

Die Referenz „Mock-up“ stellt den Wert bei Verschließung aller Lufteintritte dar. Bei Kraftfahrzeugen liegt $\Delta c_{w,K}$ im Bereich zwischen $0 \leq \Delta c_{w,K} \leq 0,040$, was einem Anteil von bis zu 10 % des Gesamtluftwiderstandsbeiwertes entspricht.

Der Kühlluftwiderstand hat folgende Ursachen:

- Einströmverluste am Kühlergrill und dessen Umfeld
- Druckverluste bei der Kühler- und Motorraumdurchströmung
- Stoß- und Impulsverluste am Strömungsausritt
- Wechselwirkungen mit der Fahrzeugumströmung

Da sich die Größe des effektiven Kühlluft Eintrittes in der Regel an dem Kühlluftbedarf der leistungsstärkeren Motoren des entsprechenden Modells orientiert, ergibt sich für leistungsschwächere ein Einsparpotential. Eine einfache Möglichkeit, dieses auszu-schöpfen, bieten feste Versperrungen ausgewählter Teile der Eintrittsflächen, die jedoch in bestimmten Betriebspunkten zu einer erhöhten Leistung der beeinflussten Systeme führen können. Gegebenenfalls müssen zur Erreichung der Zielwerte der Aerodynamik sogar leistungsfähigere Wärmeübertrager, Pumpen oder Lüfter eingesetzt werden. Ein „Steuerbarer Kühlluft eintritt“ (SKE) stellt eine elegante Lösung dar, um im Kundenfahr-betrieb immer nur die minimal erforderliche Lufteintrittsfläche zu öffnen. [44]

Analog zu $\Delta c_{w,K}$ kann für eine entsprechende Verschließung durch einen steuerbaren Kühlluft eintritt die Verbesserung des Luftwiderstandsbeiwertes $\Delta c_{w,SKE}$ experimentell im Windkanal bestimmt werden. In dem Versuchsfahrzeug war ein stufenlos steuer-barer Kühlluft eintritt verbaut. In Abhängigkeit der prozentualen Öffnung γ_{SKE} sind in Abbildung 2.5 die relativen Beiwerte aufgetragen.

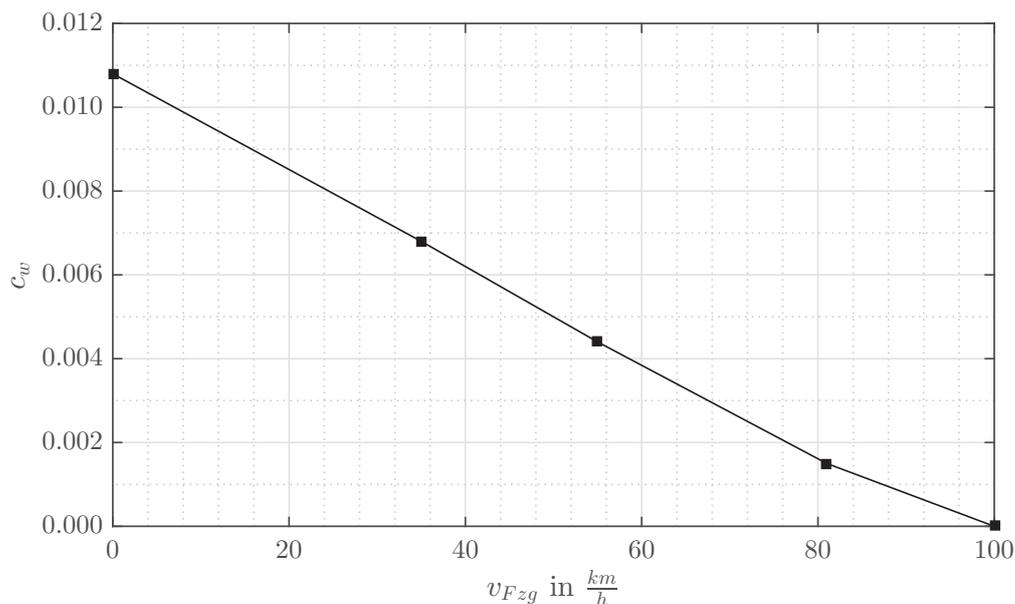


Abbildung 2.5: Luftwiderstandsbeiwert über Öffnungsanteil

Über einen großen Wertebereich ist ein linearer Zusammenhang erkennbar. Im Bereich minimaler Verschließungen nimmt der Betrag des Gradienten leicht ab. Dies kann darauf zurückzuführen sein, dass die Luftklappen bei dem Messpunkt $\gamma_{SKE} = 100\%$ bereits einen geringfügigen Winkel über die neutrale Strömungsposition hinaus angenommen haben. Auch Markowitz hat in [32] ein lineares Verhalten des aerodynamischen Anteils der Fahrwiderstandskraft über dem Verschließungsgrad angenommen.

Anhand dieses Wertes kann über Gleichung 2.1, die in Kapitel 2.1.1 eingeführt wurde, die Reduzierung der Luftwiderstandskraft in Abhängigkeit des Verschließungsanteils γ_{SKE} berechnet werden.

$$\Delta F_{LW}(\gamma_{SKE}, v_{Fzg}) = \Delta c_{w,SKE} \cdot A \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot v_{Fzg}^2 \quad (2.7)$$

Daraus lässt sich über Multiplikation mit der Fahrzeuggeschwindigkeit die entsprechende Leistung berechnen. Berücksichtigt man anschließend die Wirkungsgradkette bis hin zum Verbrennungsmotor, so ergibt sich der Betrag der Leistung, die vom Motor zur Überwindung des Luftwiderstandes nicht mehr aufgebracht werden muss. Darüber kann der eingesparte Kraftstoff berechnet werden.

$$P_{LW}(v_{Fzg}) = F_{LW} \cdot v_{Fzg} \quad (2.8)$$

$$\Delta P_{LW}(\gamma_{SKE}, v_{Fzg}) = \Delta c_{w,SKE} \cdot A \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot v_{Fzg}^3 \quad (2.9)$$

Interferenzverluste Zu einem großen Teil sind die getrennt betrachteten Einzelwiderstände voneinander unabhängig. Jedoch ist diese vereinfachte Annahme nicht vollständig gültig. Im sogenannten Interferenzwiderstand werden die wechselseitigen Einflüsse der separierten Ursachen untereinander zusammengefasst. Als Beispiel wird ein Außenspiegel, der an der Karosserie angebracht ist, mit einer anderen Strömungsrichtung und Strömungsgeschwindigkeit beaufschlagt und besitzt einen abweichenden Widerstandsbeiwert als er in der freien Strömung hätte. Folglich bewirken Veränderungen an diesem ebenfalls nicht den gleichen Unterschied. Der veränderte Einfluss kann sowohl ein positives also auch ein negatives Vorzeichen annehmen.

2.1.2 Beeinflussbarkeit der Motorraumdurchströmung

Kühlerlüfter

In Kraftfahrzeugen wird zur Aufrechterhaltung der erforderlichen Durchströmung des Motorraums insbesondere bei niedrigen Fahrzeuggeschwindigkeiten an den Wärmeübertragern ein elektrisch angetriebener Kühlerlüfter installiert. Durch diesen wird dem System eine gewisse notwendige Durchströmung aufgeprägt. Der Lüfterwirkungsgrad η_{Fan} beschreibt über das Verhältnis von nutzbarer Leistung zur aufgenommenen elektrischen Leistung die Effizienz eines solchen Bauteils.

$$\eta_{Fan} = \frac{P_{Nutz,Fan}}{P_{el,Fan}} \quad (2.10)$$

Nach Schütz [44] kann die Nutzleistung $P_{Nutz,Fan}$ in Abhängigkeit der Strömungsgeschwindigkeit wie folgt berechnet werden:

$$P_{Nutz,Fan} = \frac{\rho_L}{2} \cdot A_{Fan} \cdot u_K^3 = \frac{\dot{m}_K^3}{A_{Fan}^2 \cdot \rho_L^2} \quad (2.11)$$

In der Entwicklung eines Kraftfahrzeuges wird für die Komponente Kühlerlüfter ein sehr großer Optimierungsaufwand betrieben. Betrachtet man die elektrisch aufgenommene Leistung, so bewegt sich diese in Bereichen von 200–1200 W. Die mittlere Antriebsleistung eines Mittelklassefahrzeuges beträgt als Beispiel im NEFZ ca. 5 kW [47]. In Anbetracht dieses Verhältnisses wird klar, dass zum einen ein optimiertes Bauteil, wie auch eine optimierte Ansteuerung einen nicht unerheblichen Beitrag zur Kraftstoffeinsparung im Kundenfahrbetrieb leisten. Das wichtigste Thema der Bauteilentwicklung ist die Maximierung des Wirkungsgrades, was durch Optimierung von Elektromotor, Form und Größe der Lüfterschaufeln, wie auch durch die Variation der Einbaulage geschieht. Ebenso wichtig ist, insbesondere bei Fahrzeugen mit hohem Kundenanspruch, die Akustik. Dabei gilt es zu verhindern, dass Interferenzen durch eine Überschneidung der Frequenzen von Lüftermotor mit dem Vielfachen der Drehzahl des Verbrennungsmotors entstehen, die durch verschiedene Übertragungswege in den Innenraum gelangen können. Aber auch die Grundgeräusche des Lüftermoduls müssen minimiert werden. Je höher der Wirkungsgrad des Lüfters und der Wärmeübertrager sind, desto niedriger ist die erforderliche Lüfterdrehzahl, was sich ebenfalls positiv in den akustischen Eigenschaften widerspiegelt.

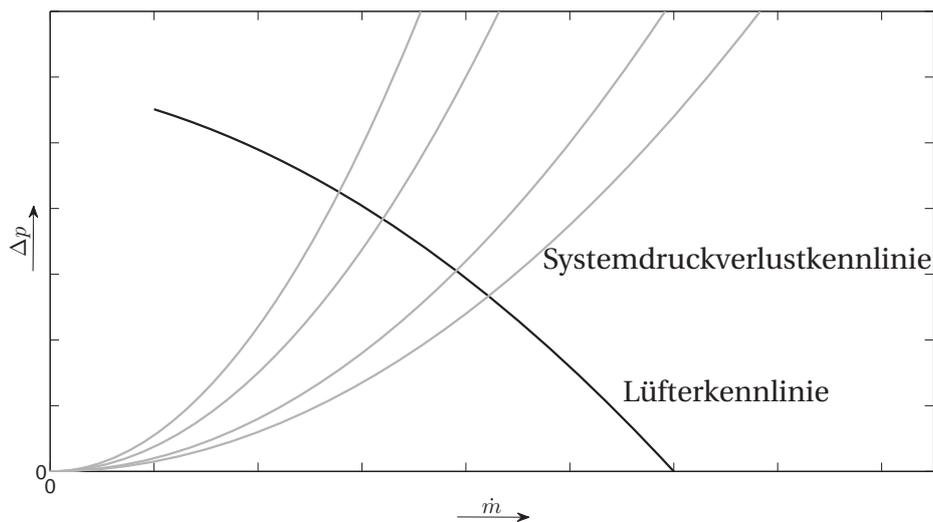


Abbildung 2.6: Qualitativer Verlauf einer charakteristischen Ventilator-kennlinie mit unterschiedlichen Systemdruckverlustkennlinien [66]

In Abbildung 2.6 sind vier beispielhafte Systemdruckverlustkennlinien und eine Lüfterkennlinie dargestellt. Der sich einstellende Massenstrom ist an den Schnittpunkten der Kurven zu erkennen. Verschiedene Systemdruckverlustkennlinien können beispielsweise Ziergittervarianten oder Verschließungen der Lufteintritte darstellen. Die Lüfterkennlinien werden in einem Zweikammerprüfstand ermittelt. In Kapitel 4.3.3 wird dieser Prüfstand zur Messung des Luftmassenstroms genauer erklärt. Dort wird in die Trennwand der beiden Kammern das Lüftermodul eingespannt. Mit einer regelbaren Blende und einem Gebläse kann über eine zusätzliche Verbindung der beiden Kammern vor und hinter dem Modul das Druckverhältnis variiert werden.

Je nach Lüftermodul ergibt sich dadurch bei jedem Δp ein gewisser Massenstrom. Bei der Vermessung der Kennlinie wird der Lüfter mit maximaler Drehzahl betrieben. Gestartet wird mit minimaler Blendenöffnung, also folglich mit minimalem Massenstrom. Durch Erhöhung des Blendenquerschnittes wird kontinuierlich der Massenstrom gesteigert.

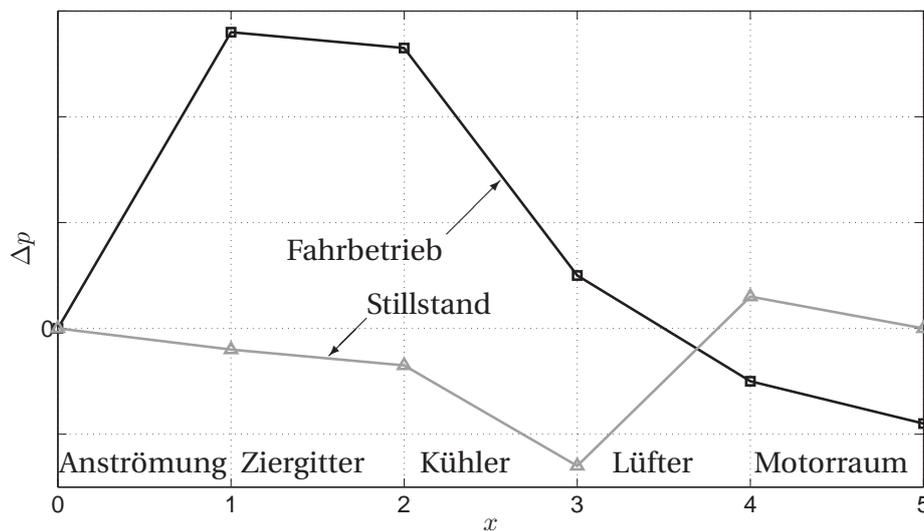


Abbildung 2.7: Qualitativer Verlauf der Druckdifferenz $\Delta p = p_{stat} - p_{Umg}$ im Verlauf der Strömungsröhre der Kühlluft nach [44]

Betrachtet man den Druckverlauf entlang eines eindimensionalen Pfades der Kühlluft, so können über die entsprechenden Druckdifferenzen aus statischem Druck und Umgebungsdruck deren Einflüsse in Abhängigkeit von zwei Fahrzuständen visualisiert werden. Die schwarze Kurve in Abbildung 2.7 stellt einen Druckverlauf im Fahrbetrieb mit ausgeschaltetem Lüfter, die graue einen im Stillstand mit Lüfterbetrieb dar. In ausreichend großer Entfernung vor und hinter dem Fahrzeug herrscht Umgebungsdruck. Aufgrund der hohen Geschwindigkeit im Fahrbetrieb ergibt sich nach Bernoulli am Lufteintritt am Ziergitter (1), der in der Nähe des Staupunktes liegt, ein hoher statischer Druck. Im Stillstand liegt die Ursache der Kühlluftströmung in der Lüfterbewegung, wodurch am Lufteintritt ein etwas niedrigerer Druck als der Umgebungsdruck herrscht. Diese Besonderheit kann zur Folge haben, dass Rückströmungen von warmer Luft vor das Kühlpaket auftreten, die eine verringerte Kühlleistung der entsprechenden Systeme

zur Folge haben. Vermieden werden diese über gezielte Einbringung von Luftleitteilen. Das Ziergitter und der Kühler (1 → 3) bedeuten in beiden Fällen einen Druckverlust, der mit der Strömungsgeschwindigkeit ansteigt. Im Fahrbetrieb ohne Lüfter gilt dies auch für das Lüftermodul, das hingegen im Stillstand durch seinen Betrieb je nach Ansteuerung den Druck erhöht. Die restlichen Strömungswiderstände bis zum Luftaustritt werden im Bereich Motorraum zusammengefasst.

Die Druckdifferenz zwischen Ein- und Austritt ist im Stillstand in etwa gleich. Der Anstieg, der für eine Durchströmung sorgt, wird durch die treibende Kraft des Lüfters dargestellt. Bei steigender Geschwindigkeit dreht sich dieses Verhältnis um, sodass der Lüfterbetrieb keine nennenswerte Steigerung des Luftmassenstroms durch den Vorderwagen erwirken kann. Dieser Zusammenhang wird in Kapitel 4.3.3 experimentell bestätigt und ist für die darauffolgende energieoptimierte Lüfterregelung von großer Bedeutung. [44]

Steuerbarer Kühlluft eintritt

Das zweite regelbare Bauteil zur Beeinflussung der Durchströmung des Vorderwagens ist der steuerbare Kühlluft eintritt. Meist wird dieser über regelbare Lamellen direkt hinter dem Ziergitter realisiert, wie in Abbildung 2.8 dargestellt.

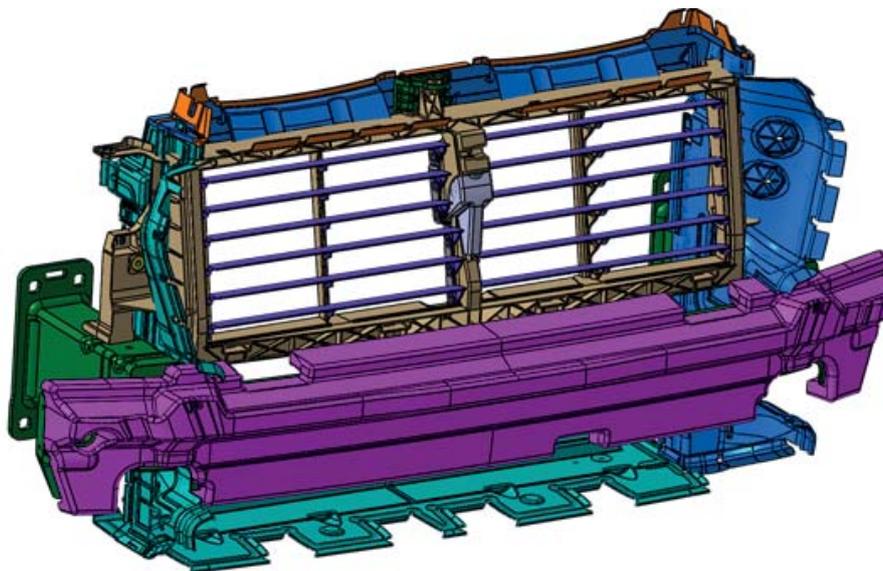


Abbildung 2.8: CAD-Modell eines steuerbaren Kühlluft eintrittes

Im Gegensatz zum Kühlerlüfter, der die Durchströmung insbesondere bei niedrigen Fahrzeuggeschwindigkeiten beeinflusst, spielt der steuerbare Kühlluft eintritt bei höheren Fahrzeuggeschwindigkeiten eine größere Rolle. Begründet ist dies durch die mit der zweiten Potenz der Geschwindigkeit ansteigende Verringerung der Luftwiderstandskraft (siehe Kapitel 2.1.1).

Mit dieser Komponente kann auch die in Abbildung 2.7 dargestellte Kurve im Fahrbetrieb applikativ verändert werden. Es ergäbe sich durch einen steuerbaren Kühlluft eintritt ein Druckdifferenzabfall zwischen den Punkten 1 und 2. Dies hätte zur Folge, dass

die Druckverluste bei der Kühler- und Motorraumdurchströmung, wie auch die Stoß- und Impulsverluste am Strömungsausstritt, reduziert werden würden.

Aerodynamische Auswirkungen der Variation des Lüfters oder des steuerbaren Kühlluftesintrittes

Eine Komponente des aerodynamischen Gesamtwiderstandes stellt die Kühlluftdurchströmung dar. Wie erläutert, kann diese durch einen steuerbaren Kühlluftesintritt reduziert und mit Hilfe eines Kühlerlüfters erhöht werden. Die einzelnen Teilursachen Verluste bei Einströmung, Durchströmung, Ausströmung und Wechselwirkung mit der Umströmung werden je nach beeinflussendem System unterschiedlich variiert. Zudem werden durch die Veränderung der Durchströmung die Wärmeübertrager und folglich die wärmeabführenden Systeme nicht in gleichem Maße beeinflusst. Idealerweise sollten Stellglieder in die durchströmten Bereiche integriert werden, die den jeweils erforderlichen Kühlluftmassenstrom selektiv jeder Komponente mit minimalen Strömungsverlusten zur Verfügung stellen kann. Eine partielle Verschließung, bündig mit der Außenhaut des Fahrzeuges, in Verbindung mit einem strömungsoptimierten geöffneten Kanal durch die relevanten Wärmeübertrager stellt beispielsweise eine günstige Kombination dar. In Kapitel 4.1 werden verschiedene Variationen aus Kühlerverschließung und Lüfteransteuerung vermessen und hinsichtlich ihres Fahrwiderstandes und Kühlluftmassenstroms bewertet.

2.2 Grundlagen der Kälteerzeugung in Kraftfahrzeugen

Neben den aerodynamischen Vorteilen einer Verschließung der Luftesintritte resultieren aus einer Reduzierung des Luftmassenstroms durch Wärmeübertrager auch Nachteile. Die im Kundenbetrieb bei mittleren bis warmen Umgebungstemperaturen am häufigsten auftretende Wechselwirkung stellt der Kondensator des Kältemittelkreislaufes zur Innenraumklimatisierung dar.

In diesem Kapitel werden die Grundlagen des Kaldampfprozesses, realisiert durch eine Kompressionskältemaschine, aufgeführt. Anschließend wird der eingesetzte Axialkolbenverdichter und schlussendlich werden die Auswirkungen einer Luftmassenstromveränderung durch das Wärmeübertragerpaket im Frontend auf den Prozess und dessen Leistung dargestellt.

2.2.1 Kompressionskältemaschine mit Axialkolbenverdichter

Die einfachste Form einer Kompressionskältemaschine besteht aus einem Verdichter, einem Kondensator, einem Expansionsventil und einem Verdampfer. Diese Komponenten sind über Kältemittelleitungen miteinander verbunden. Der Verdichter ist bei verbrennungsmotorisch betriebenen Fahrzeugen meist über den Riementrieb mit der

Kurbelwelle verbunden. Folglich ist die Drehzahl dessen über ein festes Übersetzungsverhältnis an die Motordrehzahl gekoppelt. Die Regelbarkeit ist dadurch eingeschränkt. Mit Hilfe der genannten Komponenten wird der in Abbildung 2.9 dargestellte Kaldampfprozess realisiert.

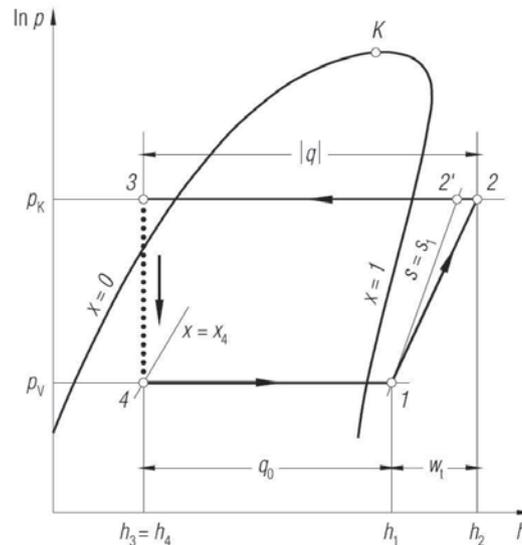


Abbildung 2.9: Kaldampfprozess einer Kompressionskältemaschine [5]

In Punkt (1) beginnt der Verdichter das gasförmige, häufig überhitzte Kältemittel aus dem Verdampfer anzusaugen und durch Kompression auf ein höheres Druck- und Enthalpieniveau zu heben. Der ideale, isentrope Prozess führt auf Punkt (2'). Da aufgrund von Dissipation während der Verdichtung die innere Energie steigt, erfolgt die reale Verdichtung polytrop (2).

Im Kondensator wird das Kältemittel durch Abgabe eines Wärmestroms an die Umgebung bis zur Taulinie $x = 1$ verflüssigt und nach Unterschreitung der Kondensationstemperatur T_K unterkühlt (3). Die Flüssigkeit gelangt nun durch Drosselung im Expansionsventil in das Zweiphasengebiet (4). Das Drosselventil ist meist thermostatisch geregelt, um am Verdampferaustritt eine Überhitzung zwischen 3 K und 8 K zu erwirken. Der Nassdampfanteil im Kältemittel erhöht im Verdampfer den Wärmeübergangskoeffizienten gegenüber unterkühltem Kältemittel deutlich [48]. Dort wird nun die Energie der warmen Umgebungsluft aufgenommen, um das Kältemittel bei gleichem Druck zu verdampfen und anschließend zu überhitzen (1). Die Überhitzung ist erforderlich, um eine Kondensation des Kältemittels in den Leitungen vor dem Verdichter zu vermeiden. Die real auftretenden Druckverluste in Kondensator und Verdampfer wurden vernachlässigt.

Die Kälteleistung am Verdampfer \dot{Q}_{Verd} kann aus dem Massenstrom \dot{m} berechnet werden, da für die isenthalpe Drosselung $h_4 = h_3$ nach [5] gilt.

$$\dot{Q}_{Verd} = \dot{m}q_{Verd} = \dot{m}(h_1 - h_4) = \dot{m}(h_1 - h_3) \quad (2.12)$$

In Kraftfahrzeugkältemaschinen werden häufig Axialkolbenverdichter eingesetzt. Bei diesen wird eine rotatorische Bewegung der Antriebswelle in eine translatorische der Kolben umgewandelt. Die mögliche Realisierung einer solchen Vorrichtung erfolgt mittels einer Taumelscheibe, zu sehen in Abbildung 2.10. Diese Verdichter bestehen aus einem schwenkbar gelagerten Scheibenträger mit Verstellmechanismus und der Taumelscheibe, die über Pleuelstangen mit den Kolben verbunden ist [20]. Die Neigung der Taumelscheibe stellt sich im Teilhub über ein Kräftegleichgewicht genau so ein, dass der Saugdruck über der Drehzahl nahezu konstant gehalten wird. Mittels eines Regelventils kann jedoch dieses Gleichgewicht und folglich der Hub beeinflusst werden.

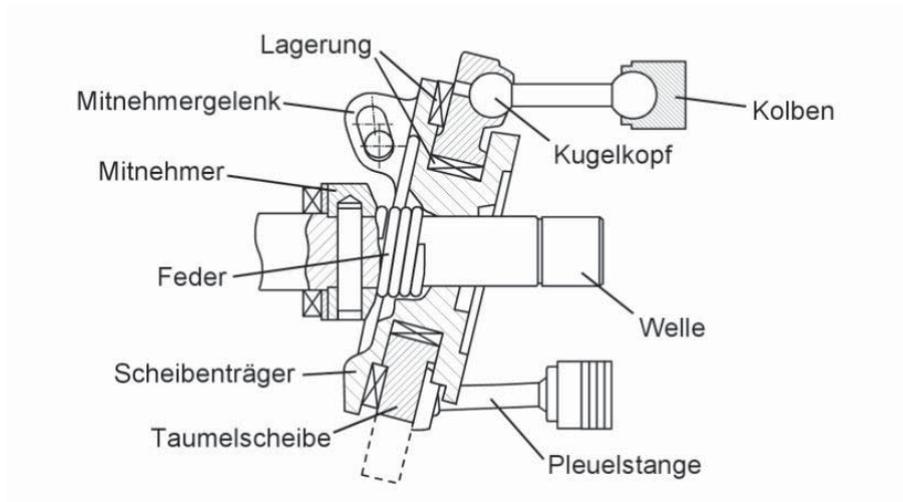


Abbildung 2.10: Taumelscheibenverdichter [20]

Eine wichtige Kenngröße für einen Verdichter ist das Druckverhältnis Π , der Quotient aus Druck nach und vor Verdichtung.

$$\pi = \frac{p_2}{p_1} \quad (2.13)$$

Als Maß für die Güte eines Verdichters wird der isentrope Wirkungsgrad eingeführt [61]. Dieser ist über den Quotienten aus technischer Arbeit des Verdichters und der Arbeit, die bei einem adiabaten Vorgang nötig wäre, um den gleichen Druck nach Verdichter zu erreichen, definiert.

$$\eta_{is} = \frac{w_{t,is}}{w_t} \quad (2.14)$$

Die technische Arbeit für eine isentrope Zustandsänderung lässt sich nach [42] wie folgt berechnen

$$w_{t,is} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \left(R \cdot T_1 \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \right) \quad (2.15)$$

Damit kann die Antriebsleistung des isentropen Verdichters berechnet werden.

$$P_{KMV} = \dot{m} w_t = \dot{m}(h_2 - h_1) = \frac{\dot{m}}{\eta_{is}} (h_{2'} - h_1) \quad (2.16)$$

Daraus ergibt sich die Leistungszahl zu

$$\epsilon_{KMV} := \frac{\dot{Q}_{Verd}}{P_{KMV}} = \eta_{is} \frac{h_1 - h_3}{h_{2'} - h_1} \quad (2.17)$$

2.2.2 Auswirkungen einer Luftmassenstromveränderung durch den Kältemittelkondensator auf Verdichterleistung

Einleitend wurde bereits darauf hingewiesen, dass sich durch eine Verschließung der Lufteintritte neben der Verbesserung des Fahrwiderstandsbeiwertes auch negative Einflüsse ergeben können. Welche Ursachen diesen Veränderungen zugrunde liegen und welche Konsequenzen dies auf die Effizienz des Kältekreislaufes besitzt, wird im folgenden Abschnitt erläutert.

Der Kältemittelkondensator stellt den von der Motorraumdurchströmung beeinflussten Teil des Kältekreislaufes in einem Fahrzeug dar. In diesem Wärmeübertrager wird das vom Verdichter geförderte gasförmige Kältemittel abgekühlt, kondensiert und anschließend unterkühlt. Diese Abkühlung beeinflusst den Hochdruck des Kältekreislaufes und folglich dessen Leistungszahl. In den folgenden Ausführungen wird dieser Zusammenhang hergeleitet.

Zur theoretischen Betrachtung der Vorgänge ist eine Segmentierung des Wärmeübertragers in n -Teile hilfreich, wie in Abbildung 2.11 dargestellt. Diese Unterteilung erfolgt entlang der Strömungsrichtung des Kältemittels, senkrecht zur Durchströmung der Kühlluft.

Der vom Kältemittel an die Umgebung abgeführte Wärmestrom \dot{Q}_{Umg} kann für jedes Segment wie folgt bestimmt werden [43]:

$$\dot{Q}_{Umg}[n] = U[n] \cdot A[n] \cdot (T_2[n] - T_{Umg}) \quad (2.18)$$

$$U[n] = f(\alpha_{au\beta en}[n], \lambda_{WT}, \alpha_{innen}[n]) \quad (2.19)$$

Da für die Betrachtungen des sich verändernden Kühlluftmassenstroms der Kältemittelmassenstrom nahezu konstant bleibt, kann $\alpha_{innen}[n]$ als konstant betrachtet werden. Die spezifische Wärmeleitfähigkeit muss für das entsprechende Material der Literatur (z.B. [6]) entnommen werden.

Der entscheidende Koeffizient für den Einfluss des Kühlluftmassenstroms auf den Wärmestrom von Kältemittel auf Umgebung ist $\alpha_{au\beta en}$. Für die weiteren Berechnungen

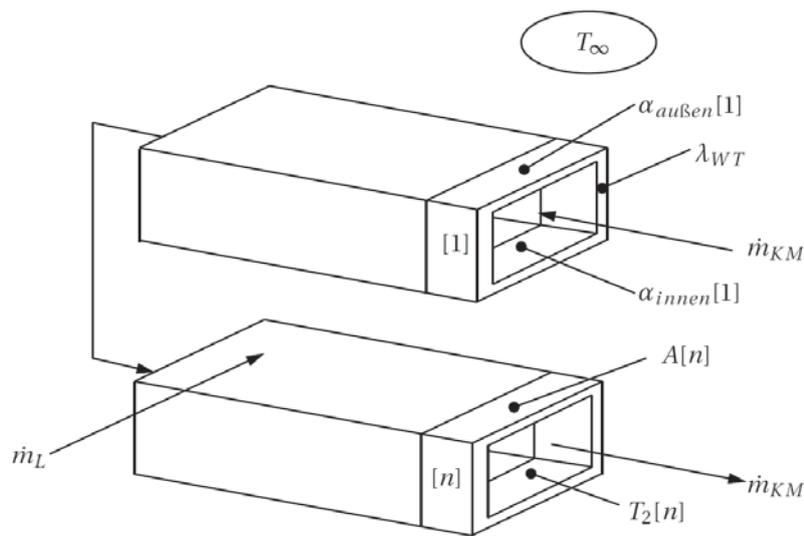


Abbildung 2.11: Diskretisierung eines Flachrohrwärmeübertragers in n-Segmente senkrecht zur luftseitigen Strömungsrichtung [66]

sind die Definitionen der verwendeten dimensionslosen Kennzahlen erforderlich [6], [30]

$$Re := \frac{u\rho L_0}{\eta} \quad (2.20)$$

$$Pr := \frac{\eta c_p}{\lambda} \quad (2.21)$$

$$Nu := \frac{\alpha L_0}{\lambda} \quad (2.22)$$

$$St := \frac{\alpha}{u\rho c_p} = \frac{Nu}{RePr} \quad (2.23)$$

$$J := StPr^{2/3} = \frac{Nu}{RePr^{1/3}} \quad (2.24)$$

Es existieren in der Literatur verschiedene Ansätze zur Beschreibung dieses Zusammenhangs. In der späteren Modellierung des Kältekreis in Kapitel 4.3.5 wird das von Chang in [14] beschriebene Verfahren verwendet. Dabei wird, basierend auf einer Vielzahl von Messungen, die in Gleichung 2.24 eingeführte dimensionslose Colburn-Zahl J in Abhängigkeit der Reynolds-Zahl und verschiedener konstruktiver Größen des Wärmeübertragers ermittelt. Diese sind Lamellenwinkel, Rippenabstand, Rippenhöhe, Lamellenlänge, Flachrohrabstand, Flachrohrtiefe und Rippendicke.