

2 Grundlagen und Stand der Technik

Im Folgenden werden die wichtigsten physikalischen Grundlagen erläutert, die für das Verständnis des Wärmeübergangs innerhalb eines Wassermantels erforderlich sind. Hierzu gehören die Hydrodynamik sowie die verschiedenen Wärmeübertragungsmechanismen. Anschließend werden die Verlustleistungen der Elektromotoren und deren Entstehungsprozess erläutert. Im weiteren Verlauf werden die allgemeinen Kühlmethoden der Elektromotoren vorgestellt, bevor im Speziellen auf den Stand der Kühlplatten- und Wassermantelkühlung eingegangen wird. Zum Abschluss wird ein Überblick des Thermomanagements an Hybrid- und Elektrofahrzeugen gegeben.

2.1 Grundlagen

Nachfolgend werden zunächst einige Grundlagen zur Hydrodynamik und zu den Wärmeübertragungsmechanismen erläutert. Bezogen auf die spätere Untersuchung der Kühlung von Elektromotoren wird dabei der Schwerpunkt auf die Rohrströmung von Flüssigkeiten gesetzt.

Im Anschluss wird der Aufbau eines Drehstrommotors und dessen Energiefluss dargestellt. Anhand dessen werden die Energieumwandlungsprozesse in einem Elektromotor näher betrachtet.

2.1.1 Hydrodynamik

Die Trägheits-, die Zähigkeits- sowie die Druckkraft bilden zusammen die wichtigsten Kräfte in einer Strömung. Diese Kräfte bestimmen sich aus der Anströmgeschwindigkeit, den Hauptabmessungen, der Fluidichte und der kinematischen Viskosität. Aus dem Verhältnis der Trägheits- zur Zähigkeitskraft ergibt sich eine dimensionslose Kennzahl, die den Einfluss dieser beiden Kräfte auf die Strömung kennzeichnet. Diese dimensionslose Größe wird nach Osborne Reynolds als Reynolds-Zahl Re bezeichnet, s. z. B. [12]. Für eine Rohrströmung berechnet sie sich aus dem Rohrdurchmesser d , einer

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2017

N. Karras, *Optimierung der Wärmeabfuhr eines Fahrzeug-Elektromotors und Auswirkungen auf den Gesamtkühlkreislauf*, Wissenschaftliche Reihe

Fahrzeugtechnik Universität Stuttgart, DOI 10.1007/978-3-658-17804-8_2

mittleren Geschwindigkeit u_m sowie der kinematischen Viskosität ν des Fluids [12].

$$Re = \frac{d \cdot u_m}{\nu} \quad \text{Gl. 2.1}$$

Weicht der betrachtete Querschnitt des Rohres bzw. Kanals von der Kreisform ab, wird der hydraulische Durchmesser d_h herangezogen. Dieser berechnet sich anhand des durchströmten Querschnitts A und des benetzten Umfangs U wie folgt: [13]

$$d_h = 4 \frac{A}{U} \quad \text{Gl. 2.2}$$

Anhand der Reynoldszahl lassen sich i. A. laminare oder turbulente Strömungen vorhersagen. Aus empirischen Versuchen ergab sich die kritische Reynolds-Zahl der Rohrströmung zu $Re_{krit} = 2300$. Unterhalb dieser Zahl ist die Strömung laminar. Der Bereich von $2300 < Re < 10^4$ wird als Übergangsbereich bezeichnet. Oberhalb einer Reynolds-Zahl von $Re = 10^4$ herrscht eine rein turbulente Strömung [13, 14, 15].

Laminare Strömungen beschreiben in der Regel eine beruhigte Strömung. Wie an der Reynolds-Gleichung (Gl. 2.1) zu erkennen ist, liegen dabei relativ niedrige Geschwindigkeiten, kleine charakteristische Abmessungen oder große kinematische Zähigkeiten vor. Hierbei ergibt sich das in Abbildung 2.1 dargestellte gemittelte Geschwindigkeitsprofil. Es ist ersichtlich, dass das Fluid an der Kanalwand keine Relativgeschwindigkeit aufweist. Dies ist nach der Grundannahme der Haftreibung erforderlich und universell gültig. Außerdem ist zu erkennen, dass sich das Fluid nur in paralleler Richtung zum Kanal bewegt. Hierdurch entstehen die minimal möglichen Reibungsverluste, die lediglich auf Schubspannungen innerhalb des Fluids zurückzuführen sind, nicht aber auf die sog. turbulente Scheinreibung. Im turbulenten Teilbereich einer Strömung ergibt sich ein deutlich chaotischeres Bild der Geschwindigkeit. Zwar weist die (ausgebildete) Strömung in Richtung des Kanals ein konstantes Geschwindigkeitsprofil auf, ohne dabei die Haftreibungsbedingungen zu verletzen, doch entstehen auch Geschwindigkeitsvektoren, die nicht parallel zum Kanalverlauf sind. Dadurch ergeben sich zwar Vorteile in der Wärmeübertragung, da der Wärmestrom aufgrund der fehlenden Schichtung jedes Fluidelement erreichen kann. Gleichzeitig stei-

gen hierbei jedoch auch der Druckverlust sowie die Wandreibung in einem hohen Maße.

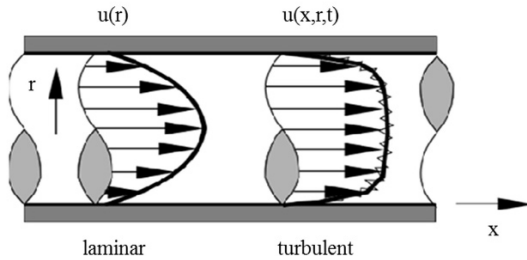


Abbildung 2.1: Geschwindigkeitsprofile einer laminaren und turbulenten Rohrströmung [16]

Der Großteil aller technisch relevanten Strömungen ist turbulent. Dies gilt auch für Rohr- bzw. Wassermanteldurchströmungen. Die Strömungsform in einem Rohr hat entscheidenden Einfluss auf den Reibungswiderstand. Der Druckverlust innerhalb eines Rohres errechnet sich zu: [17]

$$\Delta p = \zeta \frac{\rho \cdot u}{2} \frac{l}{d} \quad \text{Gl. 2.3}$$

Dabei ist der Druckverlustbeiwert ζ von der vorliegenden Reynolds-Zahl abhängig. Bei einer laminaren Rohrströmung gilt z. B. nach [17]:

$$\zeta_{\text{lam}} = \frac{64}{\text{Re}} \quad \text{Gl. 2.4}$$

Bei turbulenten Rohrströmungen kann nur für hydraulisch glatte Rohre ein genaues Widerstandsgesetz angegeben werden. Im Bereich von $3000 < \text{Re} < 10^5$ ergibt sich der Verlustbeiwert wie folgt: [17]

$$\zeta_t = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{\text{Re}}} \quad \text{Gl. 2.5}$$

Für den gesamten Bereich glatter und rauer Oberflächen gilt nach [14]:

$$\frac{1}{\sqrt{\zeta}} = -2 \lg \left[\frac{2,51}{\text{Re} \sqrt{\zeta}} + \frac{K/d}{3,71} \right] \quad \text{Gl. 2.6}$$

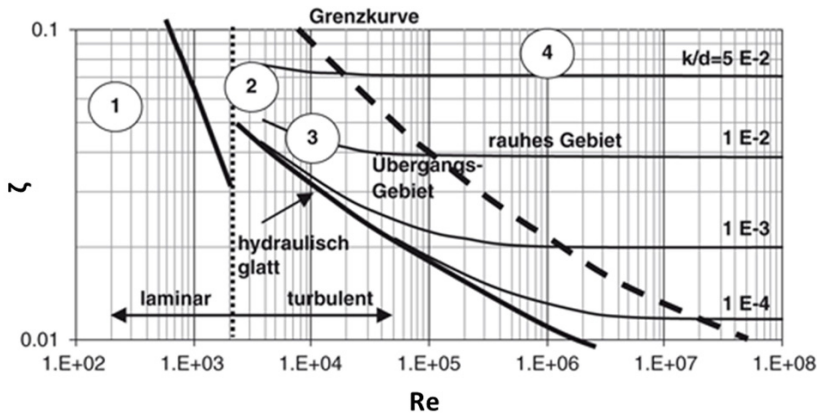


Abbildung 2.2: Moody-Diagramm zur Bestimmung der Druckverlustbeiwerte ζ [18]

Moody hat die verschiedenen Phänomene zur Berechnung der Druckverlustbeiwerte zusammengefasst und das in Abbildung 2.2 dargestellte Diagramm entwickelt. Aus diesem Diagramm kann sowohl für den laminaren Bereich (1), den kritischen Bereich (2), den Übergangsbereich (3) als auch für den turbulent rauen Bereich (4) der Druckverlustbeiwert ermittelt werden. Voraussetzung dafür ist die Kenntnis der mittleren Rauigkeit K sowie des hydraulischen Durchmessers d_h . [18]

Für technisch raue Flächen, wie sie z. B. bei Gussteilen vorliegen, ist der Verlustbeiwert und damit der Formwiderstand bei hohen Reynoldszahlen nur vom Rauigkeitsmaß K/d abhängig. Im sogenannten Übergangsbereich zugleich auch von der Reynoldszahl [16].

Im Verlauf der vorliegenden Arbeit werden Untersuchungen zu Druckverlusten in dimensionsloser Größe dargestellt. Dieser sogenannte Druckbeiwert bzw. auch Druckverlustbeiwert c_p leitet sich aus der Bernoulli-Gleichung her und wird wie folgt bestimmt: [16]

$$c_p = \frac{p - p_\infty}{\frac{\rho}{2} \cdot u_\infty^2} \quad \text{Gl. 2.7}$$

Für die hier betrachteten Durchströmungsfälle ist p_∞ jeweils der statische Druck vor Einlauf in die Kühlplatten. Die ungestörte Strömungsgeschwindigkeit u_∞ vor Eintritt in die Messobjekte wird mit Hilfe der Konti-

nützungsgleichung und den entsprechenden Messprotokollen ermittelt. Die Fluididdichte ρ wird aus dem Stoffdatenblatt des verwendeten Kühlmediums entnommen.

2.1.2 Wärmeübertragungsmechanismen

Die Wärmeübertragung ist ein Teilgebiet der Thermodynamik und beschreibt Mechanismen und Gesetzmäßigkeiten, die es ermöglichen, die übertragene Wärme bei gegebenen Temperaturdifferenzen und weiteren physikalischen Randbedingungen zu bestimmen.

Der Wärmestrom $\dot{Q}$ bezeichnet die pro Zeiteinheit übertragene Wärme. Ein über der Zeit konstanter Wärmestrom wird als stationäre Wärmeübertragung bezeichnet. Instationäre Wärmeübertragung liegt vor, wenn der Wärmestrom über der Zeit variiert.

In der Natur sowie der Technik können alle Formen der Wärmeübertragung in drei Mechanismen unterteilt werden. Hierbei handelt es sich um die Wärmeleitung, Konvektion und Wärmestrahlung. Alle weiteren wärmeübertragenden Abläufe sind Überlagerungen aus diesen drei Mechanismen. Hauptsächlich interessant für den Wärmeübergang in einer Kühlplatte bzw. einem Wassermantel sind die erzwungene Konvektion sowie die Wärmeleitung. Doch auch die Wärmestrahlung und die natürliche Konvektion haben einen kleinen, jedoch nicht zu vernachlässigenden Einfluss auf die abgeführte Wärmemenge. Darum wird auf alle Vorgänge eingegangen.

Wärmeleitung

Unter Wärmeleitung wird ein Energietransport in Festkörpern oder Fluiden durch diffuse Transportprozesse aufgrund eines im Material vorhandenen Temperaturgradienten verstanden. Für den Transport der Wärme sind folgende physikalische Phänomene verantwortlich: mikroskopische Bewegung von Atomen oder Molekülen in Fluiden, Gitterschwingungen (Phononen) in Festkörpern und freie Elektronen (Elektrogas) in elektrisch leitenden Medien [13].

In Abbildung 2.3 ist eine ebene Wand der Dicke s dargestellt, in der die Temperaturverteilung nur von der Ortskoordinate x abhängt.

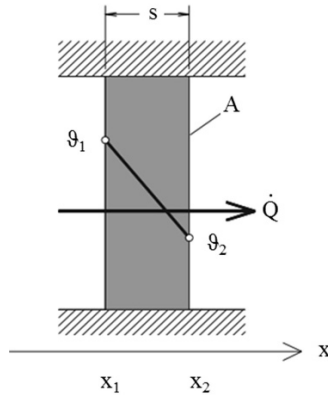


Abbildung 2.3: Wärmeleitung in einer ebenen Platte [13]

Die Wärmestromdichte $\dot{q}_i$ kann mit Hilfe des Fourier'schen Wärmeleitungssatz wie folgt berechnet werden: [13]

$$\dot{q}_i = -\lambda \cdot \frac{d\vartheta}{dx} \quad \text{Gl. 2.8}$$

Der Wärmestrom $\dot{Q}$ berechnet sich nach der Gleichung: [13]

$$\dot{Q} = A \cdot \dot{q}_i = A \cdot \frac{\lambda}{s} \cdot (\vartheta_1 - \vartheta_2) \quad \text{Gl. 2.9}$$

Die Proportionalitätskonstante λ , auch Wärmeleitfähigkeit genannt, ist eine Materialeigenschaft, die von der Temperatur und vom Druck abhängig ist. Alle Metalle und Flüssigkeiten haben hohe Wärmeleitfähigkeiten, während Gase kleine Werte von λ aufweisen.

Konvektion

Als konvektiver Wärmeübergang wird die Übertragung von Wärme zwischen einem Körper und einem Fluid verstanden, die sich relativ zueinander bewegen [13]. Es sind zwei Konvektionsarten zu unterscheiden: erzwungene und freie bzw. natürliche Konvektion.

Freie bzw. natürliche Konvektion ist in ihrem Ursprung der Wärmeleitung ähnlich und basiert auf den gleichen thermodynamischen Grundsätzen. Wenn

Wärmeleitung zwischen einem Festkörper und einem ruhenden Fluid entsteht, wird zwangsläufig die Temperatur des Fluids verändert. Unter der Annahme, dass zwischen Festkörper und Fluid ein negativer Temperaturgradient vorliegt, wird das Fluid erwärmt. Infolge der Erwärmung entsteht eine inhomogene Verteilung der Dichte, die eine Kraft auf die erwärmten Fluidelemente und somit eine Strömung erzeugt. Die Fluidschichten mit größerer Dichte sinken ab, die mit geringerer Dichte steigen auf. Abbildung 2.4 zeigt ein Beispiel der natürlichen Konvektion an einer senkrechten Wand. Der bei diesem Mechanismus übertragene Wärmestrom $\dot{Q}$ folgt dabei der Gleichung (Gl. 2.10): [19]

$$\dot{Q} = \alpha \cdot A \cdot (\vartheta_w - \vartheta_0) \quad \text{Gl. 2.10}$$

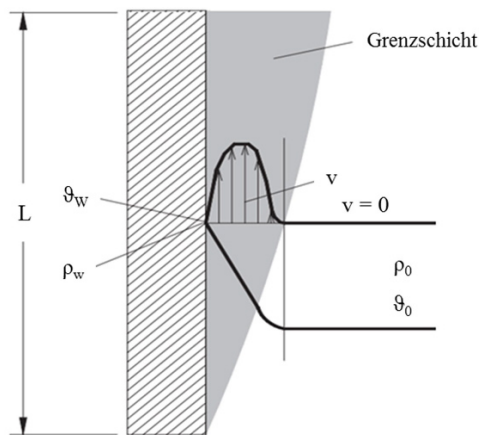


Abbildung 2.4: Natürliche Konvektion an einer senkrechten Wand [14]

Wärmeübertragung durch erzwungene Konvektion ist im Rahmen dieser Arbeit der bedeutendere Mechanismus. Der Wärmeübergang wird durch die Temperaturunterschiede und die Strömung, die durch eine äußere Druckdifferenz aufrechterhalten wird, bestimmt. Die Druckdifferenz kann z. B. mit Hilfe eines Gebläses oder einer Pumpe erzeugt werden. Abbildung 2.5 zeigt ein Beispiel erzwungener Konvektion in einem Rohr. Hierbei wird zusätzlich auf die thermische und hydraulische Einlaufänge eingegangen. Aus der Abbildung geht hervor, dass das Fluid eine gewisse Einlaufänge in ein Rohr

benötigt, um zuerst das Temperatur- und anschließend das Geschwindigkeitsprofil voll auszubilden [13].

Die Berechnung der Wärmestromdichte $\dot{q}$ an der Wand erfolgt mit dem Temperaturgradienten im Fluid nach Gleichung (Gl. 2.11): [19]

$$\dot{q} = -\lambda \left(\frac{\partial \vartheta}{\partial x} \right)_w = \alpha \cdot (\vartheta_F - \vartheta_W) \quad \text{Gl. 2.11}$$

Für die Ermittlung der Wärmeabgabe durch Konvektion ist der Wärmeübergangskoeffizient α in Abhängigkeit von den Strömungsbedingungen, der Geometrie des Wärmeübertragers und den Temperaturen zu bestimmen. Zur näherungsweisen Bestimmung werden in der Praxis empirisch ermittelte Näherungsformeln herangezogen.

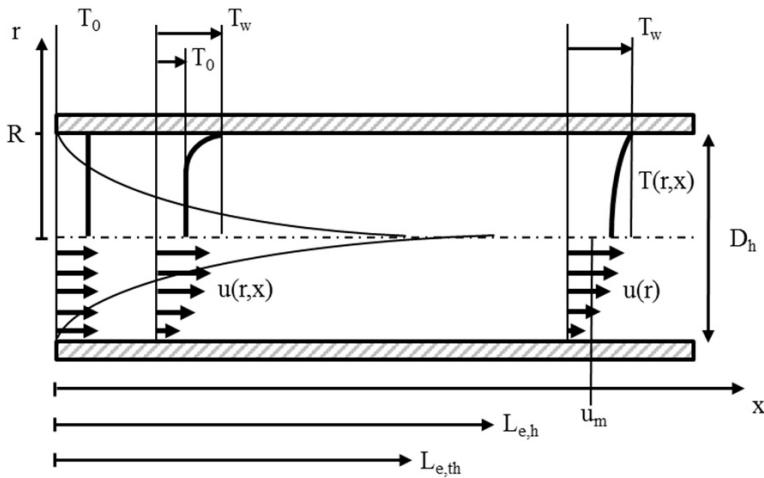


Abbildung 2.5: Einlauf (links) sowie ausgebildete Strömung (rechts) in einem Rohr. Randbedingungen: Rohranfang $u(0,r) = u_m$, $T(0,r) = T_0$, Rohrwand $u = 0$, $T_w = \text{const.} > T_0$. Temperatur- und Geschwindigkeitsgrenschichten und -verteilungen sind in der oberen bzw. unteren Bildhälfte dargestellt. $L_{e,h}$ bezeichnet die hydrodynamische Einlaufstrecke, während $L_{e,th}$ die thermische angibt. [13]

Hierbei spielt der nach Wilhelm Nußelt benannte dimensionslose Wärmeübergangskoeffizient Nu eine zentrale Rolle. Dieser bezieht sich auf den

charakteristischen Rohr- bzw. Kanaldurchmesser d sowie die Wärmeleitfähigkeit λ des Fluids [13].

$$\text{Nu} = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda} \quad \text{Gl. 2.12}$$

Durch die beiden Kennzahlen nach Reynolds Re und Prandtl Pr ist der Wärmeübergang bei erzwungener Konvektion vollständig charakterisiert.

$$\text{Nu} = \text{Nu}(\text{Re}, \text{Pr}) \quad \text{Gl. 2.13}$$

Hier ist die Prandtl-Zahl definiert durch das Verhältnis zwischen dem Produkt der dynamischen Viskosität η mit der Wärmekapazität c_p und der Wärmeleitfähigkeit λ des Fluids:

$$\text{Pr} = \frac{\eta \cdot c_p}{\lambda} = \frac{\text{Impulstransport durch Reibung}}{\text{Wärmetransport durch Leitung}} \quad \text{Gl. 2.14}$$

Weiterhin kennzeichnet die Prandtl-Zahl das Verhältnis des Energieaustauschs, der aus Reibung und Wärmeleitung resultiert.

Damit lässt sich die Nusselt-Zahl anhand der beiden dimensionslosen Kennzahlen ermitteln. Diese sogenannte Nusselt-Korrelation berechnet sich im einfachsten Fall anhand des folgenden Potenzgesetzes: [13]

$$\text{Nu} = A \cdot \text{Re}^a \cdot \text{Pr}^b \quad \text{Gl. 2.15}$$

Die betrachtete Geometrie beeinflusst hierbei die funktionale Form der Korrelation. Ausführliche Beschreibungen für verschiedene Praxisanwendungen sind in [20] zu finden.

Wärmestrahlung

Unter Wärmestrahlung wird der Wärmeaustausch zwischen Körpern unterschiedlicher Temperatur durch elektromagnetische Strahlung im Wellenlängenbereich von 0,1 bis 1000 μm (sichtbares und Infrarotlicht) verstanden [13]. Im Gegensatz zur Wärmeleitung, bei der ein Trägermedium erforderlich ist, benötigt die Wärmeübertragung durch Strahlung keine Materie, d. h. sie kann auch im Vakuum erfolgen. Der Wärmestrom $\dot{Q}$, der von einem

grauen Strahler emittiert wird, kann nach dem Stefan-Boltzmann-Gesetz bestimmt werden: [21]

$$\dot{Q} = \varepsilon(\vartheta) \cdot \sigma \cdot A \cdot \vartheta^4 \quad \text{Gl. 2.16}$$

Die Wärmestrahlungsintensität wächst mit der vierten Potenz der Temperatur. Da aber die Stefan-Boltzmann-Konstante $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}^4}$ sehr klein ist, ist die Wärmeübertragung durch Strahlung nur bei hohen Temperaturen von Bedeutung.

Neben den Druckverlusten werden auch die Fluidtemperaturen der jeweiligen Messungen dimensionslos dargestellt. Hierzu wird die dimensionslose Temperatur θ eingeführt, die sich wie folgt berechnet: [21]

$$\theta = \frac{\vartheta - \vartheta_{\infty}}{\vartheta_0 - \vartheta_{\infty}} \quad \text{Gl. 2.17}$$

Für vorliegende Arbeit ist ϑ_{∞} die konstante Heizplattentemperatur, ϑ_0 die konstante Fluideintrittstemperatur in die Kühlplatte und ϑ die an der betrachteten Messstelle vorherrschende Fluidtemperatur. Die dimensionslose Temperatur θ kann somit Werte zwischen 1 und 0 annehmen.

2.1.3 Elektromotoren und ihre Verlustleistungen

Der Elektromotor ist das Kernstück elektrischer Fahrzeugantriebe. Er arbeitet in Abhängigkeit des aktuellen Fahrzustands als Motor oder Generator. Die für die Energieumwandlung verantwortlichen Wechselwirkungen zwischen der Erzeugung von Kräften bzw. Drehmomenten und von elektrischen Spannungen in Magnetfeldern in rotierenden elektrischen Maschinen sind in [22, 23, 24] ausführlich beschrieben. In diesem Abschnitt sollen zwei Motortypen näher betrachtet werden, die Synchron- sowie die Asynchronmaschine. Es handelt sich in beiden Fällen um sogenannte Drehstrommotoren.

Bei Betrachtung verschiedener Hybrid- und batterieelektrischer Fahrzeuge überwiegen die permanentmagneterregten Synchronmaschinen (PSM) als Antriebsmotoren. Die Hauptvorteile sind neben einer hohen Leistungsdichte, ein hoher Wirkungsgrad als auch die gute Regelbarkeit dieses Motortyps. Aus dem Namen dieses Typs geht bereits hervor, dass die Synchronmaschine

mit einer synchronen Drehzahl von Rotor- und Statorfeld betrieben wird. [23]

Zur Veranschaulichung des Aufbaus einer PSM ist in Abbildung 2.6 ein Schnittbild quer zur Rotorachse einer PSM, die hier als Innenläufer mit vergrabenen Magneten (5) ausgeführt ist, dargestellt. Zu erkennen ist der Stator (1), bestehend aus Statorrücken (2) und Statorzähnen (3) mit dazwischen liegenden Kupferwicklungen (4). Die Wicklungen setzen sich aus drei Strängen zusammen, diese sind hier auf zwölf Nuten verteilt. Innerhalb des Stators ist der Rotor (6) zu sehen, der auf einer Hohlwelle (7) sitzt. Im Rotorblechpaket integriert sind vier Permanentmagnete, die Polpaarzahl beträgt demnach zwei. Die Tatsache, dass die Magnete sich nicht auf der Rotoroberfläche befinden und eine Lücke zwischen den einzelnen Segmenten existiert, führt zu einem über den Umfang ungleichmäßig verteilten magnetischen Widerstand. Um geringere Wirbelstromverluste zu erzielen, sind sowohl Stator, als auch Rotor aus gegeneinander elektrisch isolierten Eisenblechen aufgebaut.

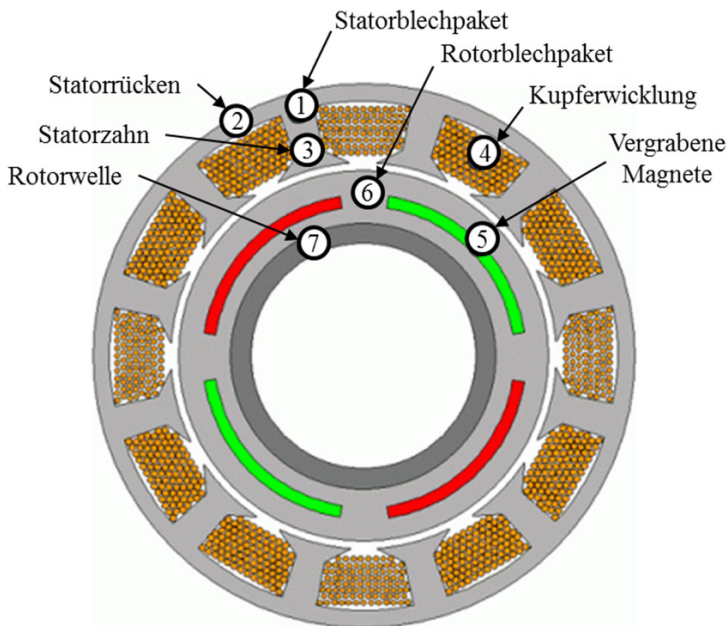


Abbildung 2.6: Schnittbild einer PSM zur Erläuterung des prinzipiellen Aufbaus [25]

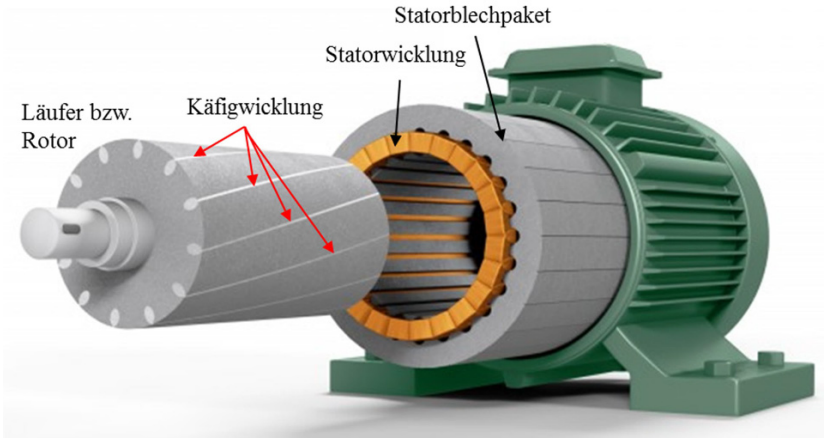


Abbildung 2.7: Explosionsdarstellung einer stationär betriebenen ASM [26]

Was den Aufbau der Stator- und Rotorblechpakete anbelangt, ähneln sich PSM und die in Abbildung 2.7 dargestellte stationär betriebene ASM. Den konstruktiv größten Unterschied bildet die im Läufer bzw. Rotor implementierte sog. Käfigwicklung. Dieser Käfig wird aus Aluminium oder Kupfer hergestellt. Die Statorwicklung besteht wie bei der PSM aus Kupfer. Das Wirkprinzip der ASM basiert auf der Lorentzkraft: Durch die Abstoßung eines stromdurchflossenen Leiters, der sich in einem Magnetfeld befindet, entsteht die Drehbewegung.

Bewegt sich der Rotor synchron zum Drehfeld, so ist der magnetische Fluss durch die Maschen des Käfigs konstant und es wird keine Spannung induziert. Das Drehmoment ist bzw. wird null. Dreht sich der Rotor langsamer als das Drehfeld, so ändert sich der Fluss, was eine Spannung induziert, die wiederum einen Strom und schließlich Drehmoment hervorruft [26, 27].

Auch Elektromotoren sind nicht in der Lage, den Energiewandlungsprozess - ob im Motor- oder Generatorbetrieb - verlustfrei bzw. ohne die Wandlung elektrischer oder mechanischer Energie in Wärme zu realisieren. Im weiteren Verlauf der Arbeit wird dieser Energieumwandlungsprozess vereinfacht als Wärme- oder Verlustleistung definiert. Es treten je nach Bauform verschiedene Verlustleistungen in den verschiedenen Komponenten des Elektromotors auf. Abbildung 2.8 zeigt schematisch den Leistungsfluss in einem solchen Motor.

- Kupferverluste sind Ohmsche Verlustleistungen, die je nach Motortyp sowohl im Rotor wie auch im Stator auftreten
- Eisenverluste entstehen aus den Ummagnetisierungen sowie den Wirbelströmen in ferromagnetischen Materialien
- Reibungsverluste ergeben sich durch Luft- und Lagerreibung

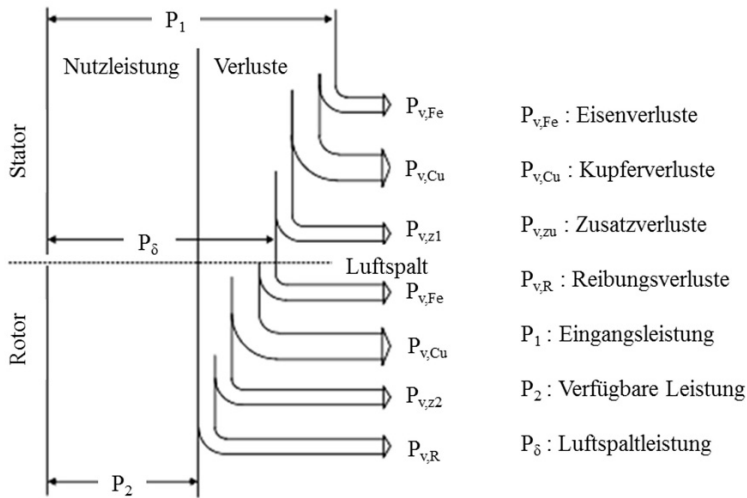


Abbildung 2.8: Leistungsfluss eines Elektromotors [28]

Die Kupferverluste bzw. Wicklungsverluste $P_{v,Cu}$ für eine symmetrische Wicklung mit m ausgebildeten Strängen betragen: [24]

$$P_{v,Cu} = m \cdot R \cdot I_{str}^2 \quad \text{Gl. 2.18}$$

Bei ferromagnetischen Materialien, wie sie im Stator- sowie Rotorblechpaket üblich sind, treten aufgrund des sich zeitlich ändernden Magnetfelds Ummagnetisierungsverluste $P_{v,Fe}$ auf. Diese lassen sich zunächst vereinfacht wie folgt beschreiben: [24]

$$P_{v,Fe} = v_u \cdot m_{Fe} \quad \text{Gl. 2.19}$$

Die spezifischen Ummagnetisierungsverluste v_u beinhalten einen Anteil v_{hyst} sowie einen Anteil v_{wb} : [24]

$$v_u = v_{\text{hyst}} + v_{\text{wb}} \quad \text{Gl. 2.20}$$

v_{hyst} beschreibt den Verlustanteil durch Hysterese, der durch den Prozess des sich ändernden magnetischen Zustands entsteht. Die Hystereseverluste sollen anhand Abbildung 2.9 näher erläutert werden.

Ein vollständiger Magnetisierungszyklus beginnt bei der positiven Induktion $+B$ und gelangt über die negative Induktion $-B$ gleichen Betrags zu $+B$ zurück. In der B-H-Ebene wird damit eine Hystereseschleife durchlaufen. Die eingeschlossene Fläche beschreibt hierbei die sogenannte Hysteresearbeit A_h , die in Wärme umgewandelt worden ist.

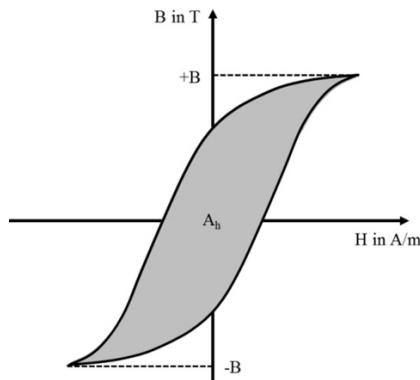


Abbildung 2.9: Durch den sich ändernden magnetischen Zustand eines Metalls resultierende Hystereseschleife in der Induktions-Feldstärke-Ebene (B-H-Ebene) [24]

Die spezifischen Hystereseverluste v_{hyst} werden wie folgt berechnet: [24]

$$v_{\text{hyst}} = \sigma_{\text{hyst}1,5} \cdot k_{\text{hyst}} \cdot \left(\frac{f}{50 \text{ Hz}} \right) \cdot \left(\frac{B_{\text{max}}}{1,5 \text{ T}} \right)^2 \quad \text{Gl. 2.21}$$

Der Materialkennwert $\sigma_{\text{hyst}1,5}$ beschreibt die spezifischen Hystereseverluste bei einer Frequenz f von 50 Hz und einer maximalen magnetischen Flussdichte von $B_{\text{max}} = 1,5 \text{ Tesla}$. Dieser Wert wird vom Blechhersteller angege-

ben. k_{hyst} stellt einen Zuschlagfaktor dar, der z. B. Gefügeänderungen des Blechs im Bereich der Schnittkante bei Schneidprozessen in der Fertigung berücksichtigt. [24]

Der Verlustanteil durch Wirbelströme v_{wb} wird durch das sich zeitlich ändernde magnetische Feld erzeugt. Diese auftretende Änderung bringt einen Wirbel der magnetischen Feldstärke H mit sich. Der geblechte Aufbau des Stators soll diese Wirbelströme verhindern, was jedoch durch die unvollständige elektrische Isolation zwischen den einzelnen Blechen nicht vollkommen gelingt. Aufgrund dieser Leitfähigkeit κ und dem Wirbel der elektrischen Feldstärke bilden sich Wirbelströme aus, die wiederum zu Stromwärmeverlusten führen. Die spezifischen Wirbelstromverluste lassen sich wie folgt berechnen:

$$v_{\text{wb}} = \sigma_{\text{wb}1,5} \cdot k_{\text{wb}} \cdot \left(\frac{f}{50 \text{ Hz}} \right)^2 \cdot \left(\frac{\hat{B}}{1,5 \text{ T}} \right)^2 \quad \text{Gl. 2.22}$$

Dabei ist, ähnlich wie zuvor bei den Hystereseverlusten, der Faktor $\sigma_{\text{wb}1,5}$ der herstellereigenspezifische Materialkennwert des eingesetzten Blechs bei einer Frequenz von 50 Hz und einer maximalen Induktion von 1,5 T. Der Zuschlagfaktor k_{wb} berücksichtigt über die Materialeigenschaften hinausgehende Einflüsse und Unsicherheiten. [24]

Die Reibungsfläche und das Quadrat der Umfangsgeschwindigkeit des Rotors v_2 sind proportional zu den Reibungsverlusten P_{vrbG} , die an der Oberfläche eines im Gas rotierenden Zylinders entstehen. Der Faktor für Gas- und Lagerreibung k_{rb} berücksichtigt die Reibungsverluste aller übrigen reibenden Flächen, wie Lüfter oder Lager: [24]

$$P_{\text{vrbG}} = k_{\text{rb}} \cdot D \cdot (1 + 0,8^3 \cdot 0,6 \cdot \tau_p) \cdot v_2^2 \quad \text{Gl. 2.23}$$

Sonstige Verlustleistungen durch Oberwellen im Luftspaltfeld, Oberflächenverluste, Pulsationsverluste, Verluste durch Oberschwingungen des speisenden Stroms und Stromverdrängungseffekte können in Form einer zusätzlichen Verlustleistung von ca. 1% der Gesamtverlustleistungen berücksichtigt werden. [24]

2.2 Stand der Technik

In diesem Abschnitt werden einleitend die verschiedenen Kühlmethoden für Elektromotoren und Leistungselektroniken erläutert. Vertieft wird hierbei insbesondere die Kühlplatten- und Wassermantelkühlung. Anschließend wird der aktuelle Stand des Thermomanagements an Hybrid- und Elektrofahrzeugen dargelegt.

2.2.1 Kühlkonzepte für Elektromotoren

Die Kühlkonzepte bzw. -verfahren und deren Bezeichnungen sind in der Norm für „Drehende elektrische Maschinen“ DIN EN 60034-6 (VDE 0530-6) definiert. Hauptsächlich werden diese Verfahren nach dem verwendeten Kühlmedium sowie dessen Wirkungsweise unterschieden. Die drei Hauptkühlmethoden sind die Oberflächenkühlung, die Innenkühlung bzw. Durchzugsbelüftung sowie die Kreislaukkühlung. Diese sind als Prinzipskizzen in Abbildung 2.10 dargestellt. Die genannten Methoden können des Weiteren als direkte und indirekte Kühlung ausgeführt werden. Bei der direkten Kühlung ist das Kühlmedium in direktem Kontakt mit der Wärmequelle, während bei der indirekten Kühlung eine räumliche Trennung durch wärmeleitende Wände vorliegt.

Bei der Oberflächenkühlung wird die Wärmeleistung aus den Komponenten über einen geschlossenen primären Kühlkreislauf, entweder über einen inneren Luftkreislauf oder durch Wärmeleitung, an die geschlossene äußere Maschinenoberfläche geführt. Die einfachste Methode der Oberflächenkühlung bildet dabei die Selbstoberflächenkühlung, wobei lediglich durch natürliche Konvektion und Strahlung an der geschlossenen Motoroberfläche gekühlt wird. Es handelt sich bei selbstgeköhlten Maschinen um zumeist große, stationär betriebene Elektromotoren. Bei der Eigenoberflächenkühlung wird das Kühlmittel von der Maschine selbst bewegt. Hierbei wird das Kühlmittel abhängig von der Motordrehzahl über die geschlossene Motoroberfläche bewegt. Möglich wird dies durch einen auf dem Wellenstumpf des Rotors sitzenden Lüfter. Eine Erweiterung hiervon bildet die Fremdoberflächenkühlung. Der Lüfter kann durch einen eigenen Antriebsmotor unabhängig von der Rotordrehzahl betrieben werden.

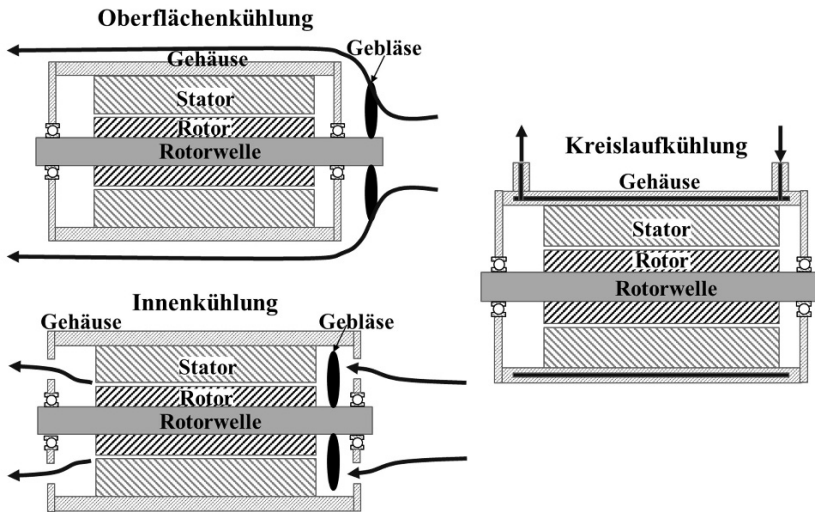


Abbildung 2.10: Prinzipskizzen der drei Hauptkühlmethoden der Norm für „Drehende elektrische Maschinen“ DIN EN 60034-6 (VDE 0530-6): Innenkühlung (unten links), Oberflächenkühlung (oben links) und Kreislaufkühlung (rechts). Bei den beiden erst genannten Methoden kommt hauptsächlich die Umgebungsluft zum Einsatz, während für die Kreislaufkühlung sowohl gasförmiges als auch flüssiges Kühlmittel verwendet wird.

Bei der Innenkühlung bzw. Durchzugsbelüftung strömt die Luft als Kühlmittel direkt durch das Maschineninnere. Das Kühlmittel nimmt die Wärme fast direkt an der Quelle auf und führt sie nach außen ab. Die Kühlung ist wesentlich intensiver als bei der Oberflächenkühlung. Auch hier gibt es die Unterscheidung der Eigen- sowie Fremddinnenkühlung, die sich an der Lüfterantriebsart orientiert.

Die Kreislaufkühlung beschreibt eine Kühlmethode, wobei das primäre Kühlmittel in einem geschlossenen Kreis fließt und die Wärme mit Hilfe eines Wärmetauschers auf das sekundäre Kühlmittel übertragen wird. Das primäre und sekundäre Kühlmittel können hierbei sowohl gasförmig als auch flüssig sein. Die Kreislaufkühlung ermöglicht eine intensive Wärmeabfuhr trotz geschlossener Bauweise bei hoher Schutzart. Ein klassisches Beispiel der Kreislaufkühlung bei Elektrofahrzeugen ist die Verwendung eines im Maschinengehäuse untergebrachten Wassermantels. Das Kühlfluid nimmt

die Wärmeleistung im Wassermantel auf und gibt sie im Wärmetauscher an die Umgebungsluft ab. [29]

2.2.2 Kühlplatten- und Wassermantelkühlung

Nach dem Überblick der verschiedenen Kühlmethoden wird in diesem Abschnitt speziell auf den aktuellen Stand der Kühlplatten- und Wassermantelkühlung von elektrischen Antriebssträngen eingegangen.

In Abbildung 2.11 sind der Wassermantel und Ölkreislauf eines konventionellen Verbrennungsmotors abgebildet. Bezug nehmend zum vorherigen Abschnitt handelt es sich in diesem Fall um eine Kreislaufkühlung.

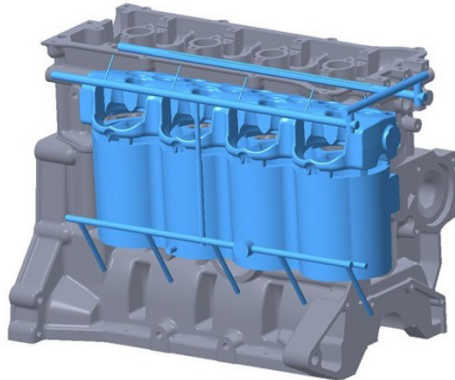


Abbildung 2.11: Wassermantel und Ölkreislauf eines konventionellen Verbrennungsmotors [30]

Hier spielt eine effiziente Wärmeabfuhr aufgrund der Verbrennungsvorgänge und der hohen Verlustleistungen seit jeher eine wichtige Rolle [31]. Die numerische Optimierung der Wassermantelgeometrien von Verbrennungsmotoren ist ein weit verbreitetes Arbeitsgebiet. In [30] wird ein Beispiel gezeigt, wie mit Hilfe der 3D-CFD-Simulation ein volumenstromabhängiges Wärmeübertragungskoeffizientenkennfeld für transiente 1D-Kühlsystemsimulationen erstellt werden kann. Dieser Prozess ist hierbei deutlich schneller als eine gekoppelte 1D-3D-Simulation. Für weitere Erläuterungen zu den numerischen Simulationen von Verbrennungsmotoren wird auf die Literatur [10, 30, 31, 32, 33] verwiesen.

Für den elektrischen Antriebsstrang ergeben sich prinzipiell ähnliche Ansätze zur Auslegung der jeweiligen Kühlkörper. Die Unterscheidung erfolgt hier insbesondere aufgrund der verschiedenen Bauformen. Für die Batterie- und Leistungselektronikkühlung werden zumeist einfache, horizontal verlaufende Kühlplatten verwendet, die unterhalb der zu kühlenden Komponenten angebracht werden. Beispiele hierfür finden sich in [34, 35, 36]. Es handelt sich hierbei um Aluminium- oder Kupferkühlplatten mit einfachen, parallelen oder mäanderförmigen Kanalgeometrien. Um die Wärmeabfuhr dieser Platten zu erhöhen, werden unterschiedliche Maßnahmen untersucht. Hierfür kommen verschiedene kommerzielle CFD-Programme zum Einsatz, die zumeist auf dem sogenannten Reynolds-gemittelten Navier-Stokes-Verfahren (auch: RANS-Verfahren) basieren.

Eine Maßnahme zur Steigerung der Wärmeabfuhr ist die Vergrößerung der wärmeübertragenden Fläche. In Abbildung 2.12 ist hierzu eine Möglichkeit dargestellt [32]. Anstatt eine klar definierte Fluidführung vorzugeben, werden hier Profile in die Kühlplatte integriert. Neben den hier dargestellten elliptischen und rautenförmigen Profilen wurden in dieser Studie auch runde und rechteckige Profile untersucht und miteinander verglichen. Die besten Ergebnisse bzgl. niedrigster Maximaltemperatur und geringstem Druckverlust ergaben sich für die elliptischen Profile. Dies wird in Abbildung 2.12 anhand der deutlich kleineren Temperaturskala gut ersichtlich. Weitere Arbeiten, die sich mit dieser Optimierungsmaßnahme als auch mit der Änderung der Fluidführung von Kühlplatten beschäftigen, finden sich in [33, 34, 35, 36].

Ein Nachteil der durchströmten Kühlplatte ist der kaum zu vermeidende Temperaturgradient auf der Bauteiloberfläche (s. Abbildung 2.13, links). Unabhängig davon, wie die Kühlkanalführung gestaltet oder die Ein- und Auslässe positioniert sind, ergeben sich immer inhomogene Temperaturverteilungen, vgl. auch [35, 36]. Diesen Effekt versucht die Fa. Danfoss mit ihrem Produkt ShowerPower® zu vermeiden [37]. Hierzu wird die Bodenplatte der Leistungselektronik senkrecht gespült. Dies wird, wie in Abbildung 2.13 (rechts) zu erkennen ist, durch zwei aufeinander gestapelte Kühlplatten realisiert. Das aufsteigende Kühlmittel entweicht aus der Düse und trifft direkt auf die Bodenplatte. Dadurch soll laut Hersteller eine „homogene Temperaturverteilung“ erzielt werden.

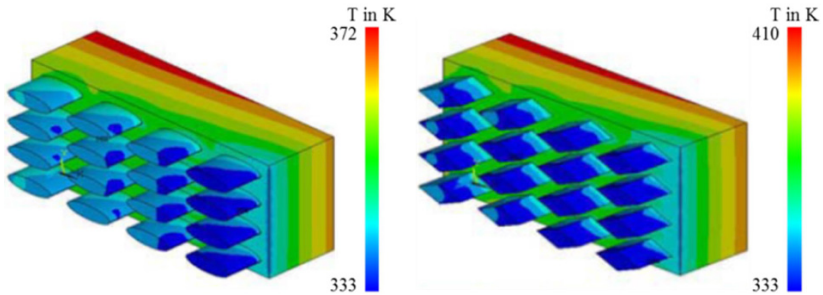


Abbildung 2.12: Vergleich der elliptischen (links) und rautenförmigen Profile anhand der resultierenden Oberflächentemperaturverteilung [32]

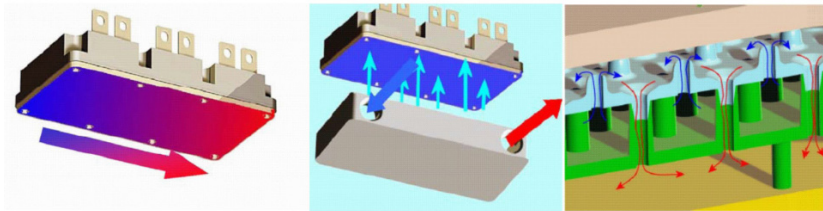


Abbildung 2.13: Konventionelle Wasserkühlung mit Temperaturgradienten (links). Im Vergleich dazu die gradientenffreie Wasserkühlung (mittig) mit Hilfe der ShowerPower® Struktur (rechts) [33]

Eine weitere darauf abzielende Methode wurde von der Fa. Behr entwickelt [38, 39]. Die sogenannte Lathin-Technik (lokal angepasstes thermisches Interface) kann den thermischen Widerstand lokal an die Erfordernisse anpassen und so eine Temperaturhomogenisierung ermöglichen. Somit kann im Eintrittsbereich ein höherer thermischer Widerstand als im Austrittsbereich erzielt werden. Diese Technik ist speziell auf die Kühlung von Hochleistungs-Li-Ionen-Batteriepacks ausgerichtet. Dadurch soll vor allem eine unterschiedliche Temperaturbelastung und somit Alterung der Zellen vermieden werden.

Nach den Kühlplatten werden im weiteren Verlauf verschiedene Wassermantelkonzepte für Elektromotoren und deren numerischer Entwicklungsprozess betrachtet. Wie der Vergleich von Abbildung 2.11 und Abbildung 2.14 zeigt, sind der Wassermantel des Verbrennungsmotors und des Elektro-

motors nach einem ähnlichen Prinzip aufgebaut. In beiden Fällen umschließt der Wassermantel vollständig das zu kühlende Objekt. Der in Abbildung 2.14 dargestellte Wassermantel besitzt eine mäanderförmige Geometrie.

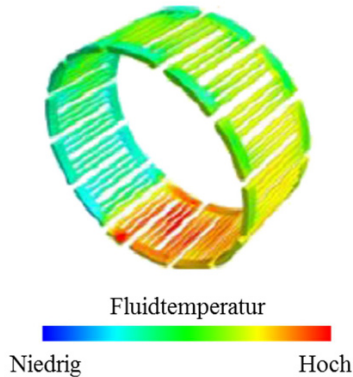


Abbildung 2.14: Strömungssimulation zur Ermittlung der Fluidtemperaturen im Wassermantel eines Elektromotors [40]

Wobei jeweils der parallel zur Rotorachse verlaufende Kanal in drei Kanäle aufgeteilt wird. An den Fluidtemperaturen sind die Ein- und Auslässe gut zu erkennen. Wie zuvor bei den Kühlplatten ist auch hier eine inhomogene Temperaturverteilung zu beobachten. Ziel der hier durchgeführten 3D-Simulationen ist wie bei [30] die Parametrisierung einer dynamischen 1D-Simulation im Rahmen des Projekts e-performance [40].

Huber et al. [11] haben verschiedene Optimierungsmaßnahmen an mäanderförmigen Strömungskanälen numerisch analysiert. Wie bereits bei den betrachteten Kühlplatten, kommt auch hier ein RANS-basiertes Simulationsprogramm zum Einsatz, in diesem Fall ANSYS CFD[®] [41]. Die untersuchten Maßnahmen zielen insbesondere auf die Senkung der Druckverluste in den Umlenkungen der Mäandergeometrie. In Abbildung 2.15 (links und mittig) sind die Strömungsgeschwindigkeiten bei einem Gesamtvolumenstrom von 6 l/min für zwei der untersuchten Mäandergeometrien dargestellt. Das linke Bild zeigt konventionelle flache Umlenkecken bzw. –radien. Anhand der Fluidströmung lassen sich große Geschwindigkeitsunterschiede erkennen. Die blauen Bereiche deuten zudem auf Strömungsablösungen hin. Somit wird nicht mehr der volle Kanalquerschnitt genutzt. Die daraus resultieren-

den erhöhten Strömungsgeschwindigkeiten sind zwar positiv für den Wärmeübergang, aber gleichzeitig negativ für den Druckverlust. Das mittlere Konzept in Abbildung 2.15 wird aufgrund seiner Umlenkungsgeometrie in [11] als „Banane“ bezeichnet.

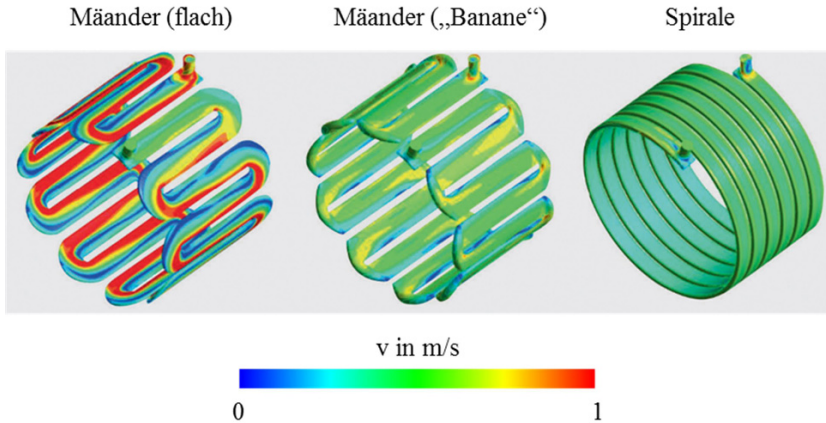


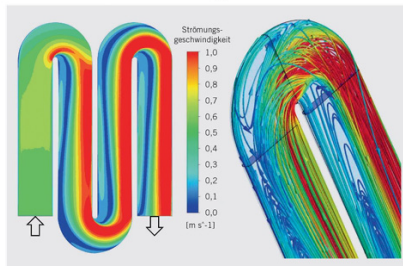
Abbildung 2.15: Vergleich der Strömungsgeschwindigkeiten verschiedener Wassermantelkonzepte. Die Umlenkecken des mittleren Konzepts werden aufgrund ihrer Geometrie als „Bananen“ bezeichnet. [11]

Anstatt wie zuvor den rechteckigen Kanalquerschnitt konstant zu halten, besteht die Umlenkung bei diesem Konzept aus einer ovalen Geometrie mit sich änderndem Umfang (s. Abbildung 2.16). Dieser Effekt erzeugt einen Wirbel, der die Ablöswahrscheinlichkeit nach der Umlenkung minimiert. Durch diese Maßnahme kann der Druckverlust um 64% verringert werden, während der mittlere Wärmeübergangskoeffizient annähernd konstant auf einem hohen Niveau von $2809 \text{ W/m}^2\text{K}$ verbleibt. Das Simulationsprogramm ANSYS CFD verfügt über eine automatische Formoptimierung, wie sie in [42] beschrieben ist. Anhand eines vorliegenden Basisdesigns zeigt der sogenannte Adjoint Solver die Bereiche auf, an denen eine Geometrieänderung sinnvoll ist und passt sie direkt ans Rechnernetz an [11].

Die rechte Kanalgeometrie in Abbildung 2.15 entspricht einer typischen, oftmals verwendeten Spiralförmigkeit. Seine Vorteile liegen in der einfachen geometrischen Form bei einer gleichzeitig großen Wärmeübertragungsfläche. Im Vergleich zum „Bananen“-Konzept ist der Druckverlust bei einer Vorlauf-

temperatur von 70 °C und einem Volumenstrom von 6 l/min um knapp 55% geringer. Der mittlere Wärmeübergangskoeffizient sinkt um 25%, gleichzeitig nimmt aber die Oberfläche um rund 10% zu. Somit weist der spiralförmige Wassermantel klare Vorteile gegenüber den mäanderförmigen Konzepten auf.

Herkömmliche Umlenkung:



„Bananen“ Umlenkung (unstetiger Querschnitt):

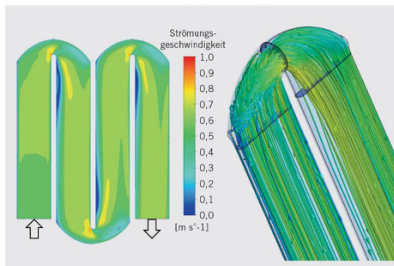


Abbildung 2.16: Strömungsanalyse einer herkömmlichen Umlenkung mit konstantem Strömungsquerschnitt und der "Bananen"-Umlenkung mit unstetigem Querschnitt [11]

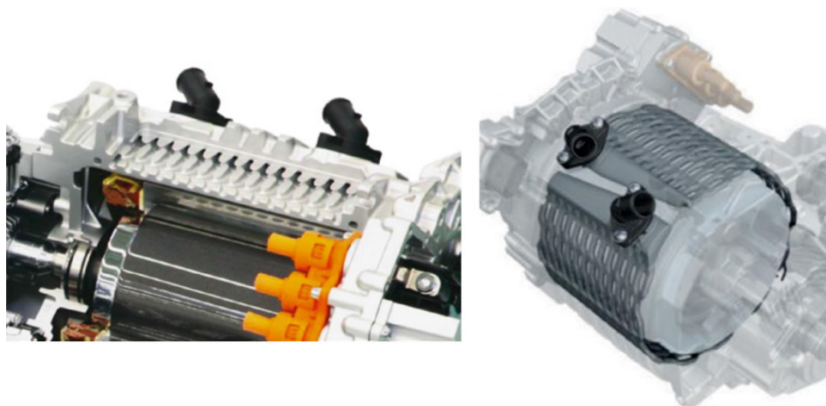


Abbildung 2.17: Im Kokillen-Gussverfahren hergestelltes Aluminium-Motorgehäuse. Die Wassermantelgeometrie hat eine spezielle Wabenstruktur. [43]

Ein davon abweichendes Konzept ist in Abbildung 2.17 dargestellt [43]. Diese Wassermantelgeometrie nimmt die Idee der Profile aus den Kühlplatten auf. Im linken Bild sind die ovalförmigen Profile, die in [32] die bes-

ten Resultate bzgl. Druckverlust aufweisen, gut zu erkennen. Bei dem umgesetzten Wassermantel kann im Prinzip von einer um den Stator gewickelten Kühlplatte gesprochen werden.

2.2.3 Thermomanagement an Hybrid- und Elektrofahrzeugen

Nach der Darstellung der Komponentenkühlung wird im folgenden Abschnitt der Stand des Thermomanagements an Hybrid- und Elektrofahrzeugen betrachtet.

Das Thermomanagement des Chevrolet Volt [44] wird als Beispiel für die Kategorie der Hybridfahrzeuge näher betrachtet. Sein Verbrennungsmotor ist kleiner ausgeführt als bei konventionellen Fahrzeugen und dient ausschließlich dazu, die Batterie über den Generator zu laden. Der Chevrolet Volt verfügt über vier voneinander unabhängige Kühlkreisläufe. Einer widmet sich der Kühlung des Wechselrichtermoduls sowie des Batterieladegeräts. Der Batteriekühlkreislauf verhindert ein Ansteigen der Zelltemperaturen über 30 °C. Die E-Motor-Generator-Einheit inklusive der daran angebrachten Elektronik wird ebenfalls mit einem separaten Kühlkreislauf in den Temperaturgrenzen gehalten. Der Kühlkreislauf des Verbrennungsmotors ist für dessen Kühlung sowie für den thermischen Komfort der Insassen zuständig. Alle vier Kühlkreisläufe verfügen über einen eigenen Wärmetauscher, die ausnahmslos im Frontend des Fahrzeugs verbaut sind. Das hier realisierte Thermomanagement ist relativ aufwendig und sorgt neben Packaging- auch für Gewichtsprobleme [45].

Eine Alternative hierzu bietet das Antriebsstrangkonzzept der Fa. Getrag, das sich „Boosted Range Extender“ nennt. Dieser wurde im aktuellen Modell des Ford Fiesta als Versuchsfahrzeug verbaut [46]. Bei diesem Konzept besteht das Thermomanagementsystem des elektrischen Antriebsstrangs aus lediglich zwei Kühlkreisläufen. Ein Kühlkreislauf kühlt den E-Motor/Generator sowie die Leistungselektronik. Hierbei durchströmt das Kühlmedium zunächst die Leistungselektronik und im Anschluss den Elektromotor, da diese über eine zumeist niedrigere Grenztemperatur und geringere Wärmekapazität verfügt. Der zweite Kühlkreislauf ist ausschließlich für die Li-Ionen-Batterien zuständig und verfügt über deutlich geringere Kühlfluidtemperaturen. Zwischen beiden Kreisläufen besteht eine Verbindung, sodass die Wärme bedarfsgerecht und effizienzsteigernd zwischen diesen ausgetauscht werden

kann [46]. Ein ähnliches Kühlsystem, jedoch als rein batterieelektrisches Fahrzeug, verwendet der Mercedes-Benz Vito E-Cell [47].

Li-Ionen Batterien sind derzeit bei batterieelektrischen Fahrzeugen die bevorzugt verwendeten Akkumulatoren. Die Zelltemperaturen sollten $+60\text{ }^{\circ}\text{C}$ während der Lagerung sowie $+40\text{ }^{\circ}\text{C}$ während des Betriebs nicht überschreiten [48]. Die Fa. Behr hat drei verschiedene Methoden zur Abfuhr der Batteriewärme vorgestellt [48]: Kühlung durch vorkonditionierte Luft, über Kältemittel aus dem Kältekreislauf der Klimaanlage sowie durch einen eigenen Kühlkreislauf (s. Abbildung 2.18). Alle drei Methoden haben gemeinsam, dass sie den Kältekreislauf der Klimaanlage in die Batteriekühlung miteinbeziehen. Vorkonditionierte Luft, die entweder durch die vorgeschaltete Innenraumklimatisierung oder durch ein separates Batterieklimagerät gekühlt wird, stellt die einfachste Kühlmethode dar. Im ersten Fall kann es jedoch je nach äußeren Witterungsbedingungen, wie z. B. an heißen Tagen, zu Diskrepanzen zwischen gefordertem Innenraumkomfort und notwendiger Batteriekühlung kommen. Hierbei kann es einige Zeit dauern, bis die Batterie eine ausreichende Kühlung erfährt und somit die Lebensdauer sinkt. Des Weiteren ergeben sich Bauraumengpässe durch große Luftführungskanäle inklusive Gebläse. Die Luft muss zudem feuchtigkeitsbedingt vorher gefiltert werden. Kommt ein separates Batterieklimagerät zum Einsatz, liegt die Temperierproblematik nicht mehr vor, dafür erhöht sich aber der Bauraumbedarf und das Gewicht. Das zusätzliche Luftgebläse führt aufgrund seiner Akustik zusätzlich zu Komforteinbußen. Die Kältemittelkühlung ist die kompakteste Methode der Batteriekühlung. Hierbei fungiert eine Batteriekühlplatte als kompakter Verdampfer und ist wärmeleitend mit den Li-Ionen-Zellen in Kontakt. Der zusätzliche Leistungsbedarf durch den Klimakompressor ist verglichen mit dem des Kabinenklimasystems gering. Die Kältemittelkühlung bietet die flexibelste Methode. Die Batterie ist mit einer Kühlplatte ausgestattet, die vom Kühlmittel (Wasser-Glysantin) durchflossen wird. Es ergeben sich zwei Möglichkeiten, die Wärme an die Umgebung abzugeben. Entweder durch einen eigenen Niedertemperaturkühler oder durch einen speziellen Wärmetauscher, den sog. Chiller, der den Kältekreislauf mit den Batteriekreislauf verbindet. In diesem Chiller wird das Kältemittel verdampft und dadurch das zuvor in der Batteriekühlplatte erwärmte Kühlmittel abgekühlt.

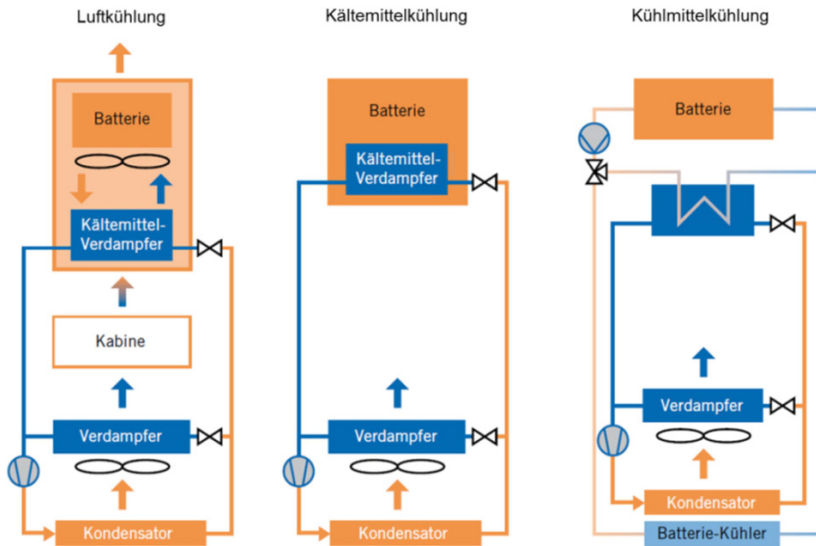


Abbildung 2.18: Erläuterung der verschiedenen Batteriekühlmethoden durch Luftkühlung, Kältemittelkühlung und Kühlmittelkühlung [48]

Eine kühlmittelgekühlte Variante findet sich zum Beispiel im SLS AMG Electric Drive [49]. Ein Wasser-Glysantin-Mix, der die HV-Batteriemodule parallel durchströmt, sorgt dafür, dass das Temperaturdelta der Einzelbatterien im niedrigen einstelligen Bereich bleibt. Hierfür wird das Kühlmittel je nach Bedarf durch einen Niedertemperaturkühler gekühlt oder durch einen HV-Zusatzheizter erwärmt. Um die Temperaturspreizung in den Batterien zu minimieren ist in Abschnitt 2.2.2 bereits die Lathin-Technik erläutert worden. Das Thermomanagementsystem im Elektrofahrzeug ist neben dem Kühlen und Heizen des Antriebsstrangs auch für Sicherheits- und Komfortaspekte verantwortlich. Hierzu gehört z. B. eine gute Sicht, besonders bei winterlichen Verhältnissen. Bei konventionellen Antrieben fällt in diesem Fall genug Abwärme an, um die Scheiben von Beschlag zu befreien. Der elektrische Antriebsstrang erreicht jedoch aufgrund seines hohen Wirkungsgrads von teilweise über 90% nicht im Ansatz diese Werte [39]. Untersuchungen haben gezeigt, dass die direkte Beheizung der Windschutzscheibe wesentlich effizienter ist, als zunächst kalte Luft mit einem Heizer zu erwärmen [50].

Optimierung der Wärmeabfuhr eines
Fahrzeug-Elektromotors und Auswirkungen auf den
Gesamtkühlkreislauf

Karras, N.

2017, XXXI, 129 S. 100 Abb., 24 Abb. in Farbe.,

Softcover

ISBN: 978-3-658-17803-1