

# Schneller Designprozess für Radialverdichterlaufräder durch Beurteilung der Meridianströmung und der Schaufeldruckverteilung während des Entwurfs

O. Velde<sup>a,1</sup>, G. Kreuzfeld<sup>a,2</sup>, I. Lehmann<sup>b,3</sup>, K. Buchmann<sup>b,4</sup>

a Cfturbo Software & Engineering GmbH  
Unterer Kreuzweg 1, 01097 Dresden, Deutschland

b Kompressorenbau Bannewitz GmbH  
Windbergstr. 45, 01728 Bannewitz, Deutschland

**Kurzfassung:** Stehen während eines Entwurfs von Radialverdichterlaufrädern strömungstechnische Größen zur Beurteilung der aerodynamischen Güte zur Verfügung, kann dies wertvolle Entwicklungszeit sparen. Solche Größen können mithilfe von schnellen und stabilen 2D-Methoden zur Bestimmung der Meridianströmung und von Schaufelprofildrücken berechnet werden. Diese Methoden wurden in die Entwurfssoftware Cfturbo<sup>®</sup> implementiert und von KBB bei der Entwicklung von Verdichterstufen für zweistufige Aufladesysteme mit einem Stufen-druckverhältnis von  $\pi_{\text{tot}} = 2.5-3$  eingesetzt.

**Schlagworte:** Radialverdichter, Abgasturbolader, interaktiver Entwurf von Radialverdichtern, Meridianströmungsberechnung, Profildruckabschätzung, Stanitz-Prian-Algorithmus

---

<sup>1</sup> E-mail: [oliver.velde@cfturbo.de](mailto:oliver.velde@cfturbo.de), URL: [www.cfturbo.de](http://www.cfturbo.de)

<sup>2</sup> E-mail: [gero.kreuzfeld@cfturbo.de](mailto:gero.kreuzfeld@cfturbo.de), URL: [www.cfturbo.de](http://www.cfturbo.de)

<sup>3</sup> E-mail: [ingolf.lehmann@kbb-turbo.de](mailto:ingolf.lehmann@kbb-turbo.de), URL: [www.kbb-turbo.de](http://www.kbb-turbo.de)

<sup>4</sup> E-mail: [klaus.buchmann@kbb-turbo.de](mailto:klaus.buchmann@kbb-turbo.de), URL: [www.kbb-turbo.de](http://www.kbb-turbo.de)

# Rapid design process for centrifugal compressor impellers by assessment of the meridional flow and the blade pressure distribution during the preliminary draft

O. Velde<sup>a,1</sup>, G. Kreuzfeld<sup>a,2</sup>, I. Lehmann<sup>b,3</sup>, K. Buchmann<sup>b,4</sup>

a Cfturbo Software & Engineering GmbH  
Unterer Kreuzweg 1, 01097 Dresden, Deutschland

b Kompressorenbau Bannewitz GmbH  
Windbergstr. 45, 01728 Bannewitz, Deutschland

**Abstract:** If flow-related variables for the assessment of the aerodynamic efficiency are available during design of centrifugal compressor impellers, this can save valuable development time. Such variables can be calculated with the help of fast and stable 2D methods for determining of the meridional flow and blade loading. Those methods were implemented in the design software Cfturbo<sup>®</sup> and have been used by KBB for the development of compressor stages of two-stage turbochargers with a stage pressure ratio of  $\pi_{\text{tot}} = 2.5-3$ .

**Key words:** centrifugal compressor, exhaust-turbocharger, interactive design of centrifugal compressors, meridional flow calculation, blade load estimation, Stanitz-Prian algorithm

---

<sup>1</sup> E-mail: [oliver.velde@cfturbo.de](mailto:oliver.velde@cfturbo.de), URL: [www.cfturbo.de](http://www.cfturbo.de)

<sup>2</sup> E-mail: [gero.kreuzfeld@cfturbo.de](mailto:gero.kreuzfeld@cfturbo.de), URL: [www.cfturbo.de](http://www.cfturbo.de)

<sup>3</sup> E-mail: [ingolf.lehmann@kbb-turbo.de](mailto:ingolf.lehmann@kbb-turbo.de), URL: [www.kbb-turbo.de](http://www.kbb-turbo.de)

<sup>4</sup> E-mail: [klaus.buchmann@kbb-turbo.de](mailto:klaus.buchmann@kbb-turbo.de), URL: [www.kbb-turbo.de](http://www.kbb-turbo.de)

# 1 Einleitung

Die Firma Kompressorenbau Bannewitz GmbH (KBB) entwickelt und baut seit über 50 Jahren ATL für schnell- und mittelschnellaufende Diesel- und Gasmotoren. Die Hauptanwendungsgebiete waren und sind die Aufladung von Schiffshaupt- und -nebantrieben, Lokomotivanwendungen und stationäre Generatoranlagen.

Aufgrund geänderter thermodynamischer Anforderung an den ATL seitens der Motorenhersteller werden in der Zukunft bei einer Großzahl von Anwendungen zweistufige Aufladesysteme notwendig. Dabei werden die Druckverhältnisse pro Verdichterstufe wieder sinken.

Verdichterstufen von vor 20-25 Jahren, welche für ähnliche Druckverhältnisse ausgelegt waren, bieten eine gute Grundlage für die zukünftige Entwicklung. Zur Auslegung dieser Stufen wurde das Auslegungsprogramm TULA [1], welches an der TU Dresden entwickelt wurde, verwendet. Der verwendete physikalische Ansatz setzt unterkritische Strömungsverhältnisse voraus. Zum Erreichen einer hohen strömungsmechanischen Güte waren folgende Randbedingungen zu gewährleisten:

- „stoßfreie“ Gitteranströmung
- geringe Übergeschwindigkeiten an den Meridiankonturen bzgl. der mittleren Durchströmgeschwindigkeit
- beschränkte Verzögerungsverhältnisse der Relativgeschwindigkeit bzgl. Ablösegefahr

Mit diesem Entwurfsverfahren konnten Radialverdichter bis Druckverhältnis ca. 4 mit baugrößenabhängigen Wirkungsgraden bis zu 86% ausgelegt werden.

Das Entwurfsprogramm TULA wird von der TU Dresden schon seit Mitte der 1990er nicht mehr weiter entwickelt. Die Lauffähigkeit unter heutigen Betriebssystemen inklusive Hardware ist nicht gewährleistet. Außerdem ist keine Kompatibilität zu heutigen CAE-Systemen vorhanden und die Bedienbarkeit entspricht nicht mehr „state-of-the-art“ Software.

Die Firma CFturbo<sup>®</sup> hat mit dem gleichnamigen Entwurfsprogramm diesen physikalischen Ansatz wieder aufgenommen und in eine heutige Software-Umgebung umgesetzt. Da KBB mit dieser Entwurfsstrategie gute Erfahrungen hatte [2] und die strömungsmechanischen Randbedingungen bei der Auslegung von Verdichtern für die zweistufige Aufladung näherungsweise wieder eingehalten werden können, wurde eine Entwicklungskooperation zwischen KBB und CFturbo<sup>®</sup> vereinbart.

Der Entwurf von Radialverdichtern erfolgt traditionell in einem Auslegungspunkt, der aus Drehzahl, Massestrom und angestrebten Totaldruckverhältnis besteht. Saugseitiger Druck und Temperatur sind Randbedingungen, die zusätzlich beachtet werden müssen. Klassische Entwurfsverfahren basieren auf eindimensionalen Erhaltungsgleichungen und empirischen Gesetzen. Da die Strömung in einem Verdichter allerdings einen dreidimensionalen und instationären Charakter hat, müssen Verdichter, die mit dem genannten Vorgehen entworfen worden sind, immer experi-

mentell oder per Simulation validiert werden. Durch die Fortschritte seitens der Computer-Performance sowie auf dem Gebiet der Simulationssoftware haben sich computergestützte Validierungsmethoden in den letzten 20 Jahren auch bei mittelständigen Herstellern von Turbomaschinen durchgesetzt.

Obwohl numerische gegenüber experimentellen Methoden im Entwurfsprozess sowohl aus Kosten- als auch zeitlichen Gründen enorme Vorteile bieten, sind sie nachwievor aufwendig, weil der Entwurfsprozess ein iterativer ist, der das mehrmalige Durchlaufen des Zyklus Parameteränderungen und anschließende Validierung per Strömungssimulation umfasst. In dieser Arbeit wird beschrieben, wie der iterative Entwurfsprozess durch den Einsatz einer schnellen Methode zur Berechnung von Druckverteilungen auf verschiedenen Schaufelschnitten verkürzt werden kann.

## **2 Entwurfsverfahren**

Wie oben erwähnt, steht am Beginn eines Neuentwurfs die Definition des Auslegungspunkts und der Fluideigenschaften. Die Laufradhauptabmessungen werden dann auf der Basis von Kontinuitätsgleichung, dem Ersten Hauptsatz der Thermodynamik und unter Vorhersage eines geschätzten Wirkungsgrades und empirischer Parameter berechnet.

Sind die Hauptabmessungen, bestehend aus Naben- und Saugmunddurchmesser sowie Laufraddurchmesser und Austrittsbreite, bekannt, wird darauf aufbauend die meridionale Kontur bestimmt. Dabei ist sowohl die Kontur von Trag- und Deckscheibe festzulegen als auch die meridionale Lage der Schaufelvorder- und Schaufelhinterkante.

In einem nächsten Schritt werden mit der Euler-Gleichung und nun auch schon bekannten Geschwindigkeitsdreiecken auf verschiedenen Schaufelschnitten die Schaufelwinkel ebenfalls auf Vorder- und Hinterkante gesetzt. Dabei sollte die zu erwartende Minderumlenkung durch entsprechende empirische Gesetze berücksichtigt werden. Die Schaufelwinkelverteilung zwischen Vorder- und Hinterkante führt zur Festlegung der Skelettlinien, alle Skelettlinien zusammen formen die Skelettfläche einer Schaufel.

In einem anschließenden Entwurfsschritt wird die eigentliche dreidimensionale Geometrie der Schaufel durch eine freigestaltbare Profilform erstellt.

In ähnlicher Art und Weise können beschaufelte und unbeschaufelte Diffusoren sowie Spiralgehäuse generiert werden. Ergebnis sind Flächen, die die benetzte Oberfläche der Verdichterstufe beschreiben. Zusammen mit Stufenein- und -austrittsfläche bilden sie ein geschlossenes Volumen, das im Betrieb der Stufe durch das Fluid durchflossen wird.

Man hat bis hierher im Entwurfsprozess die Möglichkeit, den Entwurf hinsichtlich seiner aerodynamischen Güte anhand von Erfahrungssätzen, z.B. Lage im Cordier-Diagramm, und anhand geometrischer Analysen, z.B. Krümmungsverlauf der Meridiankontur oder des statischen Moments der

Schaufel auf Innen- und Außenschnitt, zu überprüfen. Eine Aussage zur Druckverteilung auf der Schaufel erhält man damit jedoch nicht.

### 3 Methode zur schnellen Druckabschätzung

Eine Methode zur schnellen Abschätzung von gemittelten Relativgeschwindigkeiten wurde 1953 von Stanitz und Prian [3] vorgestellt. Die Grundidee besteht darin, mithilfe einer zwischen zwei Flutflächen per Kontinuitätsgleichung ermittelten mittleren Relativgeschwindigkeit gemittelte Relativgeschwindigkeiten auf Druck- und Saugseite der Schaufel zu bestimmen. Dazu wird angenommen, dass die Zirkulation der Absolutgeschwindigkeit Null ist.

#### 3.1 Nomenklatur

|           |   |          |                            |
|-----------|---|----------|----------------------------|
| a         | Schallgeschwindigkeit                     | $\kappa$ | Isentropenkoeffizient      |
| A         | Querschnittsfläche                        | $\psi$   | Stromfunktion, Druckzahl   |
| c         | Absolutgeschwindigkeit                    | $\rho$   | Dichte                     |
| h         | spezifische Enthalpie, Stromlinienabstand | $\beta$  | Winkel der Relativströmung |
| m         | meridionale Koordinate                    | $\phi$   | Lieferzahl                 |
| $\dot{m}$ | Massestrom                                | t        | Ruhegröße                  |
| n         | Schaufelzahl                              | ss       | Saugseite                  |
| R         | Gaskonstante                              | ps       | Druckseite                 |
| T         | Temperatur                                | 1,2      | Ein-, Austritt             |
| u         | Umfangsgeschwindigkeit                    | R        | Referenz                   |
| w         | Relativgeschwindigkeit                    | TE       | trailing edge              |
| z,r,t     | axiale, radiale, tangentielle Koordinate  |          |                            |

#### 3.2 Bestimmung der Lage der Flutflächen

Vorraussetzung für die Anwendung der Methode ist die Kenntnis der Lage der Flutflächen (Abbildung 1). Zu deren Bestimmung wird die Gleichung für die meridionale Stromfunktion benutzt.

Die Stromfunktion  $\psi$  für ein kompressibles Fluid in Zylinderkoordinaten hat folgendes Aussehen:

$$\left[1 - \frac{1}{a^2} \left(\frac{\partial \psi}{\partial z}\right)^2\right] \frac{\partial^2 \psi}{\partial z^2} + \left[1 - \frac{1}{a^2} \left(\frac{\partial \psi}{\partial r}\right)^2\right] \frac{\partial^2 \psi}{\partial r^2} + \left[-\frac{2}{a^2} \frac{\partial \psi}{\partial z} \frac{\partial \psi}{\partial r}\right] \frac{\partial^2 \psi}{\partial z \partial r} - \frac{1}{r} \frac{\partial \psi}{\partial r} = 0, \quad \text{Gl. 1}$$

wobei a die Schallgeschwindigkeit ist:

$$a = \sqrt{\kappa R Z T}. \quad \text{Gl. 2}$$

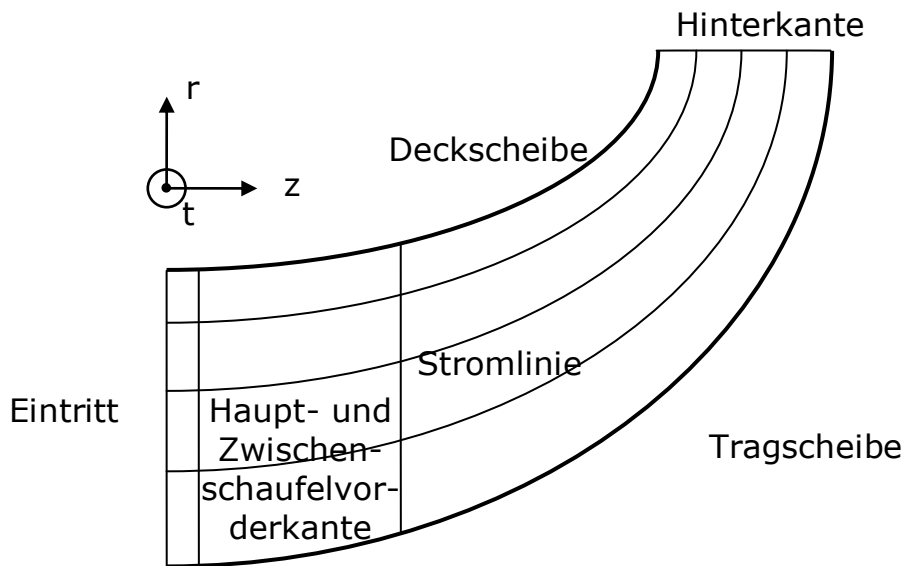


Abbildung 1: Meridianschnitt eines Laufrades

Unter der Annahme, dass Trag- und Deckscheibe eine Flutfläche formen, und mit geeigneter Festlegung der Stromfunktion an Vorder- und Hinterkante sind alle Randbedingungen für das Lösen der Gleichung gegeben. Die Werte der Stromfunktion können numerisch ermittelt werden, indem die Gleichung auf einem entsprechenden Rechnernetz diskretisiert und anschließend durch ein geeignetes numerisches Verfahren gelöst wird. Als Lösungsverfahren kommt hier eine Finite-Differenzen-Methode zum Einsatz.

Orte im Meridian, in denen die Stromfunktion konstant ist, bilden eine Meridianstromlinie bzw. durch Rotation eine Flutfläche. Wird die Stromfunktion entsprechend ihrer Definition abgeleitet, so können desweiteren Geschwindigkeitskomponenten berechnet werden:

$$c_z = \frac{r_R \rho_R}{r \rho} \frac{\partial \psi}{\partial r}, \quad \text{Gl. 3}$$

$$c_r = -\frac{r_R \rho_R}{r \rho} \frac{\partial \psi}{\partial z}, \quad \text{Gl. 4}$$

$$c_m = \sqrt{c_z^2 + c_r^2}. \quad \text{Gl. 5}$$

### 3.3 Das Verfahren von Stanitz und Prian

Die Relativgeschwindigkeiten werden in einem Schaufelkanal berechnet, der durch zwei Flutflächen begrenzt ist. Einzelne Relativgeschwindigkeiten werden bei  $r = \text{konstant}$  bestimmt (Abbildung 2). Zunächst wird an einem solchen Ort eine mittlere Geschwindigkeitskomponente mithilfe der Kontinuitätsgleichung berechnet:

$$\bar{w} = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A}. \quad \text{Gl. 6}$$

Der Teilmassenstrom ergibt sich aus dem Gesamtmassenstrom, der Anzahl der Schaufeln und der Anzahl der Stromlinien. Im Bereich zwischen zwei benachbarten Flutflächen fließt immer der gleiche Massenstrom, die Flutflächen sind entsprechend zu wählen.

Der Querschnitt wird berechnet mit dem Stromlinienabstand  $\Delta h$ , dem Radius  $r$ , dem tangentialen Abstand von Druck- und Saugseite zweier benachbarter Schaufeln  $\Delta t$  und einem mittleren Relativströmungswinkel:

$$A = r \cdot \Delta t \cdot \Delta h \cdot \sin(\bar{\beta}). \quad \text{Gl. 7}$$

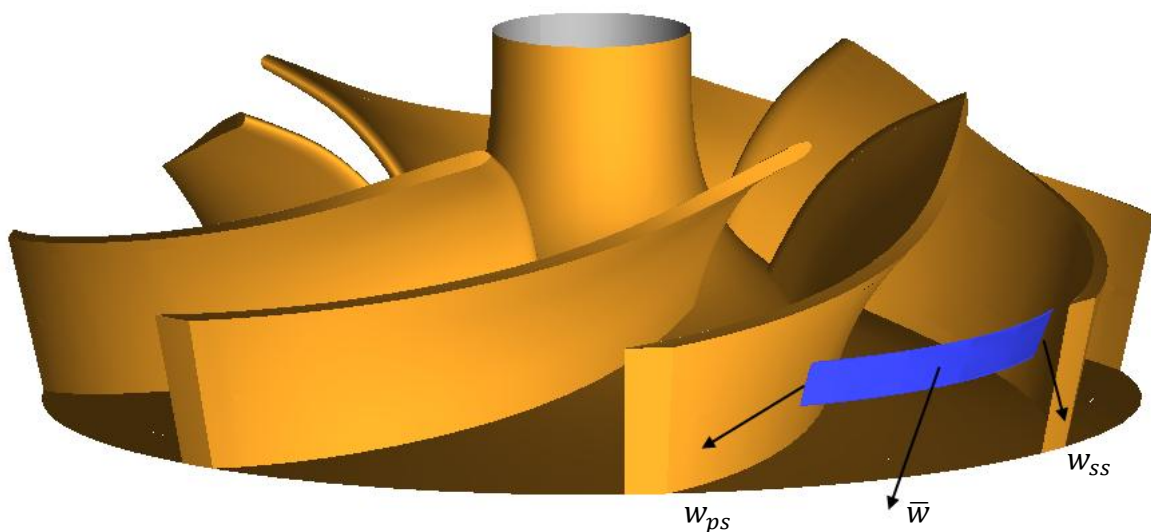


Abbildung 2: Bilanzfläche für die Bestimmung der mittleren Relativgeschwindigkeit

Aus der Annahme, dass die Zirkulation der Absolutströmung in einem Ausschnitt der Flutfläche (helle Fläche Abbildung 3) Null ist, lässt sich die Relativgeschwindigkeit auf der Saugseite berechnen mit:

$$w_{ss} = \frac{\sin(\beta_{ps}) \cdot \sin(\beta_{ss})}{\sin(\beta_{ps}) + \sin(\beta_{ss})} \left( \frac{2\bar{w}}{\sin(\beta_{ps})} + u \cdot (\cot(\beta_{ps}) - \cot(\beta_{ss})) + \frac{d(c_u \cdot r \cdot \Delta t)}{dm} \right). \quad \text{Gl. 8}$$

Dabei sind  $u$  die lokale Umfangsgeschwindigkeit und  $c_u$  die Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit sowie  $\beta_{ss}$  und  $\beta_{ps}$  die Schaufelwinkel auf Saug- und Druckseite. Aufgrund dessen, dass die mittlere Relativgeschwindigkeit ein Mittelwert aus  $w_{ss}$  und  $w_{ps}$  ist, kann die Relativgeschwindigkeit auf der Druckseite berechnet werden mit:

$$w_{ps} = 2 \cdot \bar{w} - w_{ss}. \quad \text{Gl. 9}$$

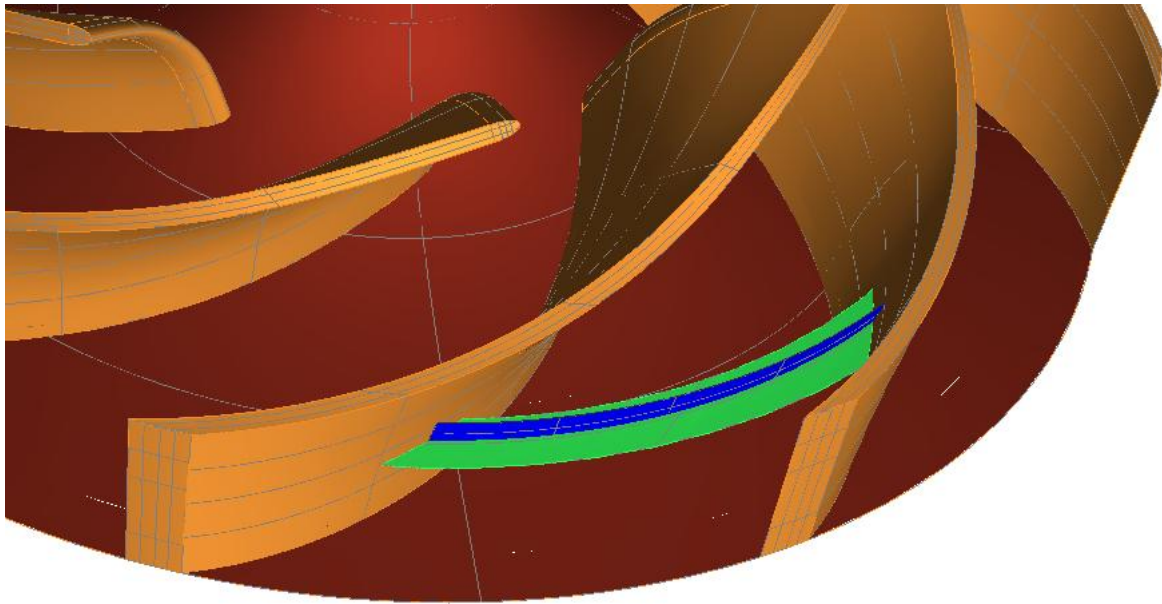


Abbildung 3: Ausschnitt aus einer Flutfläche

Die Kontinuitätsgleichung muss für die Relativgeschwindigkeit iterativ gelöst werden, da die Dichte bei kompressiblen Medien nur mithilfe der Relativgeschwindigkeit bestimmt werden kann. Die Dichte wird mit Annahme konstanter Rothalpie aus der Isentropenbeziehung bestimmt:

$$\bar{\rho} = \rho_{t1} \left( 1 - \frac{\kappa-1}{\kappa} \frac{1}{R \cdot T_{t1}} \left( \frac{\bar{w}^2}{2} - \frac{u^2}{2} \right) \right)^{\frac{1}{\kappa-1}} \quad \text{Gl. 10}$$

Der mittlere Relativströmungswinkel wird als Mittelwert der Schaufelwinkel an Saug- und Druckseite angenommen. Allerdings wird ab einem bestimmten Radius davon ausgegangen, dass aufgrund der Minderumlenkung die Strömung nicht mehr der Schaufel folgen kann. An Orten mit einem Radius größer als der sogenannte Stanitz-Radius wird der mittlere Relativströmungswinkel um die Minderumlenkung korrigiert. Das Verfahren basiert auf der Annahme, dass die Strömung als reibungsfrei angesehen werden kann und keine Verdichtungsstöße und kein Wärmetransport über die Ränder auftreten.

## 4 Beispiel

Im Folgenden wird die o.g. Design-Strategie anhand eines Radialverdichter-Entwurfs bewertet. Ein erster Schritt seitens KBB war es, eine Datenbasis vorhandener Laufradgeometrien aufzubauen. Die alten Geometriedaten, welche in einem ASCII-Format vorlagen, wurden in einem Reverse Engineering Prozess in das parametrisches CAD-Modell von CFTurbo überführt [4]. Diese Geometrien dienen als Grundlage für die Entwicklung einer neuen Laufrad-Familie für die Hochdruck-Stufe der zweistufigen Aufladung. Ein typischer Vertreter dieser Familie hat eine Druckzahl  $\psi$  von ca. 1

bei einer Lieferzahl  $\phi$  von ca. 0.13. Berechnet man daraus Schnelllaufzahl und Durchmesserzahl bekommt man mit Hilfe des Cordier-Diagramms (siehe Abbildung 4) eine erste Abschätzung, ob der Designpunkt im optimalen Auslegungsbereich zum Erreichen hoher Wirkungsgrade (Abbildung 4 rote Linie) liegt. Desweiteren kann mit dem Cordier-Diagramm die Bauart klassifiziert werden, welche hier traditionell im „Mixed-flow“-Bereich liegt.

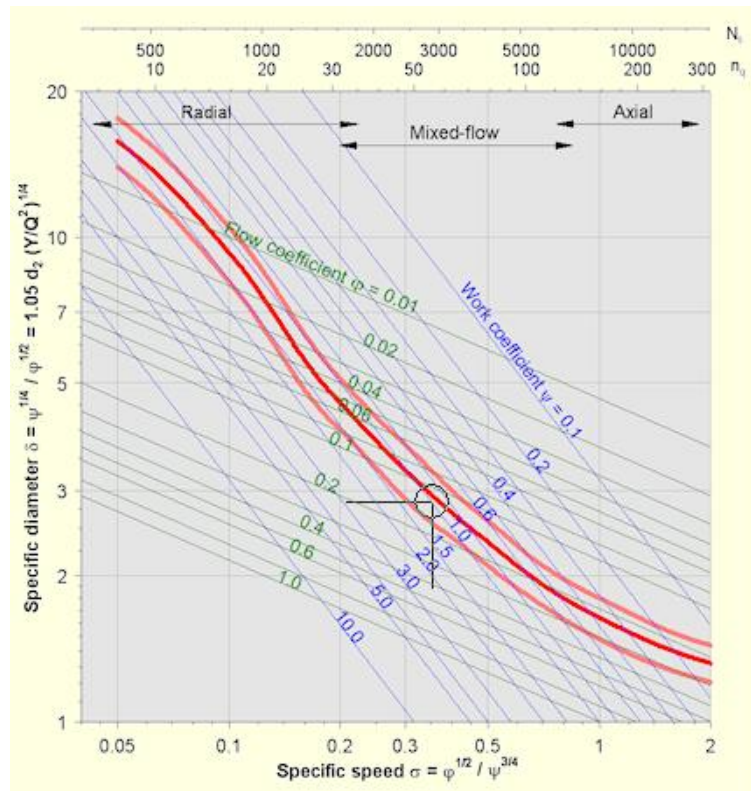


Abbildung 4: Cordierdiagramm aus CFturbo®

Nach Festlegung der thermodynamischen Werte des Auslegungspunktes und der Hauptabmessungen wird die Meridiankontur von Nabe und Gehäuse mittels Bezier-Splines festgelegt. In diesem Design-Schritt wird die Meridianströmungsverteilung quasi simultan zu jeder Geometrieänderung berechnet. Die dafür benötigte Rechenzeit ist auf einem aktuellen Computer kleiner als 1 Sekunde. Für die Bestimmung sinnvoller Randbedingungen an Ein- und Ausstritt wird die Meridiankontur unter Berücksichtigung der Krümmung auf Trag- und Deckscheibe verlängert. (siehe Abbildung 5). Im Berechnungsverfahren werden die Konturen von Nabe und Gehäuse als Stromlinien angenommen.

Als Ergebnis wird einerseits, wie in Abbildung 5 dargestellt, der Isotachen-Verlauf sowie die Meridionalstromlinien in die Meridiankontur eingezeichnet, andererseits wird ein zusätzliches Diagrammfenster eingeblendet, in dem der quantitative Geschwindigkeitsverlauf im Rechenggebiet (siehe Abbildung 6) dargestellt wird.

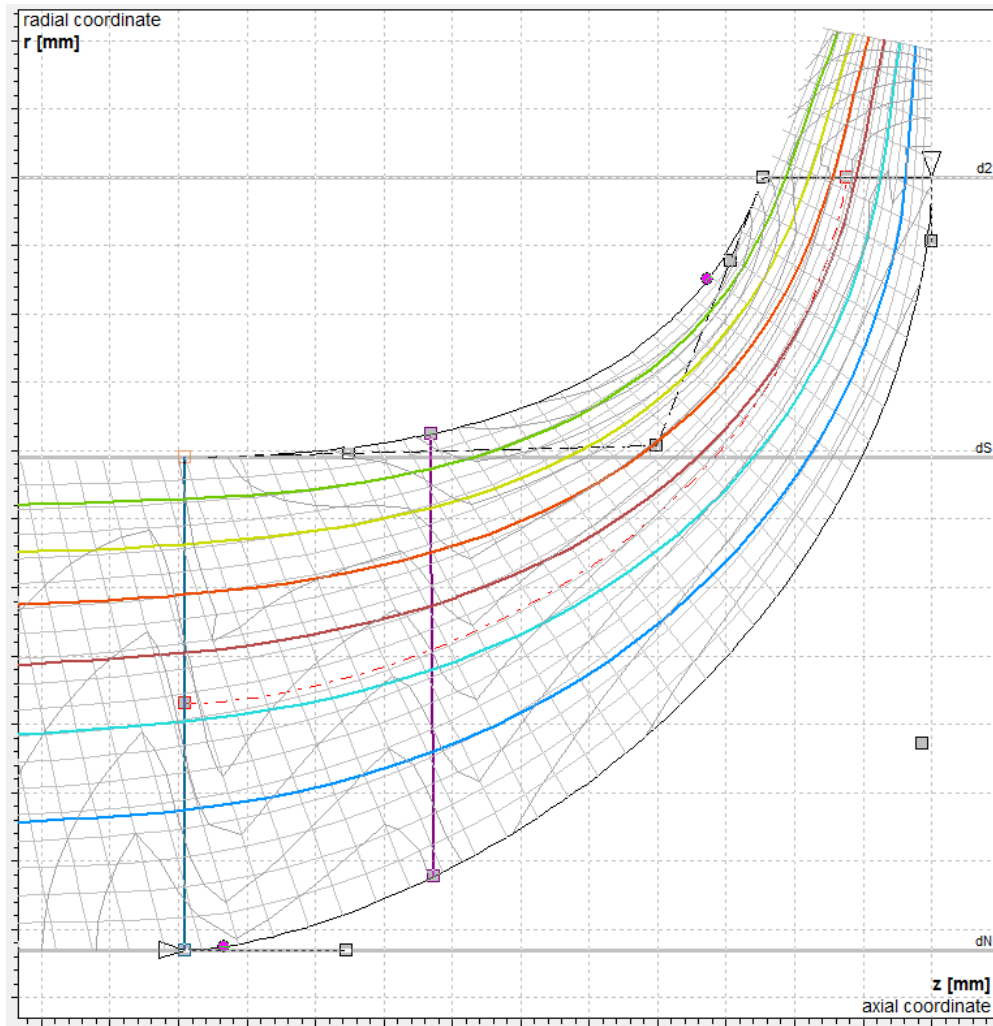


Abbildung 5: Meridiankontur mit Stromlinien und Isotachenverteilung

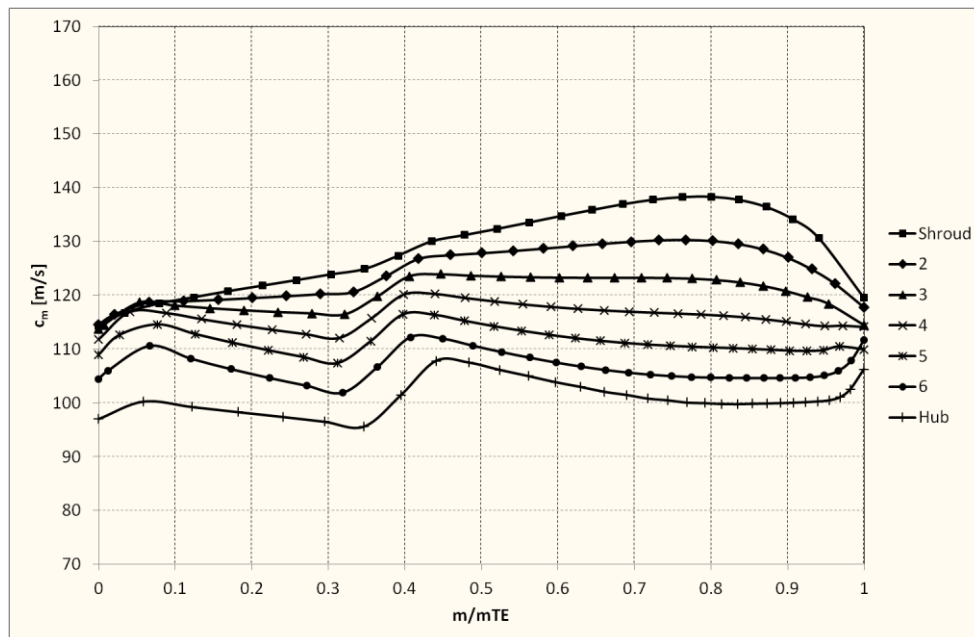


Abbildung 6: Meridiankonturgeschwindigkeit CFturbo®

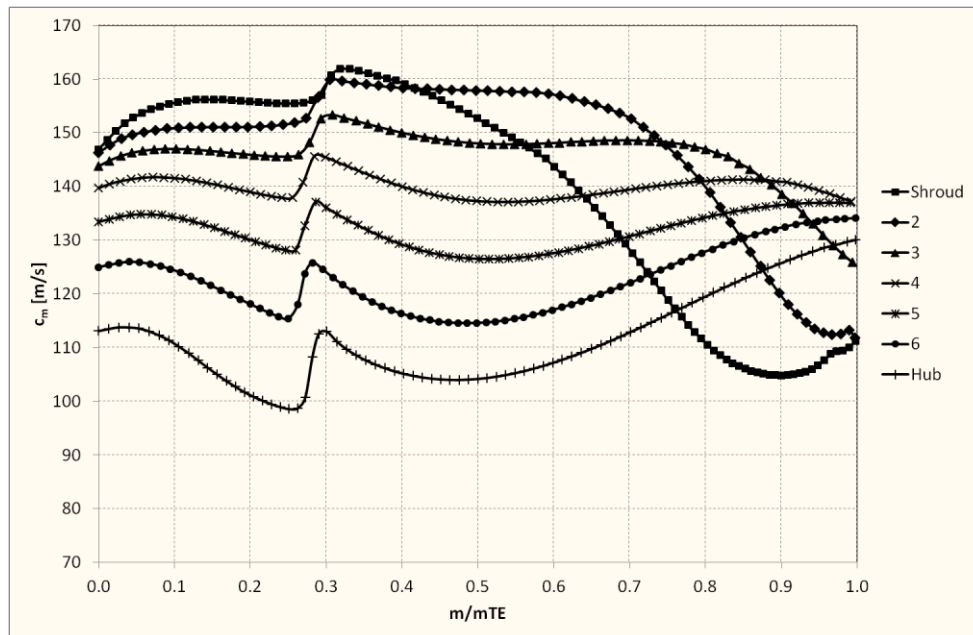


Abbildung 7: Meridiankonturgeschwindigkeit CFD

Die mittels CFD-Nachrechnung bestimmte Meridiangeschwindigkeit (siehe Abbildung 7) wurde auf verschiedenen Schnitten über der Schaufelhöhe umfangsgemittelt und zur bezogenen Meridianlänge aufgetragen.

Während in der CFD-Simulation Haftbedingungen an den Wänden berücksichtigt werden, ist dies bei der oben beschriebenen Lösung der Gleichung der Stromfunktion nicht der Fall. Dort sind die Konturen von Trag- und Deckscheibe Stromlinien. Weiterhin können die Unterschiede insbesondere in Richtung Gehäuse durch das Vorhandensein des Radialspaltes zwischen Laufrad und Gehäuse in der CFD-Nachrechnung erklärt werden. Außerdem ist in der CFD-Nachrechnung die Geschwindigkeitserhöhung durch die Versperrung des Durchströmquerschnittes an der Eintrittskante der Zwischenschaufel bei ca.  $m/mTE = 0.3$  größer und örtlich begrenzter. Dieser Unterschied korrespondiert mit dem Isotachen-Verlauf in Abbildung 6. Diese hauptsächlich Unterschiede bedingen, dass das Geschwindigkeitsniveau der mittels CFturbo<sup>®</sup> bestimmten Meridiangeschwindigkeitsverteilung im Mittel um ca. 20 m/s tiefer liegt.

Die quantitative Übereinstimmung der 3D-reibungsbehafteten CFD-Nachrechnung mit dem im CFturbo<sup>®</sup> gewählten potentialtheoretischen Ansatz ist für eine Abschätzung im Entwurfsschritt der Meridiankonturfestlegung ausreichend genau, zumal für die weitere Berechnung der Relativgeschwindigkeiten die Lage der Flutflächen von Interesse ist.

Nachdem der Entwurf der Meridiankontur abgeschlossen ist, geht man zum Designprozess der Schaufel über. Hier gibt es mehrere Gestaltungsmöglichkeiten, zu nennen sind z.B. prismatische 2D-Schaufel oder Schaufeln mit 3D-Freiformflächen mithilfe von maximal 11 Profilschnitten. Schaufel Eintritts- und -austrittswinkel werden auf Basis einer 1D-Rechnung unter Beachtung einer vorgegebenen Schaufeldicke am Eintritt und Austritt, Minderumlenkung und einem möglichen Inzidenzwinkel am Eintritt berechnet. Für die Zwischenschaufel gibt es die gleichen Gestaltungsmög-

lichkeiten wie für die Hauptschaufel inkl. der einfachsten Art als abgeschnittene Hauptschaufel.

In dem hier vorgestellten Beispiel wird die Schaufelflächendefinition über Regelgeraden (ruled surface) gewählt, wobei die Zwischenschaufel als abgeschnittene Hauptschaufel mit eigener Profildickenverteilung behandelt wird. Somit können nur noch der Naben- bzw. der Gehäuseschnitt der Hauptschaufel bei der Auslegung über den Designmode „beta“ oder „theta“ frei gewählt werden.

Wie auch schon bei der Gestaltung der Meridiankontur wird simultan (Rechenzeit < 1 Sekunde) die Verteilung der induzierten Geschwindigkeiten auf 3 Schaufelschnitten nach der Methode von Stanitz und Prian berechnet (siehe Abbildung 8). Zusätzlich werden die empirischen Ackeret-Grenzen

$$w_{min}/w_1 \geq 0.3, \quad \text{Gl. 11}$$

$$w_{max}/w_2 \leq 1.8, \quad \text{Gl. 12}$$

die ein Maß für Strömungsablösung auf den Schaufelflächen sind, im Diagramm dargestellt.

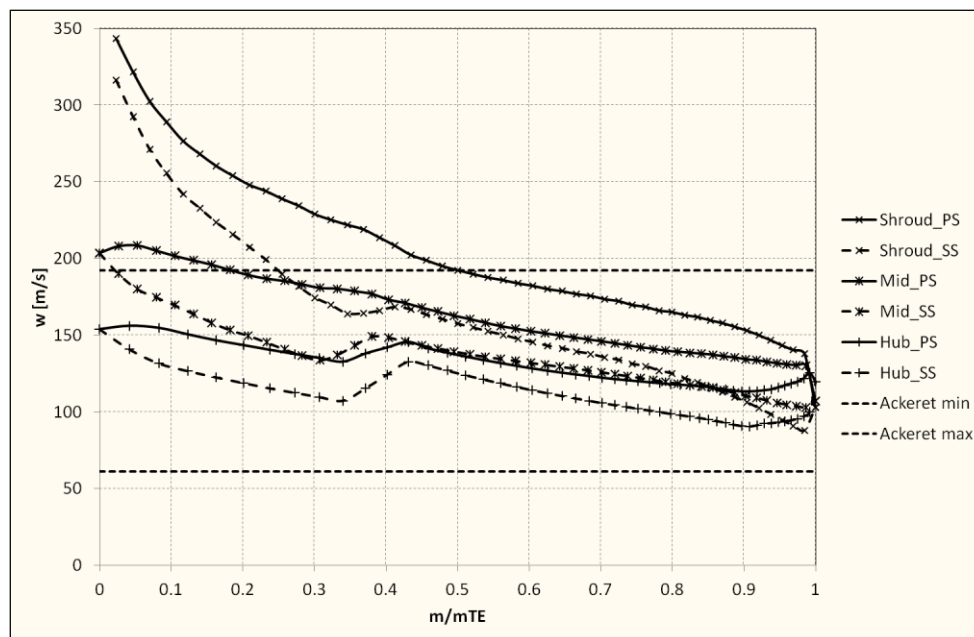


Abbildung 8: Verteilung der induzierten Geschwindigkeiten auf der Hauptschaufeloberfläche

Eine ähnliche Überprüfung der Plausibilität der induzierten Geschwindigkeiten wie bei der Meridiangeschwindigkeit ist hier nicht möglich, weil für eine reibungsbehaftete Strömung die Geschwindigkeiten auf der Schaufeloberfläche aufgrund Haftbedingung in der Grenzschicht zu null werden. Aus diesem Grund werden die induzierten Geschwindigkeiten in statische Drücke überführt. Dazu wird eine Beziehung zwischen Schaufelbelastung, ausgedrückt als Enthalpiedifferenz zwischen Saug- und Druckseite, und der meridionalen Ableitung des Dralls benutzt [5]:

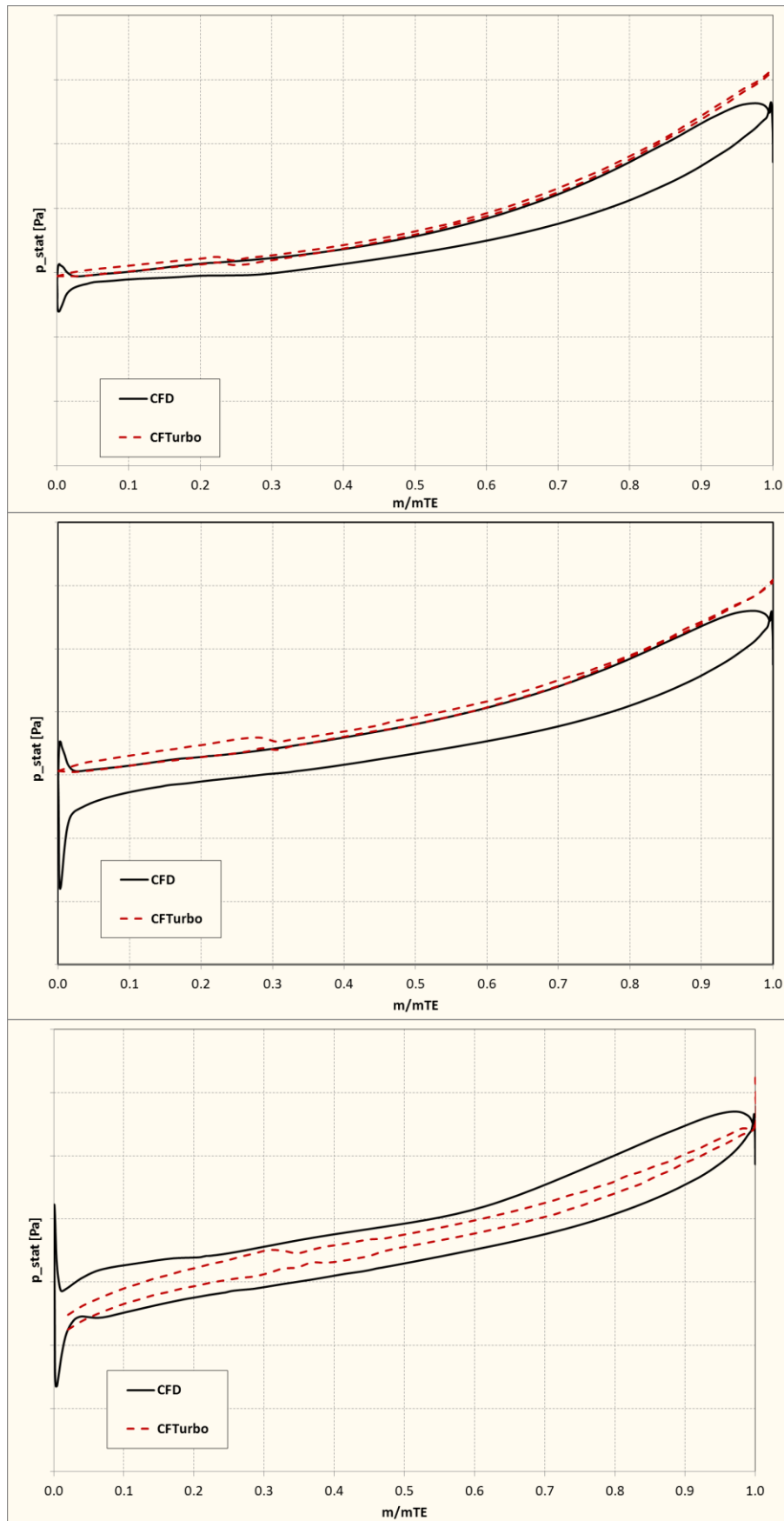


Abbildung 9: Vergleich der Schaufeldruckverteilung auf ca. 10% (oben), 90% (unten) Schaufelhöhe und Mittelschnitt (Mitte)

$$h_{ps} - h_{ss} = \frac{2\pi}{n} c_m \frac{\partial(r \cdot \bar{c}_u)}{\partial m}.$$

Gl. 13

Die Abbildung 9 zeigt Druckverteilungen, die auf Basis dieser Gleichung und mithilfe der gemittelten Dichte (Gleichung 10) auf verschiedenen Schnitten berechnet wurden.

Zum Vergleich sind hier Drücke aus der CFD-Nachrechnung für 3 Schau­felschnitte (10% und 90% Schau­felhöhe, Mittelschnitt) dargestellt. Wie schon in der Meridianströmungsberechnung wird auch an dieser Stelle in CFturbo<sup>®</sup> der Radialspalt vernachlässigt. Die Spreizung der Druckverläufe zwischen Saug- und Druckseite werden im CFturbo<sup>®</sup> generell zu gering berechnet. Ein Grund dafür kann sein, dass die Schau­felwinkel der Ske­lettflächen für die Berechnung der Relativgeschwindigkeiten herangezogen werden. Aufgrund der Profilierung der Schau­feln ist das offenbar eine zu grobe Näherung.

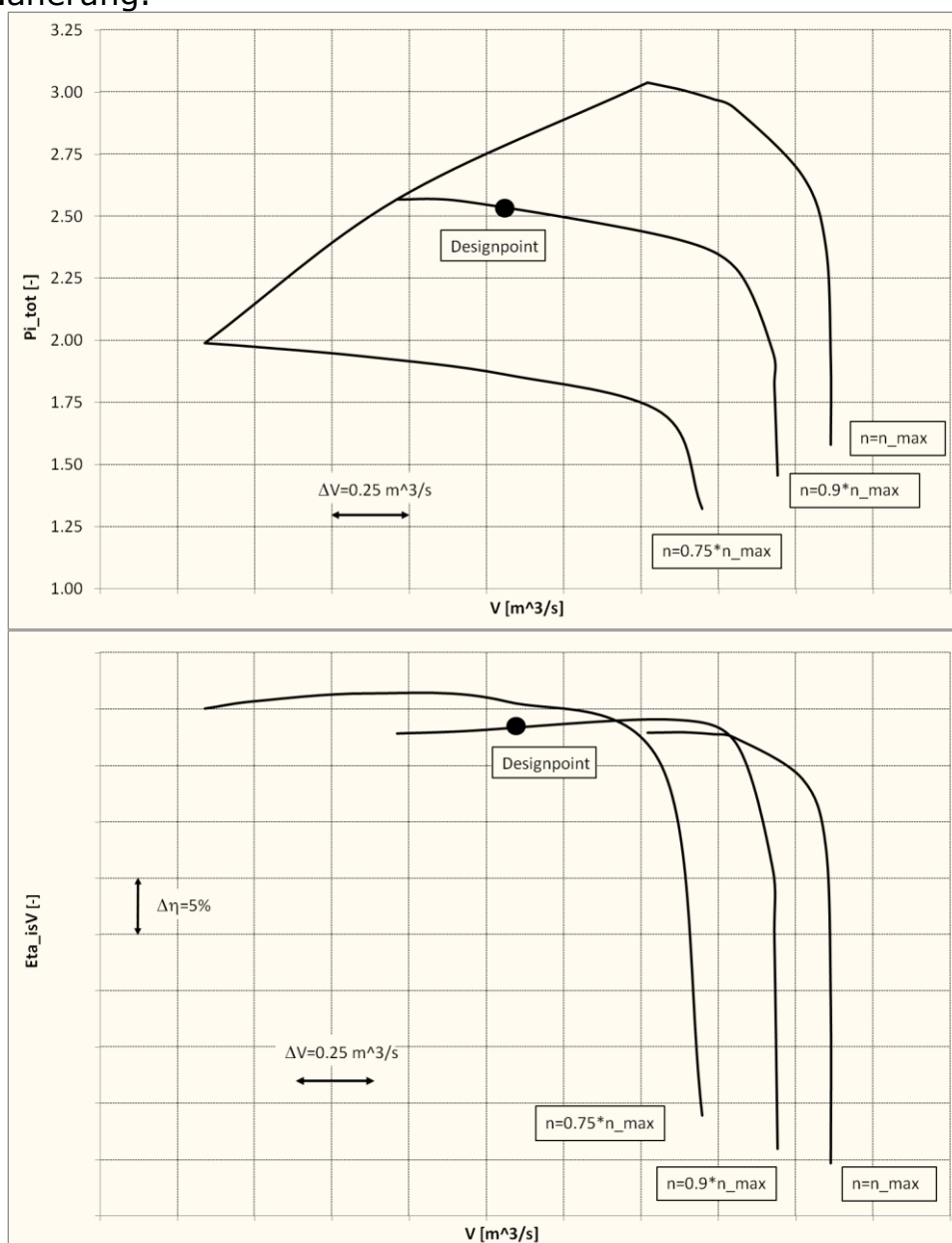


Abbildung 10: CFD-Kennfeld des Verdichterlaufrades

Dennoch kann auch hier gesagt werden, dass der Verlauf und die Höhe des statischen Druckes für eine erste Entwurfsbeurteilung ausreichend gut wiedergegeben werden.

Zur globalen thermodynamischen Bewertung des Laufradentwurfs wurde mittels CFD Kennfeldpunkte gerechnet (siehe Abbildung 10). Die Anforderungen des motorseitigen Anwendungsfalls für 100% Motorleistung liegen bei einem Stufendruckverhältnis von  $n_{\text{tot}} = 2.2-2.3$  und einem isentropen Stufenwirkungsgrad von mindestens 82-83%. Die o.g. Anforderungen wurden in CFturbo<sup>®</sup> als Auslegungsziel im Designpoint für das Laufrad bei 90%  $n_{\text{max}}$  unter Beachtung der Diffusor- und Spiralenverluste definiert. Im oben gezeigten numerisch bestimmten Kennfeld wird deutlich, dass der Auslegungspunkt ohne Beachtung der Verluste der Nachleiteinrichtungen sehr gut getroffen werden konnte. Das kann auf den ersten Blick als Kritik gesehen werden, da offenbar der Auslegungspunkt zu nah an der Pumpgrenze liegt. Da die spätere Verdichterstufe mit Rezirkulation ausgeführt wird, ist erfahrungsgemäß der Pumpgrenzabstand dennoch ausreichend.

Die Auslegung des Verdichterrades, wie oben beschrieben, ist als ein Baustein in der Gesamtentwicklung der neuen Hochdruck-Baureihe für die zweitstufige Aufladung zu sehen. Eine Betrachtung der Gesamtstufe mit Rezirkulation und neukonstruierten Nachleiteinrichtungen mittels CFD gehören ebenfalls zum Auslegungsprozess. Zur Validierung der Auslegung werden erste Versuchsaufbauten für den Prüfstand vorbereitet. Die Hardware-Tests werden dann endgültig die Qualität des Entwurfsverfahrens und die der dazugehörigen Gesamtstufenrechnung aufzeigen.

## 5 Zusammenfassung

CFturbo<sup>®</sup> greift einige Punkte des Auslegungsansatzes von TULA [1] wieder auf. So wird z.B. die Bestimmung der meridionalen Geschwindigkeiten im Meridianschnitt benutzt, um Flutflächen zu berechnen. Allerdings wird hier die Gleichung der Stromfunktion direkt gelöst, wodurch man sich einerseits das in einer numerischen Prozedur gutmütige Verhalten der Poisson-Gleichung zunutze machen kann und wo andererseits gut dokumentierte und getestete Lösungsstrategien wie die Finite-Differenzen-Methode Anwendung finden können. Wenn im Lösungsgebiet kein transsonisches Verhalten auftritt, besitzt dieses Herangehen eine sehr gute Stabilität.

Das Verfahren von Stanitz und Prian [3] ist in CFturbo<sup>®</sup> zunächst als Kontrollverfahren in den Entwurfsprozess integriert. Jede Veränderung von Meridiankontur und Skelettlinien kann sofort anhand der Druckverteilung auf verschiedenen Schnitten beurteilt werden. Aufgrund der Struktur des Ansatzes ist eine Umstellung auf ein inverses Verfahrens relativ einfach machbar. Damit kann im Entwurf eine gewünschte Drall-, Relativgeschwindigkeits- oder Druckverteilung auf verschiedenen Schaufelschnitten vorgegeben werden und anschließend eine passende Schaufelwinkelverteilung berechnet werden. Natürlich muss man beim Entwurf immer den potentialtheoretischen Ansatz und seine Grenzen beachten.

Das Entwurfsprogramm CFturbo<sup>®</sup> verbindet den beschriebenen physikalischen Ansatz mit den aktuellsten geometrischen Entwurfsmöglichkeiten, die eine moderne Auslegungssoftware heutzutage bieten muss.

In Zusammenarbeit mit der Firma KBB, die die Auslegungssoftware CFturbo<sup>®</sup> in ihre Prozesskette zur Verdichterauslegung integriert hat, konnten bei der Entwicklung einer neuen Laufrad-Familie für die Hochdruck-Stufe einer zweistufigen Aufladung diese Bewertungskriterien nutzbringend eingesetzt werden.

Anhand eines Beispiels wurde gezeigt, dass im Vergleich mit CFD-Nachrechnungen, bei Berücksichtigung der Randbedingungen beider Verfahren, eine sehr gute Übereinstimmung erzielt werden konnte.

## Literatur

- [1] E. Lindner: "Ein Entwurfsverfahren für diagonale Turboverdichterlaufräder", VDI Berichte Nr. 947, Seite 53-62, 1992.
- [2] U. Kramer und J. Krause: "Versuchsergebnisse von Radialverdichtern an Abgasturboladern", VDI Berichte Nr. 947, Seite 89-104 1992.
- [3] J.D. Stanitz and V.D. Prian: "A rapid approximate method for determining velocity distribution on impeller blades of centrifugal compressors" NACA technical note 2421, Washington July 1951.
- [4] O. Velde, G. Kreuzfeld und I. Lehmann: „Reverse Engineering of Turbocharger Compressor Designs based on non-parametric CAD Data“, Journal of Engineering, Vol. 4 No. 7, July 2012, [www.scirp.org](http://www.scirp.org).
- [5] M. Zangeneh, A. Goto and H. Harada: "On the design criteria for suppression of secondary flows in centrifugal and mixed flow impellers" ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 120, pp. 723-735, 1998.