

METHODIK ZUR LEISTUNGSABSCHÄTZUNG VON HLFC-ABSAUGSYSTEMEN IM FLUGZEUGVORENTWURF

T. Pe, F. Thielecke

Technische Universität Hamburg-Harburg, Institut für Flugzeug-Systemtechnik
Neßpriel 5, 21129 Hamburg, Deutschland

Zusammenfassung

Das Potential der HLFC-Technologie (Hybrid Laminar Flow Control) zur Reduktion des Reibungswiderstandes konnte in einer Vielzahl von Windkanaltests und Flugversuchen gezeigt werden und kann mit heutigen Methoden zuverlässig vorausgesagt werden. Zusätzliches Gewicht und Leistungsbedarf des Absaugsystems mindern jedoch die mögliche Treibstoffeinsparung. Die aktuelle Forschung konzentriert sich deshalb auf die Optimierung von Absaugsystemen und -struktur.

Das langfristige Ziel für die Anwendung dieser Technologie ist die Integration in ein für HLFC optimiertes Flugzeug. Im Vorentwurf müssen hierfür Vergleichsstudien erstellt werden, bei denen beispielsweise die Absaugfläche variiert wird und daraufhin die erreichbare Widerstandsreduktion dem Gewicht und Leistungsbedarf gegenüber gestellt wird.

Das Systemkomponentengewicht kann in der Regel nicht analytisch bestimmt werden. In diesem Fall müssen Gewichtsfunktionale auf Basis ausgeführter Komponenten erstellt werden. Für den Leistungsbedarf des Absaugsystems ist jedoch eine Abschätzung auf Basis der spezifischen Stutzenarbeit der Verdichter und der Komponentenwirkungsgrade möglich. Diese Arbeit präsentiert eine Methodik, die auf vier Hauptschritten beruht: Berechnung der Verdichtereinlassbedingungen, Berechnung der Verdichterauslassbedingungen, Verdichterauswahl und -parameterbestimmung, Antriebssystemauswahl und -parameterbestimmung.

NOMENKLATUR

Formelzeichen

| | | |
|-----------|----------------------|---------------------------|
| C_p | [–] | Druckbeiwert |
| C_q | [–] | Absaugbeiwert |
| d | [m] | Durchmesser |
| h | [J/kg] | spezifische Enthalpie |
| L | [m] | Länge |
| p | [Pa] | Druck |
| \dot{m} | [kg/s] | Massenstrom |
| Ma | [–] | Machzahl |
| n | [1/s] | Drehzahl |
| P | [W] | Leistung |
| r | [–] | Rückgewinnfaktor |
| R | [J/(kgK)] | spezifische Gaskonstante |
| T | [K] | Temperatur |
| \dot{V} | [m ³ /s] | Volumenstrom |
| v, w | [m/s] | Strömungsgeschwindigkeit |
| γ | [J/kg] | spezifische Stutzenarbeit |
| δ | [–] | Durchmesserzahl |
| η | [–] | Wirkungsgrad |
| κ | [–] | ISENTOPENEXPOVENT |
| λ | [–] | Rohrreibungszahl |
| μ | [kg/(ms)] | dynamische Viskosität |
| ρ | [kg/m ³] | Dichte |
| σ | [–] | Schnelllaufzahl |

Indizes

| | |
|----------|------------------------------|
| ∞ | ungestörte Strömung |
| 1 | Verdichtereinlass/Rohranfang |
| 2 | Verdichterauslass/Rohrende |
| A | Absaugfläche |
| c | chamber |
| cl | collector chamber |
| el | elektrisch |
| F | Frequenzumrichter |
| is | isentrop |
| M | Motor |
| s | surface |
| V | Verdichter |

1. EINLEITUNG

Eine Möglichkeit den heutigen Forderungen an ein ökoefizientes Flugzeug nachzukommen, ist die Verbesserung der aerodynamischen Effizienz. Die Erhöhung des Verhältnisses von Auftrieb zu Widerstand (L/D – lift-to-drag ratio) trägt wesentlich zu einer Reduzierung des Treibstoffverbrauchs bei. Der Anteil des Reibungswiderstandes am Gesamtwiderstand beträgt im Reiseflug typischer Verkehrsflugzeuge fast 50%, siehe BILD 1.

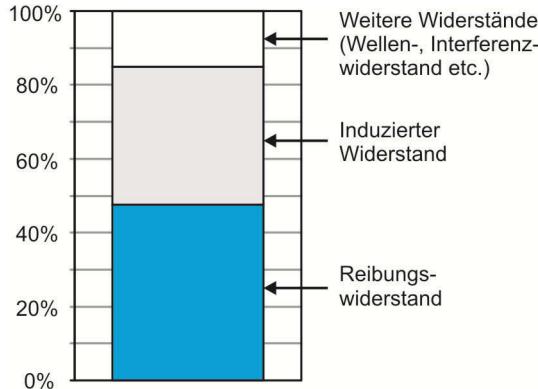


BILD 1. Widerstandsanteile eines typischen zweistrahligem Großraumflugzeuges im Reiseflug, basierend auf [1]

Der Reibungswiderstand hängt von der Größe und Rauheit der Oberfläche sowie dem Zustand der Grenzschicht ab. Turbulente Grenzschicht besitzt einen bis zu 10-mal höheren Reibungswiderstand als laminare Grenzschicht [1]. Bei heutigen konventionellen Tragflächen ist die Ausdehnung der laminaren Strömung gering und der Umschlag findet sehr nahe der Vorderkante statt [2], siehe BILD 2. Hierdurch wird klar, dass durch eine Verschiebung des Umschlagspunktes stromabwärts ein erhebliches Potential der Widerstandsreduktion vorhanden ist.

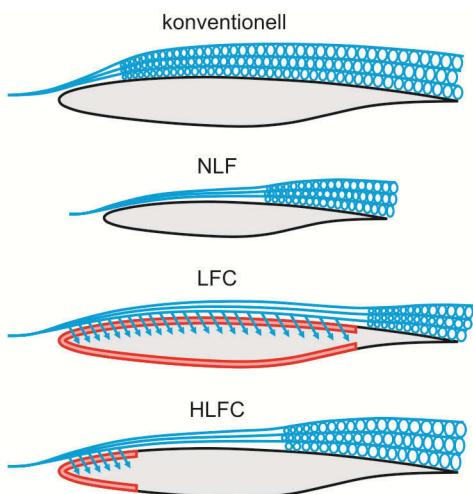


BILD 2. Prinzipskizzen zur Tragflächenumströmung: konventionelles Profil, NLF, LFC, HLFC

Für die Laminarhaltung der Strömung bieten sich unterschiedliche Prinzipien an, vgl. BILD 2:

- *Natural Laminar Flow (NLF)* basiert auf der reinen Formgebung des Profils, so dass durch einen negati-

ven Druckgradienten der Umschlagpunkt verschoben wird [1]. Dieses Prinzip ist jedoch bzgl. Pfeilwinkel und Reynoldszahl limitiert [3], so dass ein Einsatz nur bei kleinen und langsam Flugzeugen in Frage kommt.

- *Laminar Flow Control (LFC)* ist die aktive Beeinflussung der Grenzschicht durch Absaugung am gesamten Profil. Hierdurch wird eine Dämpfung der aerodynamischen Instabilitäten bewirkt, so dass die Strömung laminar bleibt. Die Absaugung über das gesamte Profil ist jedoch mit einem großen Aufwand verbunden und eine Integration des Systems in den Flügelkasten ist schwierig [1].
- *Hybrid Laminar Flow Control (HLFC)* stellt einen Kompromiss zwischen NLF und LFC dar. Durch die Absaugung im Bereich bis zum Vorderholm und einer entsprechenden Formgebung des Profils kann auch bei größeren Pfeilwinkel und Reynoldszahlen Laminarität bis zu einer Flügeltiefe von maximal 50% bis 65% [4] aufrecht erhalten werden.

HLFC bietet somit ein großes Potential zur Widerstandsreduktion bei deutlich geringerem Aufwand als LFC. Bei der Anwendung von HLFC an den Flügeln, Leitwerken und Triebwerksgondeln wird eine Gesamtwiderstandsreduktion von ca. 15% erwartet [5].

In den vergangenen Jahren wurden verschiedene HLFC-Forschungsprogramme erfolgreich durchgeführt. In den Jahren 1990 und 1991 haben Boeing und NASA ein HLFC-System in Flugversuchen mit einer Boeing 757 getestet [6]. Airbus hat im Jahr 1998 Flugversuche eines HLFC-Systems an einem A320-Seitenleitwerk durchgeführt [7]. Beiden Programmen gemeinsam war das Ziel, das HLFC-Konzept an einem großen Verkehrsflugzeug zu validieren. Die verwendeten Systeme wurden aus rein experimenteller Sicht aufgebaut und waren komplex und schwer.

Für eine erfolgreiche Anwendung an einem Serienflugzeug ist es deshalb notwendig, Struktur und Systeme zu vereinfachen und in Bezug auf Gewicht, Leistungsbedarf und Integrationsmöglichkeiten zu optimieren. Im Projekt ALTAA (Application of Hybrid Laminar Flow Technology on Transport Aircraft) wurde deshalb ein Konzept entwickelt, durch das die Struktur und das System vereinfacht werden können [5].

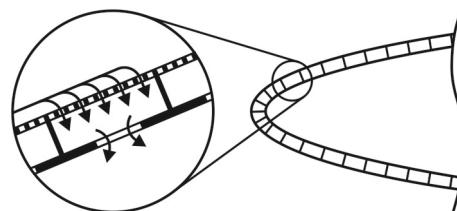


BILD 3. Absaug-Doppelstruktur mit poröser Außenwand und Innenwand mit Dosieröffnungen [5]

Die Doppelstruktur in BILD 3 ist aus einer porösen Außenwand und einer Innenwand, die mit Dosieröffnungen versehen ist, aufgebaut. Die Stringer zwischen den Wänden dienen der Festigkeit und bilden gleichzeitig kleine Absaugkammern. Die Dosieröffnungen ermöglichen eine feste Einstellung der gewünschten Absaugverteilung und vermindern so eine aufwendige Verrohrung, wie sie im A320 HLF Fin Programm verwendet wurde [7]. Durch

dieses Konzept ist es ausreichend, einen entsprechenden Unterdruck in einer einzelnen großen Sammelkammer unterhalb der Doppelstruktur einzustellen [5]. Als Sammelkammer kann beispielsweise der abgedichtete Nasenkasten oder eine separate Kammer dienen.

Im Vorentwurf für ein optimiertes HLFC-Flugzeug stellt sich u. a. die Frage, an welchen Stellen abgesaugt werden soll, wie die abgesaugte Luft weiterverwendet werden soll und wie sich dieses auf Reibungswiderstand, Systemgewicht und Leistungsbedarf auswirkt.

Ein wichtiger Schritt ist die Optimierung des Absaugsystems, sowohl bzgl. der Systemarchitektur auf Gesamtflugzeugebene, als auch bzgl. der Systemkomponenten. Diese Arbeit beschreibt eine Methodik, die es ermöglicht, ausgehend von den aerodynamischen Anforderungen, den Leistungsbedarf für eine gewählte Absaugsystemarchitektur abzuschätzen.

2. SYSTEMAUFBAU

Der schematische Aufbau eines vereinfachten Absaugsystems mit nur einem Verdichter ist in BILD 4 dargestellt.

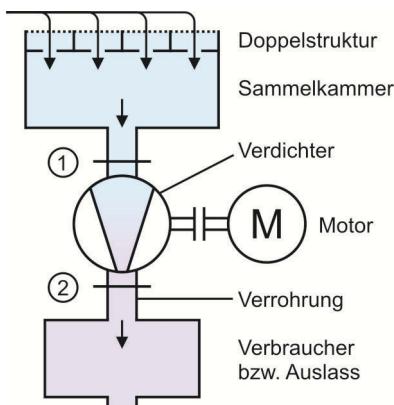


BILD 4. Schematischer Aufbau eines Absaugsystems

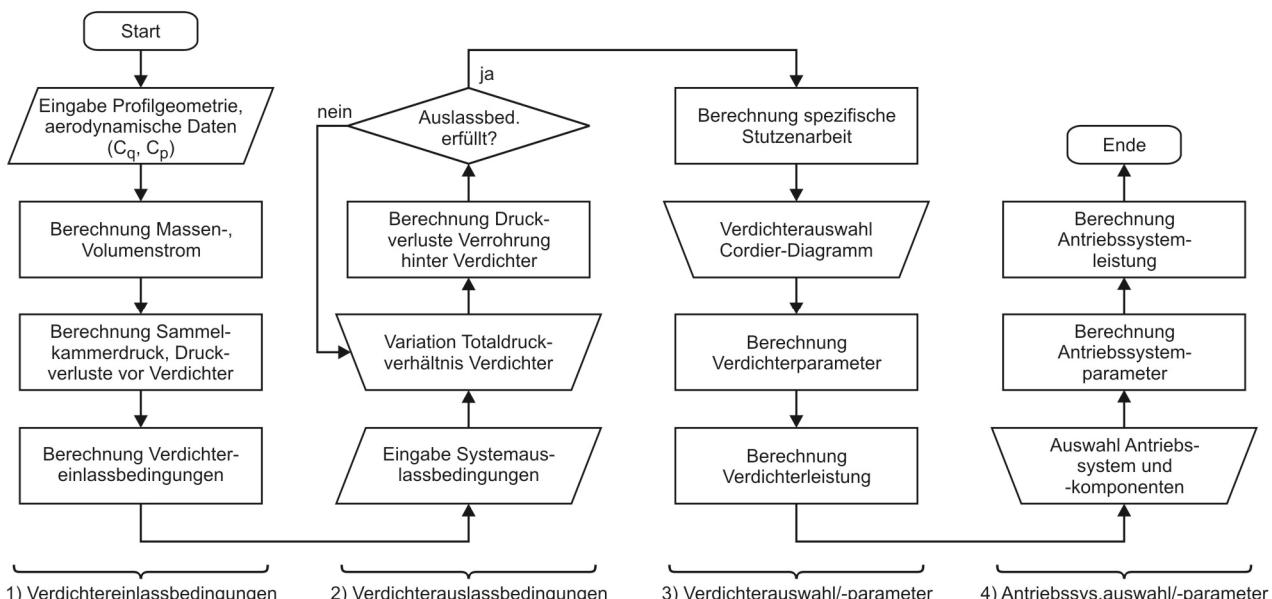


BILD 5. Ablaufdiagramm zur Leistungsabschätzung eines HLFC-Systems mit einem Verdichter

Die zentrale Komponente ist der Verdichter, der in den Kammern einen Unterdruck gegenüber der Profiloberfläche erzeugt und dadurch einen Massenstrom durch die poröse Außenwand bewirkt. Die Luft muss ferner auf einen gewünschten statischen und dynamischen Druck am Systemauslass verdichtet werden. Der Transport der Luft zum Auslass erfolgt durch Verrohrung, in der weitere Druckverluste stattfinden. Die Wellenleistung des Verdichters wird über einen Motor aufgebracht.

Auf Gesamtflugzeugebene muss für die Methodik berücksichtigt werden, dass an unterschiedlichen Stellen am Flugzeug abgesaugt wird. Die Systemarchitektur besteht deshalb in der Regel aus mehreren Verdichtern und einer entsprechenden Verrohrung zu dem Systemauslass. Insbesondere bei langen Transportwegen kommt der Verrohrung eine wichtige Rolle zu. Hier gilt es, Durchmesser und Strömungsgeschwindigkeit zu optimieren, um einen guten Kompromiss zwischen Druckverlusten, Rohrgewichten und Platzbedarf zu finden. Maßgeblichen Einfluss auf den Leistungsbedarf hat zudem der geforderte Luftzustand am Systemauslass, der von der Nutzung der Luft abhängt.

3. METHODIK

Das Vorhandensein einer geeigneten Systemarchitektur (Unterteilung der Absaugflächen, Anzahl und Lage der Verdichter, Nutzung der Luft) wird im Folgenden vorausgesetzt.

Die Methodik umfasst folgende Hauptschritte, dargestellt im Ablaufdiagramm in BILD 5:

- 1) Berechnung der Verdichtereinlassbedingungen
- 2) Berechnung der Verdichterauslassbedingungen
- 3) Verdichterauswahl und Bestimmung der Verdichterparameter
- 4) Antriebssystemauswahl und Bestimmung der Antriebssystemparameter

3.1. Verdichtereinlassbedingungen

Als Eingangsdaten sind die Geometrien der Absaugflächen und die Anforderungen an die Absaugung für gegebene Flughöhen erforderlich. Im BILD 6 ist beispielhaft ein 3D-Modell eines Tragflügels mit gekennzeichneter Absaugfläche an der Vorderkante gezeigt.



BILD 6. Absaugfläche an der Vorderkante eines Tragflügels

Für die Berechnung der Verdichtereinlassbedingungen müssen, ausgehend von der Profiloberfläche, die Druckverluste bis zum Verdichtereinlass abgeschätzt werden. Eine Prinzipskizze der Strömungszustände in der Doppelstruktur ist in BILD 7 dargestellt.

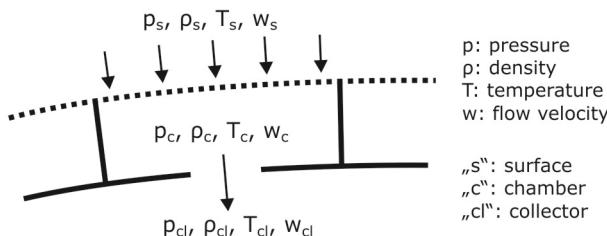


BILD 7. Luftzustände in der Doppelstruktur

Der Absaugbeiwert C_q ist nach [8] definiert als

$$(1) \quad C_q = \frac{w_s}{V_\infty}.$$

Mit der Geschwindigkeit V_∞ der ungestörten Strömung lässt sich hiermit direkt die Absauggeschwindigkeit w_s normal zur Oberfläche berechnen. C_q ist für verschiedene Profilschnitte in der Form nach BILD 8 gegeben.

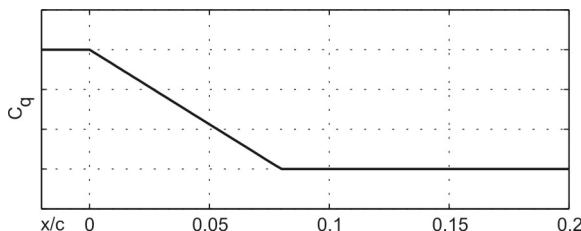


BILD 8. Typischer Absaugbeiwert C_q eines 2D-Profil

Der Druck an der Profiloberfläche p_s berechnet sich aus dem Druckbeiwert C_p [9]:

$$(2) \quad C_p = \frac{p_s - p_\infty}{0.5 \rho_\infty V_\infty^2}.$$

Die lokale Dichte ρ_s kann über die thermische Zustandsgleichung idealer Gase [10] abgeschätzt werden:

$$(3) \quad \rho_s = \frac{p_s}{R \cdot T_s},$$

wobei R die spezifische Gaskonstante und T_s die Wandtemperatur der Grenzschicht ist. T_s berechnet sich nach [11] zu:

$$(4) \quad T_s = T_\infty + r \cdot T_\infty \cdot \frac{\kappa - 1}{2} \cdot Ma_\infty^2,$$

wobei r der Rückgewinnfaktor und κ der Isentropenexponent ist.

Mit den Gleichungen (1) – (4) ist der Strömungszustand auf der Profiloberfläche bestimmt. Im Folgenden müssen nach BILD 7 die Druckverluste durch die Außen- und Innenwand abgeschätzt werden. Da im Vorentwurf in der Regel die genaue Kammeraufteilung und Größe der Dosieröffnungen nicht bekannt sind, muss ein vereinfachter kontinuierlicher Berechnungsansatz gewählt werden.

Die Löcher in der Außenwand werden typischerweise durch Laser- oder Elektronenstrahlbohren hergestellt und sind durch den Produktionsprozess annähernd konisch geformt [12]. Untersuchungen haben gezeigt, dass die Druckverluste in der Form

$$(5) \quad \Delta p_{sc} = A \cdot \mu_s \cdot w_s + B \cdot \rho_s \cdot w_s^2$$

modelliert werden können [12]. Die Konstanten A und B geben dabei die Charakteristik der Bohrungen wieder und werden meist experimentell bestimmt, da die Bohrungsgeometrie variiert und nicht exakt konisch ist.

Aufgrund der noch nicht bekannten Größe der Dosieröffnungen können deren Druckverluste nicht bestimmt werden. Weil der Unterdruck in der Sammelkammer geringer als der kleinste Druck in den Doppelstrukturkammern sein muss, kann dieser durch eine sinnvoll abgeschätzte Differenz zum minimalen Druck $\min\{p_c\}$ bestimmt werden.

Der Massenstrom der betrachteten Absaugfläche A ist über das Flächenintegral

$$(6) \quad \dot{m}_A = \iint_A \rho_s w_s ds dy$$

zu ermitteln. Hierfür müssen die Geometrie der Absaugfläche und die Absaugverteilung an jeder Stelle bekannt sein. Da diese meistens nur für 2D-Schnitte vorliegen, ist eine Interpolation erforderlich.

Das Massenstromprofil eines 2D-Schnittes ist in BILD 9 dargestellt. Der größte Massenstrom erfolgt nahe des Staupunktes, da dort sowohl die Absaugung als auch der Druck den größten Wert besitzen. Die Absaugung unterhalb des Staupunktes soll für Off-Design-Fälle die Staupunktwanderungen abfangen. Es wird klar, dass die Sicherheitsmarge wohl überlegt werden muss, da in diesem Bereich große Massenströme abgesaugt werden müssen.

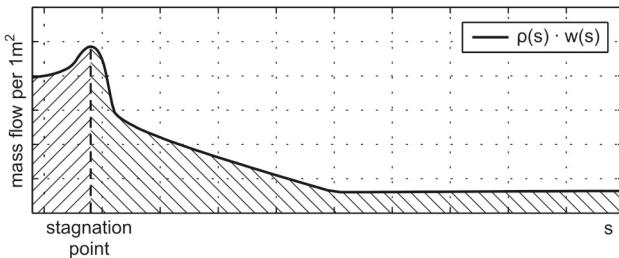


BILD 9. Typisches Massenstromprofil eines 2D-Proflschnittes

Im letzten Schritt werden die Druckverluste in der Verrohrung und dem Einlass vor dem Verdichter berechnet. Je nach vorhandenem Detailierungsgrad der Verrohrung können die Druckverluste in Rohreinläufen, Rohren und weiteren Elementen entsprechend den Formeln der Fachliteratur wie [13] ermittelt werden.

3.2. Verdichterauslassbedingungen

Zur Bestimmung der Verdichterauslassbedingungen muss vom gewünschten Strömungszustand am Systemauslass zurückgerechnet werden. In der Verrohrung entstehen Druckverluste, die berücksichtigt werden müssen.

Für die Rohrströmung eines kompressiblen Mediums gelten nach [13] die in BILD 10 gezeigten Zusammenhänge.

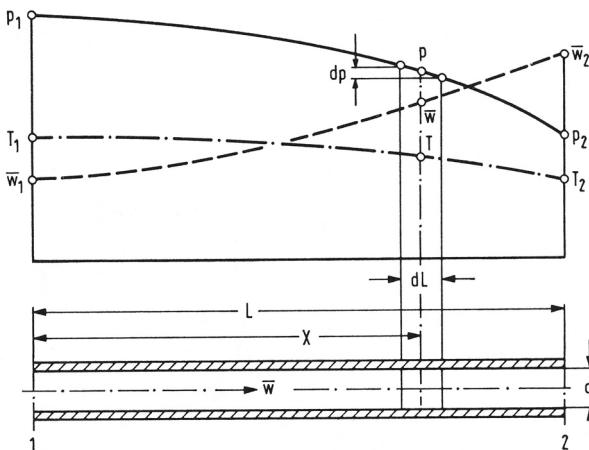


BILD 10. Strömung eines kompressiblen Mediums in einer Rohrleitung [13]

Der Druckverlust bewirkt eine Expansion des Mediums, wodurch die Geschwindigkeit ansteigt und die Temperatur abfällt. Der Temperaturverlauf hängt weiterhin vom Wärmetransport über die Rohrwand ab. Berechnet werden kann der Druckverlust durch:

$$(7) \quad p_1 - p_2 = p_1 \left(1 - \sqrt{1 - \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{\rho_1}{2} \cdot \bar{w}_1^2 \cdot \frac{2}{p_1} \cdot \frac{T_1 + T_2}{2T_1}} \right),$$

wobei λ die Rohreibungszahl und \bar{w} die mittlere Strömungsgeschwindigkeit ist [13].

Das Ablaufdiagramm in BILD 5 zeigt, dass der Systemauslass festgelegt ist und daraus der Zustand am Beginn der Verrohrung berechnet werden soll. In Gleichung (7) ist

jedoch deutlich, dass eine Berechnung der Variablen mit Index 1 bei Kenntnis des Zustandes 2 nicht direkt möglich ist. Aus diesem Grund ist ein iteratives Vorgehen notwendig, bei dem der Zustand 1 so lange variiert wird, bis der gewünschte Zustand 2 mit ausreichender Genauigkeit erreicht wird. Bezogen auf das hier betrachtete Problem bedeutet das, dass die Verdichterauslassbedingungen variiert werden müssen, bis der gewünschte Zustand am Systemauslass erreicht wird.

BILD 11 zeigt die Strömungsgrößen des Verdichters, wobei hier der Index 1 für den Einlass und 2 für den Auslass steht. Die Größen des Einlasses sind durch Abschnitt 3.2 bekannt.

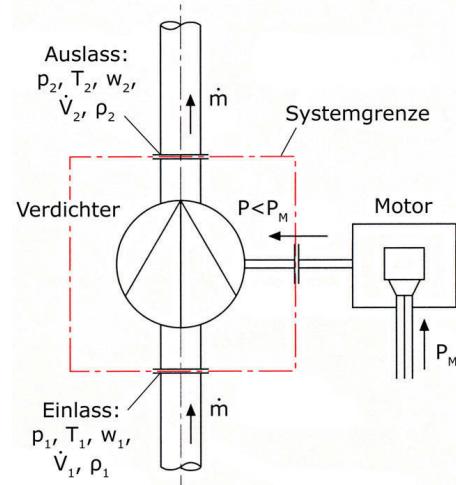


BILD 11. Größen am Verdichterein- und -auslass [14]

Die Auslassgrößen können dann durch das Totaldruckverhältnis p_2 / p_1 und durch den Auslassdurchmessermesser variiert werden. T_2 kann als isentrope Temperatur durch

$$(8) \quad T_{2,is} = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$

berechnet werden [14]. Die fehlenden Größen am Auslass lassen sich dann einfach auf Basis grundlegender Zustandsgleichungen bestimmen.

Für Systemarchitekturen mit mehreren Verdichtern muss ggf. auch die Vereinigung von Rohren zu einem Sammelerohr berücksichtigt werden, siehe BILD 12.

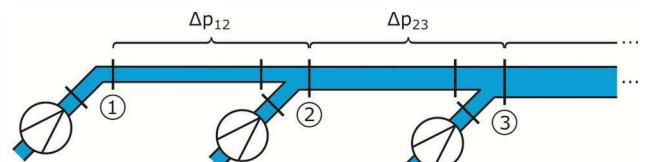


BILD 12. Verrohrung mehrerer Verdichter

An den Vereinigungsstellen entstehen Druckverluste und die Teilmassenströme addieren sich. Umfangreiche Diagramme für die Ermittlung der Widerstandsbeiwerte sind in [15] zu finden.

Eine Möglichkeit zur Gestaltung der Verrohrung ist die Forderung, dass die Strömungszustände bzgl. Druck und Geschwindigkeiten an allen drei Zweigen einer Vereini-

gungsstelle ungefähr gleich groß sind. Der Rohrquerschnitt an dem Ausgang der Vereinigungsstelle muss dann proportional zum Massenstrom vergrößert werden.

Für die Bestimmung der einzelnen Verdichterauslassbedingungen wird eine „inside-out“-Vorgehensweise gewählt: ausgehend von dem Systemauslass werden die Strömungszustände der einzelnen Vereinigungsstellen iterativ von innen nach außen bestimmt, bis schließlich jeder Verdichterauslasszustand bekannt ist.

Je nach Entwurfsphase muss ein sinnvoller Detaillierungsgrad für die Verrohrungskomponenten gewählt werden. Bei einem frühen Entwurf mit einfacher Verrohrung sollten nicht berücksichtigte Elemente über Aufschlagsfaktoren abgeschätzt werden.

3.3. Verdichterauswahl und -parameter

Die Strömungszustände an den Ein- und Auslässen der Verdichter sind nun bekannt, so dass diese ausgelegt werden können. Zunächst stellt sich die Frage nach den passenden Verdichtertypen für die hier betrachtete Anwendung am Absaugsystem. Erfordert wird ein großer und möglichst konstanter Volumenstrom. Werden am Systemauslass keine hohen Drücke gefordert, so ist das Totaldruckverhältnis gering, da nur die Systemdruckverluste überwunden werden müssen.

Es eignen sich besonders die dynamischen Verdichter (Strahlpumpe, Radial- und Axialverdichter), die deutlich kleiner bauen, als Verdrängerverdichter für den gleichen Volumenstrom und zudem pulsationsfrei fördern. Alle dynamischen Verdichtertypen wurden bereits in HLFC-Flugversuchen verwendet: eine Strahlpumpe im HYLTEC-Projekt [16], ein Radialverdichter im Boeing 757 HLFC-Experiment [6] und ein Axialverdichter im A320 HLF Fin Projekt [7]. Für ein optimiertes Absaugsystem eignet sich die Strahlpumpe aufgrund des sehr geringen Wirkungsgrads jedoch nicht, weshalb sie für diese Anwendung ausgeschlossen wird.

Die typische Anwendung eines Axialverdichters ist durch einen hohen Volumenstrom bei geringem Druckverhältnis pro Stufe gekennzeichnet, wohingegen der Radialverdichter ein größeres Druckverhältnis bei geringerem Volumenstrom aufweist. Axialverdichter sind durch ihre Schaufeln komplexer und teurer, dafür kleiner und leichter als Radialverdichter. Radialverdichter besitzen einen breiteren stabilen Betriebsbereich als Axialverdichter [17].

Die Parameter eines effizienten Verdichters sind maßgeblich von dessen Anforderungen an Volumenstrom, Druckverhältnis, Drehzahl und Laufraddurchmesser abhängig. Für eine erste Abschätzung der Hauptparameter wird im Folgenden eine Methodik präsentiert, die auf dem CORDIER-Diagramm [18] basiert und mit den dimensionslosen Kennzahlen Schnelllaufzahl σ und Durchmesserzahl δ arbeitet.

Die Schnelllaufzahl ist definiert als

$$(9) \quad \sigma = n \cdot \frac{\sqrt{V}}{(2Y)^{3/4}} \cdot 2\sqrt{\pi},$$

wobei n die Drehzahl, V der Volumenstrom und Y die spezifische Stutzenarbeit ist [14].

Die Durchmesserzahl δ ist definiert als

$$(10) \quad \delta = d \cdot \sqrt[4]{\frac{2Y}{V^2}} \cdot \frac{\sqrt{\pi}}{2},$$

mit dem Laufradaußendurchmesser d [14].

Die spezifische Stutzenarbeit kann mit der Annahme einer isentropen Verdichtung über

$$(11) \quad Y_{is} = \Delta h_{is} + \frac{W_2^2 - W_1^2}{2},$$

$$(12) \quad \Delta h_{is} = h_{2,is} - h_1 = \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot R \cdot T_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} - 1 \right]$$

abgeschätzt werden [14].

CORDIER hat für eine Vielzahl sehr effizienter Strömungsmaschinen σ und δ im Entwurfpunkt berechnet und diese in ein (σ, δ) -Diagramm eingetragen [18], siehe BILD 13. In diesem sogenannten CORDIER-Diagramm erkannte er, dass die Werte in einem schmalen Band um eine Kurve liegen. Zusätzlich wurden dem Diagramm Wirkungsgrad-Muschelkurven überlagert.

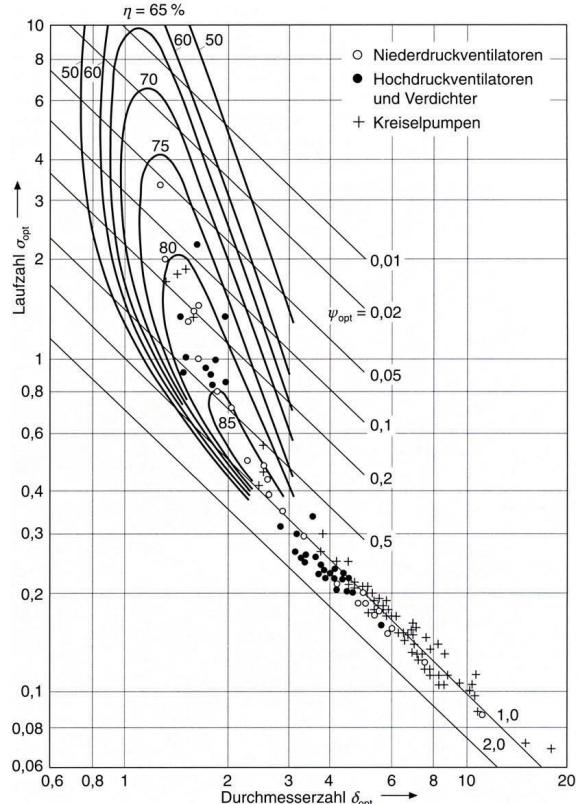


BILD 13. CORDIER-Diagramm Strömungsmaschinen [18]

In einigen CORDIER-Diagrammen, beispielsweise in [14] und [19], sind die optimalen Laufradformen direkt in das Diagramm eingetragen. Weitere Diagramme mit erreichbaren Wirkungsgraden sind in [14] und [20] verfügbar.

Grundsätzlich gilt, dass die erreichbaren Wirkungsgrade neben der Schnellauf- und Durchmesserzahl von einer Vielzahl weiterer Faktoren abhängen und die Wirkungsgradkurven deshalb nur als Grundtendenzen zu bewerten sind.

Das CORDIER-Diagramm lässt sich für die Verdichterauslegung nutzen: ist eine der beiden Kennzahlen festgelegt, dann kann die andere aus dem Diagramm abgelesen werden, so dass eine Strömungsmaschine mit hohem Wirkungsgrad möglich ist. Auf diese Weise sind Laufradtyp, -durchmesser, Drehzahl und eine Wirkungsgradtendenz ermittelbar.

Die Wellenleistung des Verdichters beträgt dann [14]:

$$(13) P_V = \frac{\dot{m} \cdot Y}{\eta_V} .$$

Die hier gezeigte Vorgehensweise gilt nur im Auslegungspunkt des Verdichters.

3.4. Antriebssystem

Für die Leistungsabschätzung müssen weiterhin die Wirkungsgrade der Antriebssystemkomponenten berücksichtigt werden. Es wird im Folgenden von einem elektrischen Antriebssystem, bestehend aus Asynchronmotoren und Frequenzumrichtern, ausgegangen.

Für den Vorentwurf ist es in diesem Fall ausreichend, die Wirkungsgrade der einzelnen Komponenten zu ermitteln. Eine exakte Auslegung der Komponenten muss für diese Zwecke nicht vorgenommen werden.

Für Asynchronmotoren existieren Daten zu Wirkungsgraden in der Fachliteratur und den technischen Beschreibungen der Hersteller. Der Wirkungsgrad ist abhängig von der Leistung der Motoren. Für 2- und 4-polige Normmotoren gibt es eine Wirkungsgradklassifizierung der europäischen Motorenhersteller [21], siehe BILD 14.

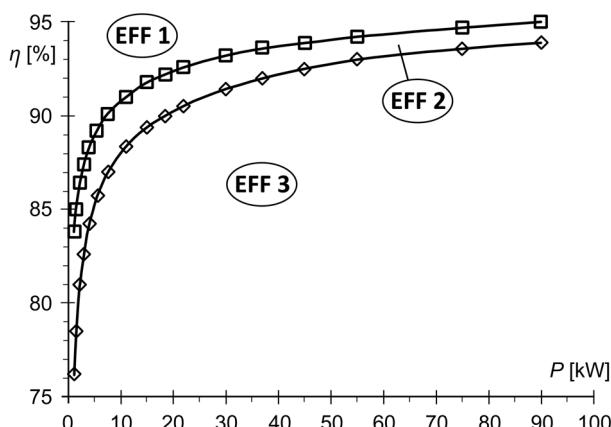


BILD 14. Wirkungsgrad 4-poliger Asynchronmotoren unterschiedlicher Effizienzklassen [21]

Für einen guten Wirkungsgrad sollten demnach die Asynchronmotoren mit einer Nennleistung von mindestens 10 kW ausgelegt werden, so dass bei der Effizienzklasse „EFF 2“ ein Wirkungsgrad von mindestens 88% zu erwarten ist. Nach Gleichung (13) steigt der Leistungsbedarf der

Verdichter mit dem Massenstrom. Durch die Variation der Absaugfläche pro Verdichter lässt sich somit der Leistungsbedarf der Antriebe beeinflussen.

Die Wirkungsgrade der Frequenzumrichter liegen sehr hoch und können nach Herstellerdaten mit 95% abgeschätzt werden.

Durch die Wirkungsgrade der Asynchronmotoren η_M und der Frequenzumrichter η_F erhöht sich der Gesamtbedarf an elektrischer Leistung auf:

$$(14) P_{el} = \frac{P_V}{\eta_M \cdot \eta_F} .$$

4. ANWENDUNGSBEISPIEL

Die Methodik soll anhand eines einfachen Beispiels angewendet werden. An einem Konzeptflugzeug mit einer Spannweite über 70 m soll an den Vorderkanten der Tragflächen abgesaugt werden, siehe BILD 6.

Der Leistungsbedarf soll für den stationären Reiseflug auf einer Flughöhe von 35000 ft bei Mach 0,85 abgeschätzt werden. Entsprechend der *Internationalen Standard Atmosphäre* (ISA) ergeben sich auf dieser Höhe folgende Umgebungsbedingungen:

- $v_\infty = 252,1 \text{ m/s}$
- $\rho_\infty = 0,3796 \text{ kg/m}^3$
- $T_\infty = 218,8 \text{ K}$
- $p_\infty = 23842 \text{ Pa}$

Vereinfachend wird gefordert, dass die abgesaugte Luft in die *Centre Fuselage* transportiert wird und dort den statischen Umgebungsdruck besitzen soll. Für die Systemarchitektur wird eine Aufteilung der Vorderkante in jeweils vier Absaugflächen gewählt. Die Verdichter sind lokal innerhalb der Vorderkante angeordnet, siehe BILD 15. Der Antrieb der Verdichter erfolgt durch Asynchronmotoren, die über Frequenzumrichter drehzahlgeregelt werden.

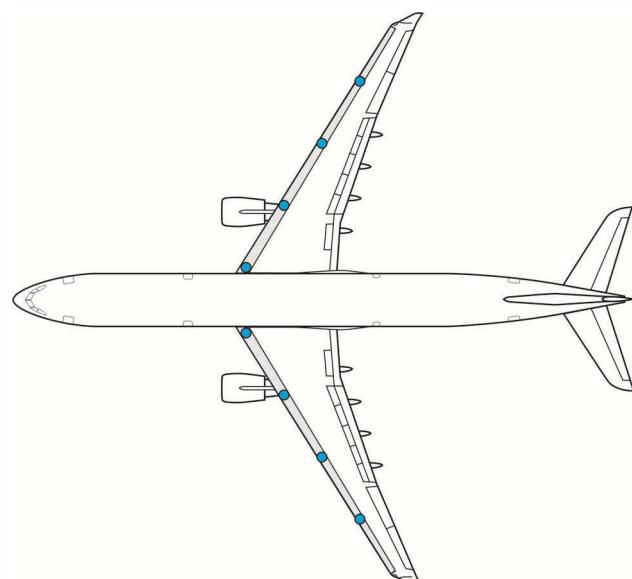


BILD 15. Verdichterpositionen des Konzeptflugzeuges (hier gezeigt an einem Airbus A330)

Die Absaugbeiwerte für drei Profilschnitte sind in BILD 16 dargestellt. In- und midboard wird bis zu einer Profiltiefe von 20% abgesaugt, outboard nur bis 10%. Für Off-Design-Punkte wird die Absaugung zudem auf 2% auf der Unterseite erweitert. Um das 3D-Profil der Absaugbeiwerte zu erhalten, wird zwischen den 2D-Profilen interpoliert.

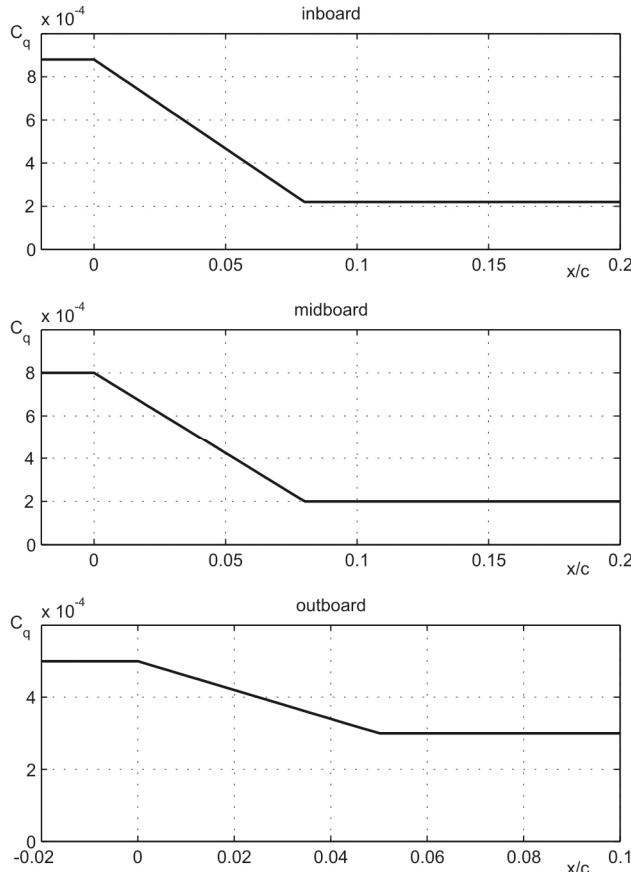


BILD 16. Absaugbeiwerte C_q für drei Profilschnitte

Auf Basis der Messungen am 3D-Modell des Tragflügels ergeben sich folgende Absaugflächen (inboard nach outboard):

- $A_1 = 26,9 \text{ m}^2$
- $A_2 = 15,6 \text{ m}^2$
- $A_3 = 10,3 \text{ m}^2$
- $A_4 = 5,0 \text{ m}^2$

Unter Berücksichtigung der Druckbeiwerte ergeben sich nach Gleichung (6) mit einem Aufschlag von 10% (zwecks Berücksichtigung von Off-Design-Punkten) folgende Massenströme:

- $\dot{m}_1 = 0,85 \text{ kg/s}$
- $\dot{m}_2 = 0,48 \text{ kg/s}$
- $\dot{m}_3 = 0,31 \text{ kg/s}$
- $\dot{m}_4 = 0,15 \text{ kg/s}$

Der Innendruck der Sammelkammern liegt zwischen ca. 14600 Pa (inboard) und 15000 Pa (outboard).

Für die Bestimmung der Verdichterauslassbedingungen werden die Rohrlängen zum Rumpf bestimmt und die Totaldruckverhältnisse der Verdichter und die Rohrdurch-

messer iterativ so bestimmt, dass die Systemauslassbedingung (statischer Umgebungsdruck) erreicht wird und ein guter Kompromiss zwischen Druckverlusten nach Gleichung (7) und Platzbedarf der Verrohrung herrscht.

Die Verdichter werden nach Abschnitt 3.3 mit Hilfe des CORDIER-Diagramms so ausgelegt, dass ein maximaler Wirkungsgrad von ca. 0,8 erreicht wird. Hierfür muss die Drehzahl entsprechend eingestellt werden, so dass für die gegebenen Förderbedingungen der Wirkungsgradbereich getroffen wird, wobei ein ausreichender Platzbedarf in dem Nasenkasten vorhanden sein muss. Die Parameter der Verdichter sind in TAB 1 dargestellt.

| Verdichter | 1 | 2 | 3 | 4 |
|-------------|-------|-------|-------|-------|
| p_2 / p_1 | 1,65 | 1,66 | 1,68 | 1,74 |
| n | 18500 | 25000 | 32000 | 48000 |
| η | 0,8 | 0,8 | 0,8 | 0,8 |

TAB 1. Verdichterparameter des Anwendungsbeispiels

Für die Asynchronmotoren werden Wirkungsgrade von 0,9 und für die Frequenzumrichter von 0,95 angesetzt, vgl. Abschnitt 3.4. Mit den Gleichungen (13) und (14) lässt sich dann der elektrische Leistungsbedarf abschätzen zu:

- $P_{el,1} = 45,0 \text{ kW}$
- $P_{el,2} = 25,7 \text{ kW}$
- $P_{el,3} = 17,0 \text{ kW}$
- $P_{el,4} = 8,8 \text{ kW}$
- $P_{el,ges} = 2 \cdot \sum P_{el,i} = 193,0 \text{ kW}$

Es sei darauf hingewiesen, dass es sich um ein simples Beispiel handelt. Fragen bzgl. der Integration, insbesondere bei Vorhandensein von Hochauftriebshilfen an der Vorderkante, sind nicht adressiert. Auch die Definition des Luftzustandes am Systemauslass ist zunächst willkürlich.

5. ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

Diese Arbeit präsentiert eine Methodik zur Leistungsabschätzung von HLFC-Absaugsystemen im Flugzeugvorentwurf. Die Leistungsabschätzung basiert auf der Bestimmung der spezifischen Stutzenarbeit der Verdichter und der Wirkungsgrade der beteiligten Komponenten.

Die Eingangsdaten sind die aerodynamischen Anforderungen an die Absaugung und die Profilgeometrie. Ferner muss eine Systemarchitektur (Unterteilung der Absaugflächen, Topologie der Verdichter, Nutzung der abgesaugten Luft, Komponenten des Antriebssystems) bekannt sein. Durch die Methodik werden dann die Ein- und Auslassbedingungen der Verdichter ermittelt und anschließend die Hauptdaten der Verdichter bestimmt. In den folgenden Schritten müssen die Wirkungsgrade aller Komponenten in der Kette bis zur Energiequelle ermittelt werden, um schließlich den Gesamtleistungsbedarf berechnen zu können.

Im Vorentwurf stehen prinzipiell nicht immer detaillierte Daten zur Verfügung. Auch für diese Methodik ist es unabdingbar, insbesondere die Komponentendaten abzuschätzen. Auch der exakte Aufbau der Doppelstruktur ist in der Regel noch nicht bekannt. Die kleinen Doppelstrukturkammern konstanten Innendruckes werden deshalb mit

einer kontinuierlichen Druckverteilung berechnet und die Dosieröffnungsdruckverluste abgeschätzt.

Die Wirkungsgradabschätzung der Verdichter erfolgt auf Basis von CORDIER-Diagrammen. Diese liefern über zwei Kennzahlen nur eine grobe Tendenz des bestmöglichen Wirkungsgrades. Durch konstruktive Einschränkungen kann es zu einer Verschlechterung des wirklichen Wirkungsgrades kommen. Für genauere Daten muss entweder eine Datenbank von ausgeführten Verdichtern oder ein Detailentwurf herangezogen werden.

In dieser Methodik werden Gewichts- und Größenbestimmung nicht betrachtet. Die Größe von Verdichtern lässt sich zwar grundsätzlich über die Laufradabmessungen abschätzen, jedoch bestehen Unsicherheiten bzgl. der Gehäusegröße. Das Komponentengewicht lässt sich in der Regel nicht auf analytischem Wege bestimmen. Hierfür müssen auf Basis von ausgeführten Komponenten Gewichtsfunktionale bestimmt werden, wie es beispielsweise in [22] durchgeführt wurde. Es empfiehlt sich also zunächst eine verlässliche Datenbasis ausgeführter Komponenten zu erstellen, um Größe und Gewicht besser abschätzen zu können.

Diese Arbeit betrachtet ausschließlich den Leistungsbedarf für das stationäre Systemverhalten im Nominalfall. Wichtige zukünftige Arbeiten sind die Untersuchungen des dynamischen Systemverhaltens, beispielsweise für Ein- und Ausschaltvorgänge oder Fehlerfälle.

DANKSAGUNG

Die vorgestellten Ergebnisse sind im Rahmen des Projektes HIGHER-LE des Luftfahrtforschungsprogramms IV-2 des BUNDESMINISTERIUMS FÜR WIRTSCHAFT UND TECHNOLOGIE (BMWi) entstanden. Die Autoren danken der AIRBUS OPERATIONS GMBH für die Förderung und Unterstützung dieser Arbeit. Für die gute Zusammenarbeit im Arbeitspaket geht zudem Dank an das INSTITUT FÜR AERODYNAMIK UND STRÖMUNGSTECHNIK des DEUTSCHEN ZENTRUMS FÜR LUFT- UND RAUMFAHRT (DLR).

LITERATUR

- [1] ROBERT, J.-P.: *Drag Reduction: An Industrial Challenge*. In: AGARD Special Course on Skin Friction Drag Reduction, Report, AGARD-R-796, 1992, S. 2-1 – 2-15
- [2] ANDERSON, J. D.: *Aircraft Performance and Design*. Boston: WCB/McGraw-Hill, 1999
- [3] SCHRAUF, G.: *Status and perspectives of laminar flow*. In: The Aeronautical Journal, December 2005, Paper 3013, S. 639 – 644
- [4] JOSLIN, R. D.: *Overview of Laminar Flow Control*. NASA/TP-1998-208705, Langley Research Center, 1998
- [5] HORSTMANN, K. H.; SCHRAUF, G.; SAWYERS, D. M.; STURM H.: *A Simplified Suction System for an HLFC Leading Edge Box of an A320 Fin*. In: Proc. of the CEAS Aerospace Aerodynamics Research Conference, Cambridge, 2002, S. 91.1 – 91.7
- [6] BOEING COMMERCIAL AIRPLANE GROUP: *High Reynolds Number Hybrid Laminar Flow Control (HLFC) Flight*

Experiment. Contractor Report NASA/CR-1999-209324 – 209326, Langley Research Center, 1999

- [7] HENKE, R.: *"A320 HLF Fin" Flight Tests Completed*. In: Air & Space Europe, Vol. 1 (1999), No. 2, S. 76 – 79
- [8] SCHRAUF, G.: *COCO – A Program to Compute Velocity and Temperature Profiles for Local and Nonlocal Stability Analysis of Compressible Conical Boundary Layers with Suction*. ZARM Technik Report, 1998
- [9] ANDERSON, J. D.: *Fundamentals of Aerodynamics*. 3rd ed., Boston: McGraw-Hill, 2001
- [10] OERTEL, H.; BÖHLE, M.; DOHRMANN, U.: *Strömungsmechanik*. 5. Aufl., Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2009
- [11] SCHLICHTING, H.; GERSTEN, K.: *Grenzschicht-Theorie*. 10. Aufl., Berlin: Springer-Verlag, 2006
- [12] BIELER, H.; PREIST, J.: *HLFC for Commercial Aircraft – First ELFIN Test Results*. In: Proc. of the First European Forum on Laminar Flow Technology, 1992, S. 193 – 200
- [13] WAGNER, W.: *Strömung und Druckverlust*. Würzburg: 6. Aufl., Vogel Buchverlag, 2008
- [14] BOHL, W.; ELMENDORF, W.: *Strömungsmaschinen*. 1. 10. Aufl., Würzburg: Vogel Buchverlag, 2008
- [15] MILLER, D. S.: *Internal Flow Systems*. 2nd ed., Cranfield: BHRA (Information Service), 1990
- [16] MEYER, J. B.; GROOT, K. DE; KRÜCKEBERG, C.-P.; WEDDIG, T.; HORSTMANN, K.-H.: *System Layout and Instrumentation of a Laminar Flow System for the DLR Do228 Test Vehicle*. In: Proc. of the CEAS Aerospace Aerodynamics Research Conference, London, 2003, S. 8.1 – 8.8
- [17] GRESH, M. T.: *Compressor Performance*. 2nd ed., Woburn: Butterworth-Heinemann, 2001
- [18] CORDIER, O.: *Ähnlichkeitsbedingungen für Strömungsmaschinen*. In: Brennstoff, Wärme, Kraft (BWK), Band 5 (1953), Nr. 10, S. 337 – 340
- [19] ECK, B.: *Ventilatoren. Entwurf und Betrieb der Radial-, Axial- und Querstromventilatoren*. 5. Aufl., Berlin: Springer-Verlag, 1971
- [20] BALJE, O. E.: *Turbomachines*. New York: John Wiley & Sons, 1981
- [21] KREMSER, A.: *Elektrische Maschinen und Antriebe*. 2. Aufl., Wiesbaden: B. G. Teubner Verlag, 2004
- [22] KOEPPEN, C.: *Methodik zur modellbasierten Prognose von Flugzeugsystemparametern im Vorentwurf von Verkehrsflugzeugen*. Dissertation, Aachen: Shaker-Verlag, 2006