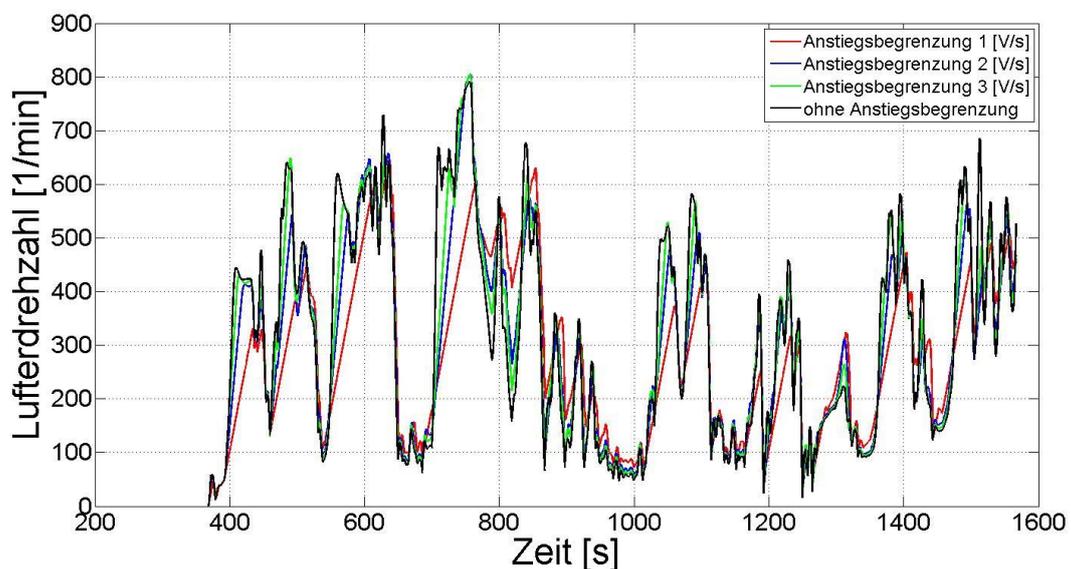


Abbildung 62: Lüfterdrehzahl für 87.3 [°C] Sollwertvorgabe

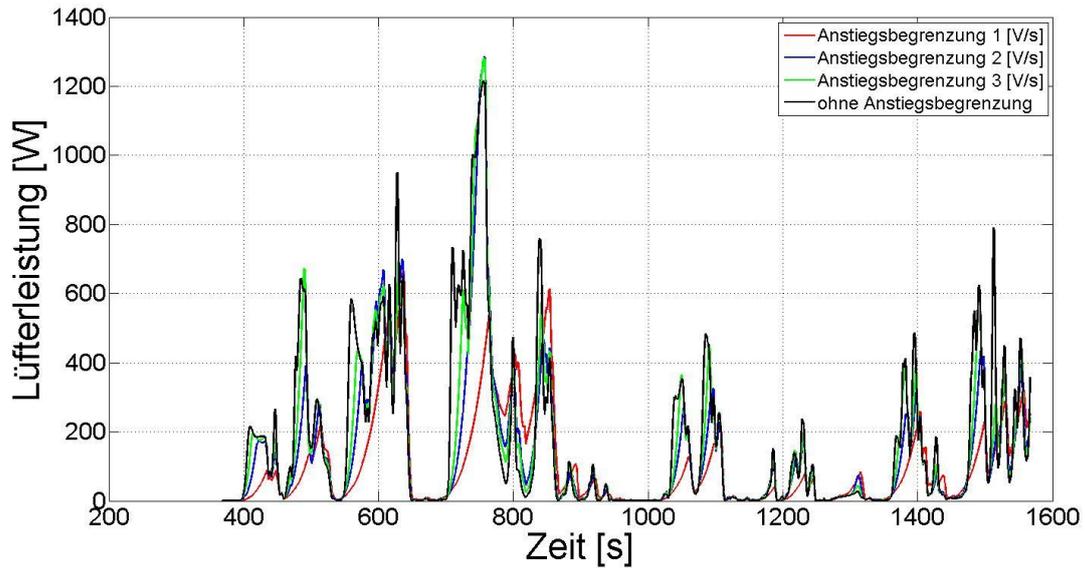


Abbildung 63: Lüfterleistung für 87.3 [°C] Sollwertvorgabe

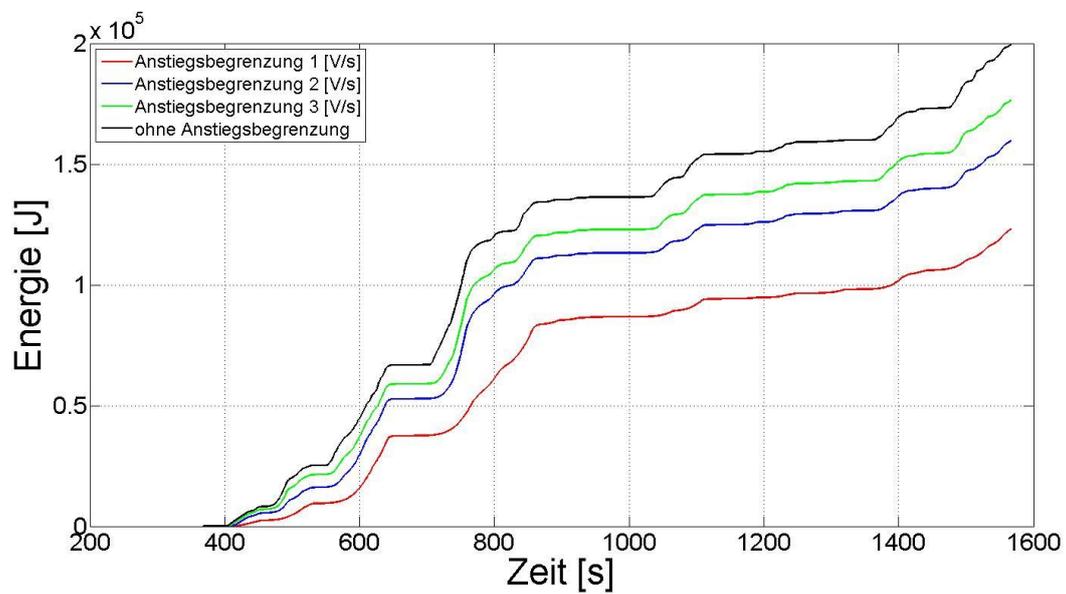


Abbildung 64: Gesamter Energieverbrauch für 87.3 [°C] Sollwertvorgabe

5.2.3. Simulationsergebnisse für 95 [°C] Sollwert

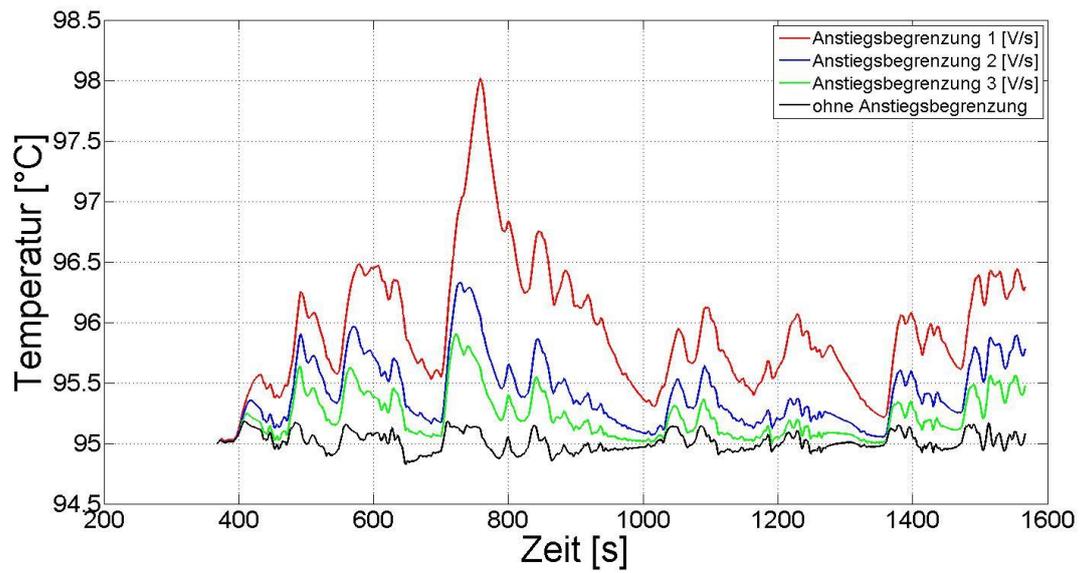


Abbildung 65: Temperaturverlauf des Kühlmittels mit 95 [°C] Sollwertvorgabe

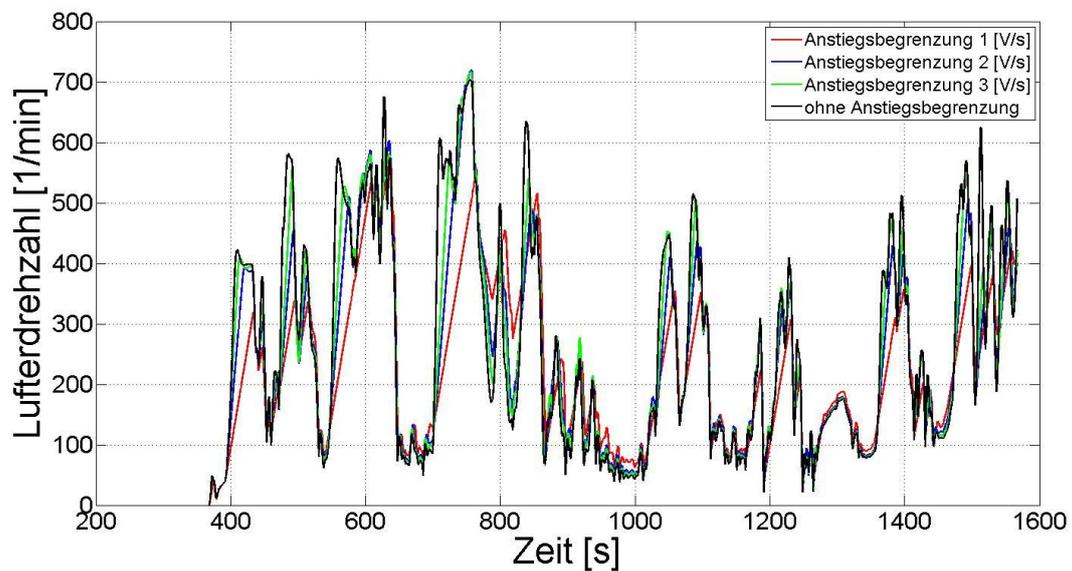


Abbildung 66: Lüfterdrehzahl für 95 [°C] Sollwertvorgabe

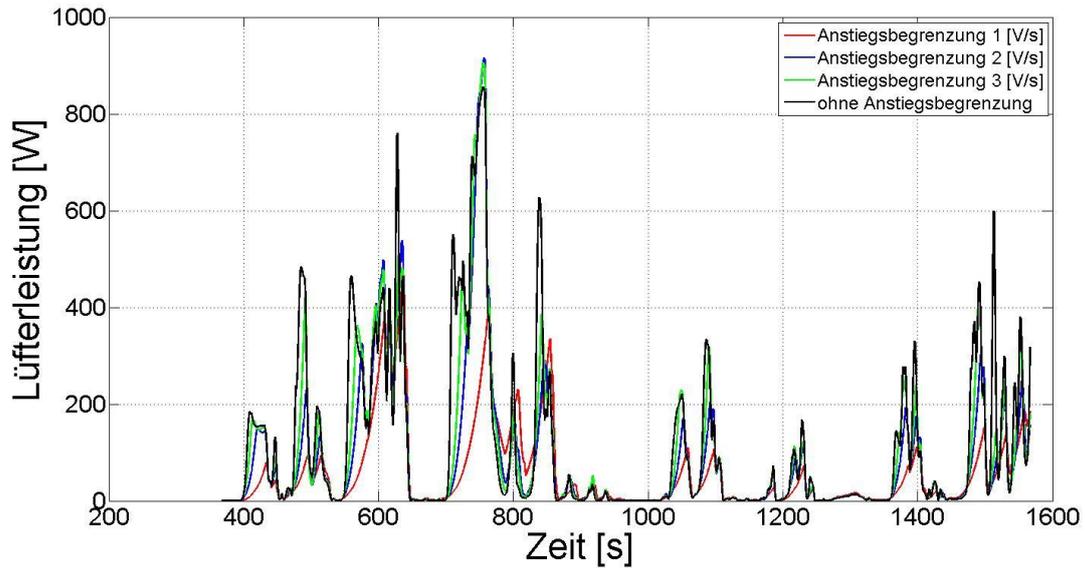


Abbildung 67: Lüfterleistung für 95 [°C] Sollwertvorgabe

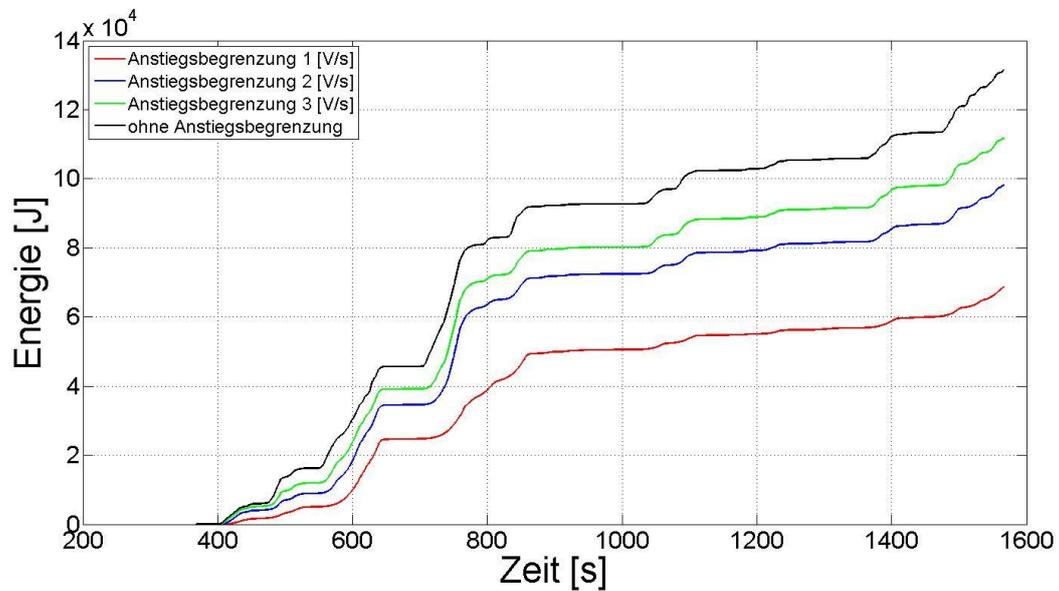


Abbildung 68: Gesamter Energieverbrauch für 95 [°C] Sollwertvorgabe

5.2.4. Zusammenfassung der Ergebnisse

Solltemperatur [°C]	Anstiegsbegrenzung [V/s]	Max. Lüfterdrehzahl [1/min]	Max. Temperaturabweichung [°C]	Verbrauchte Energie [KJ]
85	1	667.0587	3.4720	147.45
85	2	833.4589	1.5684	187.37
85	3	834.9435	1.0824	205.49
85	Ohne	820.8096	0.2020	228.24
87.3	1	646.3890	3.3539	123.32
87.3	2	805.7703	1.5146	159,78
87.3	3	805.2796	1.0406	176.53
87.3	Ohne	790.9236	0.1952	199.66
95	1	575.4464	3.0184	68.866
95	2	719.8685	1.3277	98.309
95	3	716.9118	0.9013	111.93
95	Ohne	703.6768	0.1793	131.60
Viskolüfter	-	853.7789	4.70	446.91

Tabelle 1: Simulationsergebnisse

5.3. Vergleich der Ergebnisse zwischen Viskolüfter und elektrisch angetriebenem Lüfter

In der Buch von Lunanova [(Lunanova, 2009)] wurden die Ergebnisse von Ehlers [(Ehlers, 1996)] angewandt. Diese Untersuchungen führten zu folgender Abschätzung:

$$100 \text{ W el. Leistung} \Leftrightarrow 0.1 \frac{l}{100km} \quad (4.32)$$

Um die Ergebnisse umzurechnen zu können, muss man die mittlere Leistungsaufnahme des Lüfters ermitteln. Das wird durch die Formel:

$$P_m = \frac{E}{t} \quad (4.33)$$

P_m Leistung [W]

E Energie [J]

t Dauer der Messfahrt [s]

erzielt. Die Zeitspanne, in der die Messung stattfand, ist bekannt und beträgt 1199 Sekunden. Das Ziel ist, den Vergleich des Energieaufwands zwischen Viskokupplung und elektrisch angetriebener Kühlung darzustellen. Es wurde die Energiedifferenz zwischen den Ergebnissen der beiden Regelungsmethoden gebildet und dann die gemittelte Leistung daraus errechnet. Am Ende wurde die Leistung in Kraftstoffverbrauch nach Formel (4. 32) umgewandelt.

Solltemperatur [°C]	Anstiegsbegrenzung [V/s]	El.verbrauchte Energie [KJ]	Differenz Viskolüfer zum el. angetr. Lüfter [KJ]	Gemittelte Leistung [W]	Verbrauchsreduktion [l/100km]
85	1	147.45	144.39	120.43	0.12043
85	2	187.37	104.47	87.13	0.08713
85	3	205.49	86.35	72.01	0.07201
85	Ohne	228.24	63.6	53.04	0.05304
87.3	1	123.32	156.52	130.54	0.13054
87.3	2	159.78	132.06	110.14	0.11014
87.3	3	176.53	115.31	96.17	0.09617
87.3	Ohne	199.66	92.18	76.88	0.07688
95	1	68.866	222.97	185.96	0.18596
95	2	98.309	193.53	161.41	0.16141
95	3	111.93	179.91	150.05	0.15005
95	Ohne	131.60	160.24	133.64	0.13364

Tabelle 2: Auswertung Energieunterschied Viskolüfer und el. angetr. Lüfter

Man sieht in der Tabelle 2, wie sich der durchschnittlich eingesparte Kraftstoff bei verschiedenen Regelungsgüten verhält. Für alle Regelungsgüten entsteht immer eine Kraftstoffeinsparung. Das größte Einsparungspotential liegt in diesem Fall bei [95 °C] mit einer Anstiegsbegrenzung von 1 [V/s] und sie beträgt 0.186 [l/100km]. Es ist zu erkennen, dass mit Erhöhung der Solltemperatur und Verkleinerung der Anstiegsbegrenzung die Energieeinsparungen größer werden. Die Energie für die Kühlung kommt aus der Batterie des Hybridfahrzeugs, die durch eine externe Quelle oder durch Rekuperation geladen wird. Für diesen Fall des Lüfterantriebs wurde kein Kraftstoff eingesetzt.

5.4. Vergleich des Viskolüfers mit dem elektrisch angetrieben Lüfter beim Hybridfahrzeug im Fahrzeugzustand Lastpunktanhebung

Lastpunktanhebung (LPA) ist eine Methode für den Betrieb von Verbrennungsmotoren zur Verbesserung des Wirkungsgrads. Alle Verbrennungsmotoren haben im Teillastbetrieb einen höheren spezifischen Verbrauch und somit einen schlechteren Wirkungsgrad als im Hochlastbetrieb. Um diesen Nachteil zu kompensieren, wird der Betriebspunkt des Verbrennungsmotors verschoben. Die Verschiebung erfolgt in Richtung höherer Lasten und unterscheidet sich für jede Verbrennungsmotordrehzahl. Es gibt verschiedene Realisierungen der Lastpunktanhebung, wie z.B. durch niedrig übersetzte Getriebestufen, hubraumreduzierte, hochaufgeladene Verbrennungsmotoren (Downsizing) oder zusätzliche Lastaufbringung durch einen elektrischen Generator. Für ein Hybridfahrzeug ist die Realisierung über eine elektrische Maschine von Bedeutung. Bei dieser Realisierung ist es zielführend, die elektrische Maschine als Generator bei niedrigen Lasten des Verbrennungsmotors einzusetzen und somit einen wirkungsgradoptimierten Betrieb einzustellen. Die nun aus der überschüssigen, mechanischen Energie erzeugte elektrische Energie kann in einem elektrischen Speicher zwischengespeichert werden und elektrischen Verbrauchern wieder zur Verfügung gestellt werden. Dieser Vorgang ist jedoch nur sinnvoll, wenn die Wirkungsgradverbesserung größer ist, als die auftretenden Verluste bei der mehrmaligen Energiewandlung. Diese Umsetzung vollzieht sich über die Wandlung von mechanischer in

elektrischer Energie(elektrischer Generator), über das Laden und Entladen des Energiespeichers und dann abschließend über die Wandlung von elektrischer in mechanische Energie (elektrischer Motor).

5.4.1. Ermittlung des möglichen maximalen Wirkungsgrads in der Messfahrt

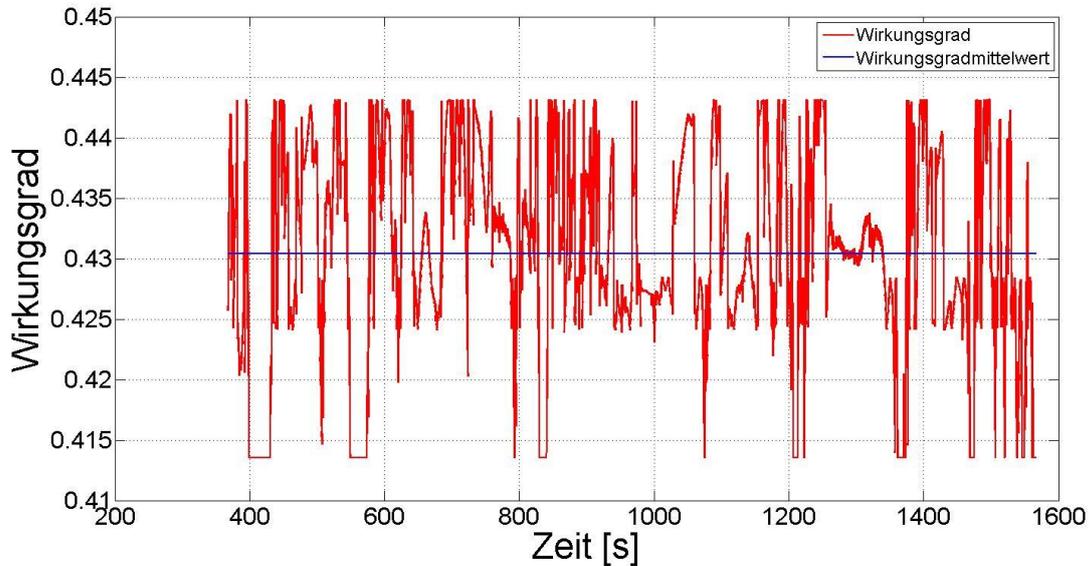


Abbildung 69: Maximaler Wirkungsgrad für jede Motordrehzahl während der Messfahrt

In der Abbildung 69 ist der maximale Wirkungsgrad für die gemessenen, zeitlich veränderlichen Motordrehzahlen dargestellt. Aus diesem Verlauf berechnet sich ein Mittelwert des Wirkungsgrades von 43.04%. Dieser Wert entspricht dem besten Wirkungsgrad eines Verbrennungsmotors, der nur in den effizientesten Lastpunkten über seinem Drehzahlband betrieben wurde.

5.4.2. Ermittlung des Wirkungsgrads durch mehrmalige Energieumwandlung

Um den gesamten Wirkungsgrad zu bestimmen, muss man den Wirkungsgrad der Umwandlungen von mechanischer nach elektrischer, danach in chemische Energie und umgekehrt betrachten. Der Wirkungsgrad einer Lithium-Ionen Batterie beträgt bis zu 95% (Sauer). Der Wirkungsgrad der elektrischen Maschine beträgt bis zu 95% (Klemm). Die Umwandlung in eine Richtung von mechanischer nach chemischer Energie ist mit einem durchschnittlichen Wirkungsgrad von 90.25% angenähert. Der Gesamtwirkungsgrad lautet dann

$$\eta = 0.43 \cdot 0.9025 \cdot 0.9025 = 0.3502$$

Die Berechnungen die hier gemacht wurden, sind in Kapitel 5.3 beschrieben.

Solltemperatur [°C]	Anstiegsbegrenzung [V/s]	Verbrauchte Energie el.angetr. Lüfter [KJ]	Von Verbrennungsmotor notwendige Energie	Differenz Viskolüfter und el.angetr. Lüfter LPA Betrieb [KJ]	Gemittelte Leistung [W]	Verbrauch in l/100km
85	1	147.45	421.04	-129.02	-107.76	-0.10776
85	2	187.37	534.95	-243.11	-202.76	-0.20276
85	3	205.49	586.77	-294.93	-245.98	-0.24598
85	Ohne	228.24	651.74	-359.90	-300.16	-0.30016
87.3	1	123.32	352.14	-60.30	-50.29	-0.05029
87.3	2	159.78	456.25	-164.41	-137.12	-0.13712
87.3	3	176.53	504.08	-212.24	-177.02	-0.17702
87.3	Ohne	199.66	570.13	-278.29	-232.10	-0.23210
95	1	68.866	196.64	95.19	79.39	0.07939
95	2	98.309	280.72	11.11	9.27	0.00927
95	3	111.93	319.61	-27.78	-23.16	-0.02316
95	Ohne	131.60	375.78	-83.94	-70.01	-0.07001

Tabelle 3: Auswertung Energieunterschied zwischen Viskolüftern und elektrisch angetrieben Lüfter beim Hybridfahrzeug im Fahrzustand Lastpunkthebung

In der Tabelle 3 sieht man, dass es für die Regelungsstrategien mit den Solltemperaturen 85 [°C] und 87.3 [°C], keine Reduktion des Energieverbrauchs gibt, sondern dass der Energieverbrauch noch höher als bei der Regelung mit Viskokupplung ist. Der größere Energieverbrauch entsteht durch die niedrigen Solltemperaturen und dem geringen Gesamtwirkungsgrad, der durch die zweimalige Umwandlung entsteht. Die Regelungsstrategien mit der Solltemperatur von 95 [°C] und Anstiegsbegrenzung von 1 [V/s] bringen eine geringe Energieverbrauchreduktion und diese beträgt maximal 0.07939 [l/100km].

6. Zusammenfassung und Ausblick

In dieser Diplomarbeit wurde die Möglichkeit der Reduktion des Kraftstoffverbrauchs bei Nutzfahrzeugen untersucht, die auf unterschiedlichen Regelungsmethoden (unterschiedliche Regelungsgüte) des Hauptlüfterantriebs basieren. Die heute verwendeten Technologien zur Lüfterdrehzahlregelung basieren auf einem mechanischen Antrieb vom Verbrennungsmotor mit einer Viskokupplung als Regler. In dieser Arbeit wurde der Antrieb des Viskolüfters im Nutzfahrzeug mit einem elektrisch angetriebenen Viskolüfter verglichen. Die Idee war, durch die verzögerungslose Regelung des Hauptlüfters über eine Gleichstrommaschine eine genauere und schnellere Regelung der Kühlmitteltemperatur zu erzielen. Ziel war es auch, eine Energieeinsparung zu erreichen, da mit dem Gleichstromantrieb die Möglichkeit der bedarfsgerechten Drehzahlregelung des Lüfters besteht. Da die Drehzahlgrenzen beim Gleichstromantrieb durch die verbrennungsmotorunabhängige Vorgabe größer als beim Viskolüfter sind, ergeben sich Vorteile bezüglich des vermeidbaren Schlupfs und der Einschränkung der Maximaldrehzahl. Eine weitere Möglichkeit der Energieeinsparung wurde durch die Erhöhung der Kühlmittelsolltemperatur erreicht, was auch die Reibungsverluste im Verbrennungsmotor reduziert. Die Verminderung der Reibleistung wurde jedoch in dieser Arbeit nicht betrachtet. Bei der Erhöhung der Kühlmittelsolltemperatur muss betrachtet werden, dass die Temperatur nicht die obere Temperaturgrenze überschreitet, was eine Herausforderung an die Qualität der Regelung stellt.

In beiden Regelungsmethoden wurde als Kühlsystem eine Zwangsumlaufkühlung verwendet. Der Wärmetransport in der Zwangsumlaufkühlung wurde durch vier Gleichungen beschrieben (Brennraum - Zylinderwand - Kühlmittel im Motorblock - Kühlmittel im Wasserkühler - Umgebung). Bei jedem Wärmeübergang wird ein Teil der Wärme in einem Medium gespeichert und der Rest weitertransportiert. Ein MATLAB & Simulink Modell wurde auf Basis der zwei Wärmeübergänge und zwei Wärmeströmungen entwickelt.

Ein aufwändiges Arbeitspaket bei dieser Diplomarbeit war die Bestimmung der notwendigen Parameter für das MATLAB & Simulink Modell. Die Parameter, wie z.B. Wassermassenstrom, Lüftermassenstrom, Wärmeübergangskoeffizient zwischen Kühlmittel und Umgebungsluft, Einfluss des Ladeluftkühlers und Klimakondensators, etc. wurden aus einem in der Software KULI verifizierten Modell durch Simulationen bestimmt. Nach der Bestimmung aller notwendigen Parameter entstand ein MATLAB & Simulink Modell, welches durch Variation der angeströmten Fläche und durch Änderung des Luftmassenstroms mit einer 1D-Thermalsimulationssoftware KULI abgestimmt wurde. Das so abgestimmte Modell wurde anschließend an eine Testfahrt durch Variation des Luftmassenstroms und der thermischen Massen angeglichen. Nach der Abstimmung erweiterte man das Modell mit einem Gleichstrommaschinenmodell.

Anschließend wurde der Regler für dieses Modell entwickelt. Aufgrund der Spannungsbeschränkung der Gleichstrommaschine wurde für die Regelung ein PI-Regler mit Anti-Wind up Maßnahme implementiert.

Nach der Modellierung des Kühlungssystems mit der dazugehörigen Temperaturregelung wurden Simulationen durchgeführt und die Ergebnisse verglichen. Es wurde der Viskolüfter mit dem elektrisch angetriebenen Lüfter verglichen. Der erste Vergleich behandelt den Viskolüfter und den elektrisch angetriebenen Lüfter mit vorhandener Energie aus dem elektrischen Energiespeicher (Batterie), die extern oder durch Rekuperation (Bremsen) geladen wird. Dabei wurde also für den Lüfterantrieb kein Kraftstoff eingesetzt. Im zweiten Vergleich wurde der Viskolüfter mit dem

elektrisch angetriebenen Lüfter verglichen, wobei die Energie durch den Verbrennungsmotor im Lastpunktanhebungsbetrieb erzeugt wird. Lastpunktanhebung ist eine Methode für den Verbrennungsmotorbetrieb, die den Verbrennungsmotor bei beliebiger Motordrehzahl in seinem besten Wirkungsgrad betreibt. Damit wird überschüssige Leistung erzeugt, die dann in elektrische Energie umgewandelt und in der Batterie gespeichert wird. Durch den Vergleich der Ergebnisse ist ersichtlich, dass der elektrisch angetriebene Lüfter im Vergleich zu den Lüftern mit Viskokupplung eine Energieerzeugung ermöglicht. Die maximale Einsparung beträgt 0.18596 [l/100 km]. Mit der Energieerzeugung durch Lastpunktanhebungsmethode kann man 0.07939 [l/100 km] einsparen, jeweils für eine gemessene Fahrtstrecke.

Als nächster Schritt zur Energieverbrauchsreduzierung ist eine prädiktive Regelung vorgesehen. Die prädiktive Regelung basiert auf der Abschätzung der zukünftig auftretenden Regelstreckenzustände, um die optimalen Stellgrößen zu erzeugen. Damit wird erreicht, dass größere Energieanforderungen, die durch dynamische Bedingungen in einem Fahrzyklus auftreten, vermieden werden. Das Problem ist die Bestimmung und Messung aller notwendigen Einflussparameter, die auf die nichtlineare Strecke wirken, zu sehen. Das macht die Reglerentwicklung wesentlich schwieriger, jedoch kann durch eine Linearisierung der Strecke Abhilfe geschaffen werden.

Am Beispiel eines LKWs sollen die Möglichkeiten der prädiktiven Regelung aufgezeigt werden. Durch das Analysieren der zukünftigen Fahrtstrecke kann man die Streckenbedingungen einigermaßen vorhersehen. Durch heutige Navigationssysteme, welche viele Informationen über die Fahrtstrecke, wie z.B. Fahrgeschwindigkeitbegrenzung, Höhe über dem Meeresspiegel, Krümmung und etc. geben, ist eine solche Analyse möglich. Durch die Verarbeitung dieser Informationen kann die Drehzahlregelung des Hauptlüfters für diese Strecke abgestimmt werden. Je nach ausgerechnetem Bedarf kann man das Kühlmittel im LKW vorher abkühlen oder schneller erwärmen und somit den Energiebedarf verringern.

Aber auch ohne Navigationssystem kann die prädiktive Regelung genutzt werden. Bei einem LKW, der z.B. periodisch auf der gleichen Strecke eingesetzt wird, kann das Verhalten des Kühlmitteltemperaturverlaufs unter bestimmten Umgebungsbedingungen auf der Fahrtstrecke, vorgegeben werden. Damit wird der optimale Lüfterdrehzahlverlauf bestimmt, was ebenfalls zur Kraftstoffreduktion beiträgt.

Als weitere Möglichkeit, den Energieverbrauch zu verringern, steht die Vorsteuerung zur Verfügung. Das Übertragungsverhalten der Vorsteuerung entspricht dem Reziprokwert der Übertragungsfunktion der Regelstrecke, was bedeutet, dass versucht wird, die Führungsgröße zu schätzen. Problematisch ist es die Vorsteuerung zu realisieren, da die gesamte Regelstrecke nichtlinear ist. Eine Annäherung kann durch die Trennung der Strecke, in das System der vier Differenzgleichungen und das System aus den Look-up Tabellen erreicht werden. Da das System der vier Differenzgleichungen nicht linear ist, kann es linearisiert werden und bei den Look-up Tabellen muss das Problem der Eindeutigkeit beim Invertieren gelöst werden. Die Daten, die im Fahrzeuge zur Schätzung zur Verfügung stehen, sind der effektiver Mitteldruck (Drehmoment), die Motordrehzahl, die Fahrzeuggeschwindigkeit und die Umgebungstemperatur. Durch Messung oder Beobachtung der vier Parameter, oder eine Auswahl davon, sowie der Modellbildung der Vorsteuerung lässt sich die Führungsgröße für die Regelung in einem beschränkten Bereich vorgeben und damit das Ergebnis der Regelung weiter verbessern.

Literaturverzeichnis

Angermann, A., Michael, B., Martin, R., & Ulrich, W. (2007). *MATLAB - Simulink - Stateflow*. München: Oldenbourg Wissenschaftsverlag GmbH.

Bhat, N., Joshi, S., Shlozaki, K., Ogasawara, M., Yamada, M., & Somu, S. (2006). *Adaptive Control of an Externally Controlled Engine Cooling Fan-Drive*. SAE-Paper.

Ehlers, K. (1996). *Bordnetzarchitektur*. Düsseldorf: VDI-Verlag.

Eichlseder, E. (1992). *Auslegung spezieller Kühler- Lüftersysteme mit Fahrtwindbeaufschlagung*. Steyr.

Grundmann, R., & Schönholtz, F. (-). *Grundlagen der Ventilatorentechnik*. Bad Hersfeld: TLT-Turbo GmbH.

Hager, J., Gumpoldsberger, T., Reitbauer, R., Mühlbach, G., Buchholz, T., & Sorg, W. (2002). *Kraftstoffeinsparungspotenzial beim LKW durch Optimierung der Motorkühlung*. Düsseldorf: VDI-Verlag.

Hoepke, E., Breuer, S., Appel, W., Brähler, H., Dahlhaus, U., Esch, T., et al. (2008). *Nutzfahrzeugtechnik*. Wiesbaden: Vieweg+Teubner.

Horn, M., & Dourdoumas, N. (2004). *Regelungstechnik*. München: Pearson Studiums.

Ignatowitz, E. (2011). *Chemietechnik*. Hann-Gruiten: Nourney, Vollmer GmbH & Co. KG.

Karstadt, S., & Stonjek, S. (2010). *Tutorium Fluid-energiemaschinen-Axialventilator (Skriptum)*. Darmstadt: Technische Universität Darmstadt.

Klemm, M. *Energietechnik (Skriptum)*. Dresden: Institut für Energietechnik, Professur Kraftwerkstechnik.

KULI Tutorial. Magna Powertrain ECS.

Lunanova, M. (2009). *Optimierung von Nebenaggregaten*. Wiesbaden: STRAUSS GMBH.

Meschede, D. (2010). *Gerthsen Physik*. Bonn: Springer.

Mollenhauer, K., & Tschöke, H. (2007). *Handbuch Dieselmotoren*. Berlin: Springer.

Parspour, N. (2008). *Die Gleichstrommaschine (Skriptum)*. Pfaffenwaldring: Universität Stuttgart.

Sauer, D. U. *Optionen zur Speicherung elektrischer Energie in Energieversorgungssystemen mit regenerativer Stromerzeugung (Skriptum)*. Aachen: Institut für Stromrichtertechnik und Elektrische Antriebe (ISEA).

Schumacher, W., & Ahlers, H. (2005). *Prozessrechentechnik*. Wilhelmshaven: Fachhochschule Wilhelmshaven.

Steyr, E. C. (2012). *KULI Software*. Von <http://kuli.ecs.steyr.com/> abgerufen

Wallenstein, C. (1998). *Grundlagen der Nutzfahrzeug*. München: MAN Nutzfahrzeuge Aktiengesellschaft.

www.behr.de. (2012). Von

[http://www.behr.de/Internet/behrcms.nsf/\\$all/67641F7C8F737AF8C12571F400254336?open&qm=eftmenu1,2,1,2](http://www.behr.de/Internet/behrcms.nsf/$all/67641F7C8F737AF8C12571F400254336?open&qm=eftmenu1,2,1,2) abgerufen

www.coler.de. (2012). Von http://www.coler.de/col/sicherheitsdatenblaetter/basf/Technisches-Datenblatt-Glysantin_g48_deu.pdf abgerufen

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Wärmebilanz	7
Abbildung 2: Zwangsumlaufkühlkreis.....	10
Abbildung 3: Thermostat-Aufbau	11
Abbildung 4: Wasserpumpe (Ignatowitz, 2011)	12
Abbildung 5: Querstromkühler.....	13
Abbildung 6: Viskokupplung.....	14
Abbildung 7: Wärmetransport im Zwangsumlaufkreis.....	15
Abbildung 8: Wärmeleitung	22
Abbildung 9: Wärmewiderstand	23
Abbildung 10: Umfangskomponenten	25
Abbildung 11: Ventilator	26
Abbildung 12: Volumenstrom Messmodell.....	27
Abbildung 13: Prinzip der Gleichstrommaschine.....	29
Abbildung 14: Aufbau eine Gleichstrommaschine	30
Abbildung 15: Ersatzschaltbild Erregerwicklung.....	31
Abbildung 16: Ersatzschaltbild Ankerwicklung.....	31
Abbildung 17: Abstrahiertes KULI Modell	33
Abbildung 18: Wasserkühlungsmodell.....	34
Abbildung 19: Wassermassenstrom.....	35
Abbildung 20: Verlustleistung über Motordrehzahl	35
Abbildung 21: Wärmeübergang zwischen Kühlmittel und Luft	37
Abbildung 22: dimensionslose Lüfterkennlinie	38
Abbildung 23: Lüfterantriebsleistung	38
Abbildung 24: Räumliche Anordnung.....	40
Abbildung 25: Lüfterdrehzahl über Motordrehzahl bei verschiedenen Fahrzeuggeschwindigkeiten ..	41
Abbildung 26: Lüfterleistung über Motordrehzahl bei verschiedenen Fahrzeuggeschwindigkeiten....	41
Abbildung 27: Luftmassenstrom über Fahrzeuggeschwindigkeit und Lüfterdrehzahl.....	42
Abbildung 28: Temperaturänderung bei eingeschaltetem Ladeluft- und Klimakreislauf	44
Abbildung 29: Charakteristik der Viskokupplung	45
Abbildung 30: Sprungantworten der Temperatur bei verschiedenen Lüfterdrehzahlen.....	46
Abbildung 31: Sprungantwort einer PT1-Glied.....	47
Abbildung 32: Verstärkungsfaktor über der Lüfterdrehzahl.....	48
Abbildung 33: MATLAB Strecke Modell.....	48
Abbildung 34: Anti-Wind up Maßnahme mit PI-Regler	49
Abbildung 35: Standardregelkreis	49
Abbildung 36: Modifizierte Reglerstruktur	50
Abbildung 37: Sprungantwort der Temperatur	50
Abbildung 38: Lüfterdrehzahlverlauf.....	51
Abbildung 39: Wärmeübergangskoeffizient.....	54
Abbildung 40: Streckemodell	54
Abbildung 41: Modellierte Strecke.....	55
Abbildung 42: Motordrehzahl und effektiver Mitteldruck	56
Abbildung 43: Angepasste Sprungantworten	56

Abbildung 44: Angepasste angeströmte Fläche	57
Abbildung 45: Anpassungsteststrecke: Motordrehzahl und Lüfterdrehzahl	57
Abbildung 46: Anpassungsteststrecke: effektiver Mitteldruck und Fahrzeuggeschwindigkeit.....	58
Abbildung 47: Anpassung des Luftmassenstroms	58
Abbildung 48: Abstimmung durch Änderung des Luftmassenstroms (Sprungantworten mit zugehörigen Mittelwerten)	59
Abbildung 49: Abstimmung durch Änderung der Massen.....	60
Abbildung 50: Temperaturdifferenz der Anpassungswerte zu den gemessenen Werten	60
Abbildung 51: Kühlsystem und Gleichstrommaschinenmodell	63
Abbildung 52: Regelung der Gleichstrommaschine auf Basis der gemessenen Lüfterdrehzahl	63
Abbildung 53: Die gemessene Lüfterdrehzahl und dazugehörige geregelte Lüfterdrehzahl	64
Abbildung 54: Auswertung der mechanischen Energie für die gemessene Lüfterdrehzahl	64
Abbildung 55: Wirkungsgrad während der Messfahrt	65
Abbildung 56: Auswertung der gesamt Energie für Lüfterdrehzahl der Teststrecke	66
Abbildung 57: Temperaturverlauf des Kühlmittel mit 85 [°C] Sollwertvorgabe	67
Abbildung 58: Lüfterdrehzahl mit 85 [°C] Sollwertvorgabe	67
Abbildung 59: Lüfterleistung für 85 [°C] Sollwertvorgabe	68
Abbildung 60: Gesamter Energieverbrauch für 85 [°C] Sollwertvorgabe	68
Abbildung 61: Temperaturverlauf des Kühlmittels mit 87.3 [°C] Sollwertvorgabe	69
Abbildung 62: Lüfterdrehzahl für 87.3 [°C] Sollwertvorgabe	69
Abbildung 63: Lüfterleistung für 87.3 [°C] Sollwertvorgabe	70
Abbildung 64: Gesamter Energieverbrauch für 87.3 [°C] Sollwertvorgabe	70
Abbildung 65: Temperaturverlauf des Kühlmittels mit 95 [°C] Sollwertvorgabe.....	71
Abbildung 66: Lüfterdrehzahl für 95 [°C] Sollwertvorgabe.....	71
Abbildung 67: Lüfterleistung für 95 [°C] Sollwertvorgabe	72
Abbildung 68: Gesamter Energieverbrauch für 95 [°C] Sollwertvorgabe	72
Abbildung 69: Maximaler Wirkungsgrad für jede Motordrehzahl während der Messfahrt	75