

Optimierung eines Radialventilators mit optiSLang und ANSYS CFD

Uwe Salecker^{1*}, Simon Joßberger^{1,2}

¹ CFX Berlin Software GmbH

² Universität München, Lehrstuhl für Flugantriebe

Zusammenfassung

Dieses Paper beschreibt die Arbeiten zur Optimierung eines Radialventilators. Ziel war es, die Eignung von Metamodellen basierend auf Sensitivitätsstudien in Verbindung mit numerischen Strömungsberechnungen für die strömungsmechanische Optimierung eines Radialventilators zu untersuchen. Unter Vorgabe einer Baugröße und eines Betriebspunkts wurden mit optiSLang und ANSYS CFD für die Variation der Laufrad- und Schaufelform die Pareto-Front der Totaldruckerhöhung und des Wirkungsgrads ermittelt. Die mittels des Metamodels in OptiSLang vorhergesagte Pareto-Front wurde durch Vergleichsrechnungen mit ANSYS CFD validiert.

Keywords: Metamodel, Pareto-Front, Radialventilator, Turbomaschine

* Kontakt: Salecker, CFX Berlin Software GmbH, Karl-Marx-Allee 90 A, uwe.salecker@cfx-berlin.de

1 Entwurf des Radialventilators

1.1 Analytische Auslegung

Als erster Schritt wurde ein initialer Entwurf des Ventilators mittels analytischer Methoden erstellt.

1.1.1 Baugröße und Betriebsparameter

Ziel der Auslegung war ein Ventilator axialer oder radialer Bauart mit folgenden Betriebsparametern.

Fördermedium:	Wasserdampf
Volumenstrom (Eintritt):	13.5 m ³ /s
Druck (Eintritt):	20 500 Pa
Temperatur (Eintritt):	335 K
Totaldruckdifferenz:	5000 Pa
Wirkungsgrad:	>80%

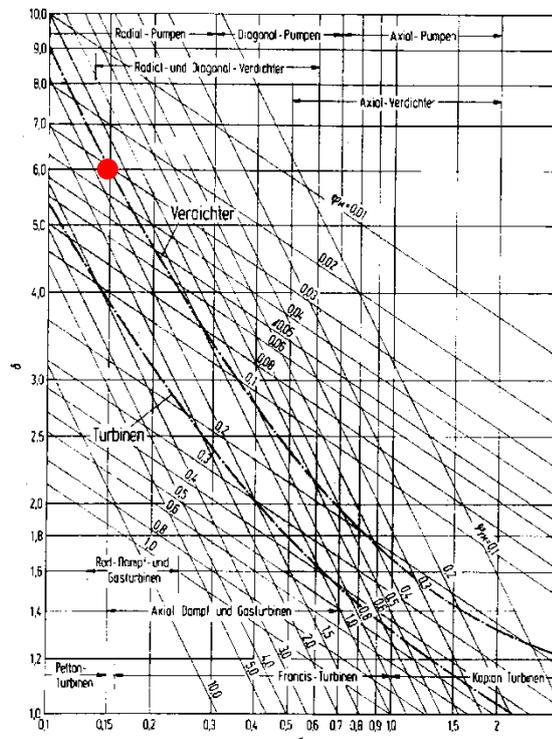
Gemäß der analytischen Auslegung ergaben sich folgende dimensionslose Kennzahlen zur Charakterisierung der geforderten Turbomaschine für einen gewählten Laufraddurchmesser von 1500 mm.

$$\varphi = \frac{4 \cdot \dot{V}}{\pi \cdot D^2 \cdot u} 0.03; \quad \psi = \frac{2 \cdot \Delta p_{tot}}{\rho \cdot u^2} = 1.29; \quad (1,2)$$

$$\delta = \frac{\psi^{0.25}}{\varphi^{0.5}} 6.15; \quad \sigma = \frac{\varphi^{0.5}}{\psi^{0.75}} 0.143; \quad (3,4)$$

Damit konnte auf Grundlage des CORDIER-Diagramms die Bauart der Turbomaschine festgelegt werden. Die geforderte Turbomaschine ist durch ein hohes Totaldruckverhältnis und einen im Verhältnis zur Umfangsgeschwindigkeit geringen Volumenstrom gekennzeichnet. Durchmesserzahl (δ) und Schnelllaufzahl (σ) ergaben für den gewählten Laufraddurchmesser und die geforderten Betriebsparameter entsprechend eine radiale Bauform.

Abbildung 1: Cordier-Diagramm Weitz (1990)

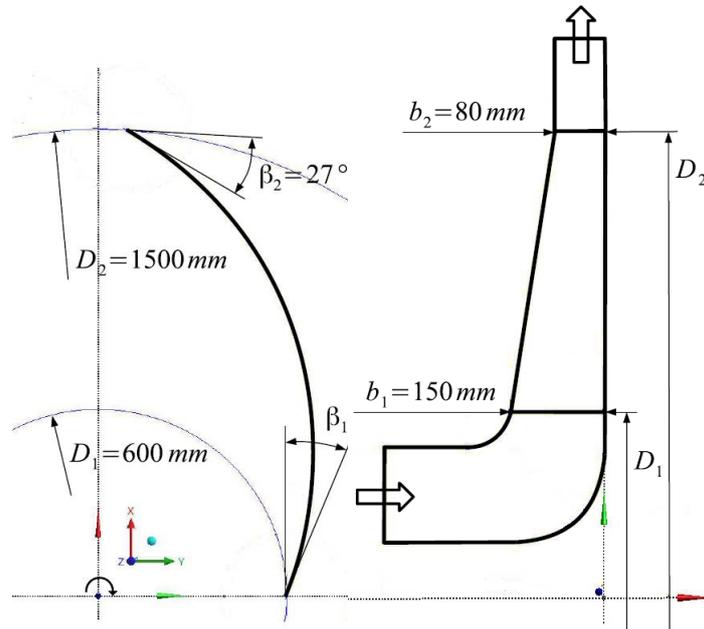


1.1.2 Laufrad- und Schaufelform

Das Laufrad wurde als einfache Blechkonstruktion ausgeführt. Die Radscheibe soll eben und die Deckscheibe zumindest gerade ausgeführt sein.

Der Eintrittsdurchmesser D_1 ergibt sich aus dem Anschlussdurchmesser des Stutzens. Für die Schaufelform wurde ein Kreisbogen gewählt.

Abbildung 2: Laufrad- und Schaufelform



Die Meridiankontur des Laufrads, also die Ein- und Austrittsbreite $b_{1,2}$ ergeben sich aus der Forderung nach einer nur begrenzten Verzögerung der Relativströmung im Laufrad. Aus fertigungstechnischen Gründen kann die Austrittsbreite jedoch nicht beliebig verkleinert werden (Schweißbarkeit). Desweiteren kann die Eintrittsbreite kann aus Gründen der Festigkeit (Fliehkraft) nicht beliebig vergrößert werden.

Mit festgelegter Eintrittsbreite b_1 und den geforderten Betriebsparametern (Volumenstrom, Drehzahl) ergibt sich der Schaufelwinkel β_1 an der Schaufelvorderkante aus den kinematischen Verhältnissen der Strömung (Geschwindigkeitsdreiecke). Der Schaufelwinkel β_2 an der Hinterkante beziehungsweise dem Laufradaustritt ergibt sich aus der Euler-Gleichung für Turbomaschinen aus dem Verhältnis von $c_{u,2}$ und der radialen Komponente:

$$\frac{\Delta p_{tot}}{\rho} = u_2 c_{u,2} - u_1 c_{u,1} \quad (5)$$

Diese Gleichung definiert die Leistungsübertragung (Druckerhöhung) im Laufrad als Dralländerung der Strömung.

1.1.3 Spiralforn

Die Spirale wurde gemäß den Richtlinien nach BOMMES (1997) ausgelegt. Vier Viertelkreisbögen bilden die Außenkontur, der Druckstutzen der Spirale ist quadratisch.

1.2 CFD-Berechnung

1.2.1 Geometrierstellung und Vernetzung

Die Leistungsdaten des initialen Entwurfs wurden mittels ANSYS CFD in der ANSYS Workbench evaluiert. Das dazu notwendige 3D-CAD-Modell des Strömungsvolumens wurde im ANSYS DesignModeler erstellt. Für die Berechnung wurde das Strömungsgebiet in drei Teile aufgeteilt. Im Nahbereich um die Schaufel wird die Strömung im rotierenden Relativsystem berechnet. Dieser Bereich wird mit ANSYS TurboGrid automatisch und blockstrukturiert mit Hexaedern vernetzt. Aufgrund der Rotationsperiodizität des Laufrads wurde nur ein Schaufelkanal berücksichtigt. Die verbleibenden Bereiche stromauf (Saugstutzen) und stromab (Spirale, Druckstutzen) der Schaufel wurden in ANSYS Meshing unstrukturiert mit Tetraeder- und Prismenelementen vernetzt.

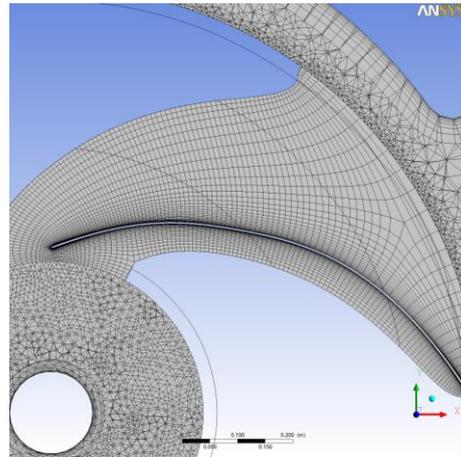


Abbildung 3: Vernetzung des Schaufelkanals, der Spirale und des Saugstutzens.

1.2.2 Berechnung

Das stationäre Geschwindigkeits-, Druck- und Temperaturfeld im Berechnungsgebiet wurde durch numerische Lösung der dreidimensionalen, gemittelten Erhaltungsgleichungen für Masse, Impuls und Enthalpie beschrieben. Die Effekte der Turbulenz auf die mittlere Strömung wurden durch das Zweigleichungs-SST-Turbulenzmodell berechnet.

Im Schaufelkanal wurden die Erhaltungsgleichungen im rotierenden System gelöst, während stromauf und stromab davon die Lösungen der Erhaltungsgleichungen im stehenden System ermittelt wurden. Am Übergang zwischen rotierenden und stehenden System wurde das Stage-Interface (Umfangsmittelung) verwendet.

Das Konvergenzkriterium wurde für die lokalen, maximalen Residuen und die globalen Bilanzen auf 0.001 festgelegt. Die Berechnungsdauer betrug ca. 2,5 Stunden auf acht Kernen (2 x Intel X5550).

1.2.3 Ergebnisse

Die Ergebnisse des initialen Entwurfs zeigen eine suboptimale Performance des Laufrads. Der hydraulische Wirkungsgrad erreicht zwar die geforderten 80%, die Totaldruckerhöhung beträgt jedoch nur 4060 Pa anstatt der geforderten 5000 Pa.

Ursache hierfür ist eine starke Verzögerung der Strömung im Laufrad, welche auf zwei Gründe zurückzuführen ist. Erstens, wurde die Austrittsbreite in der Auslegung aus Gründen der Schweißbarkeit größer als optimal gewählt. Zweitens,

vernachlässigt die Auslegung die Kompressibilität des Fluids (Dichteänderung von ca. 15%) und die daraus resultierende zusätzliche Verzögerung (ca. 60%) der Strömung im Laufrad.

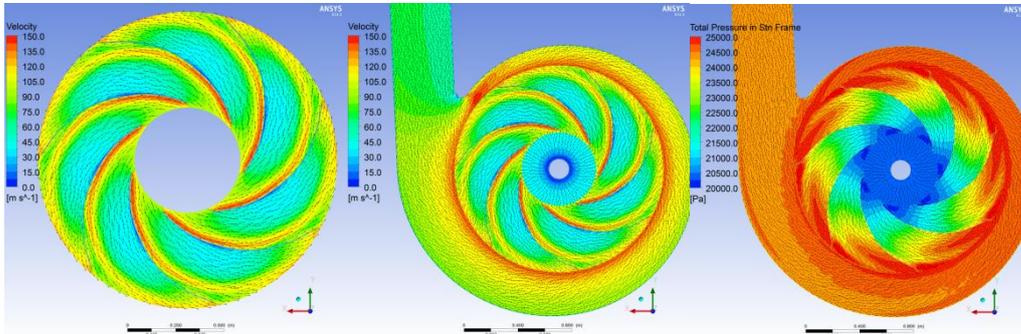


Abbildung 4: Ergebnisse des initialen Entwurfs - Geschwindigkeit (relativ/absolut), Totaldruck (absolut)

2 Optimierung

Ziel der Optimierung war es, ein Design zu finden, welche für den geforderten Volumenstrom einen Totaldruckaufbau von 5000 Pa und einen Wirkungsgrad von mindestens 80% liefert. Dazu wurde mit OptiSLang die Pareto-Front des Wirkungsgrads in Abhängigkeit vom Totaldruck bestimmt.

2.1 Parametrisierung

Die Pareto-Front wurde für die Variation der Schaufel- und der Laufradform bestimmt. Variiert wurden die Ein- und Austrittsbreite $b_{1,2}$, und der Winkel Θ_i für vier Punkte entlang der Schaufel. Die resultierende Schaufel kann konstruktiv durch zwei Kreisbögen unterschiedlichen Radius abgebildet werden. Der abgrenzende Radius zwischen beiden Kreisbögen r wurde ebenfalls parametrisiert. Die Ergebnisparameter sind der isentrope Wirkungsgrad η_{is} und die Totaldruckerhöhung Δp_{tot} .

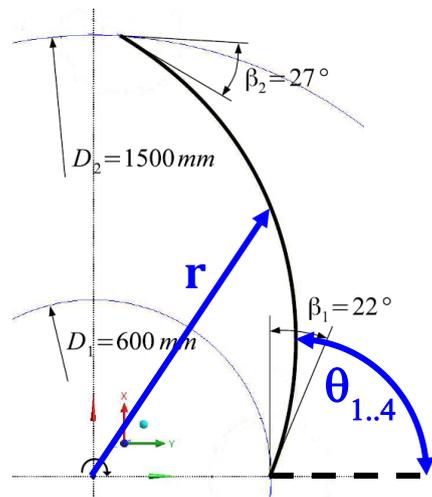


Abbildung 5: Parametrisierung der Schaufelform

2.2 Sensitivitätsstudie

Im Rahmen der Sensitivitätsstudie wurden die Winkel Θ_i im Bereich $\pm 15^\circ$, die Eintrittsbreite im Bereich ± 20 mm und die Austrittsbreite um ± 10 mm variiert. Insgesamt wurden zwei Sensitivitätsstudien C1/2 mit jeweils unterschiedlicher Anzahl an Samples durchgeführt. Die dritte angegebene Sensitivitätsstudie C3 ist eine Kombination der Samples aus C1 und C2.

	Samples	Erfolgreich	Vernetzungsfehler	Berechnungsfehler
C1	60	32	2	26
C2	120	68	12	40
C3	180	100	14	66

Tabelle 1: Parametrisierung der Schaufelform

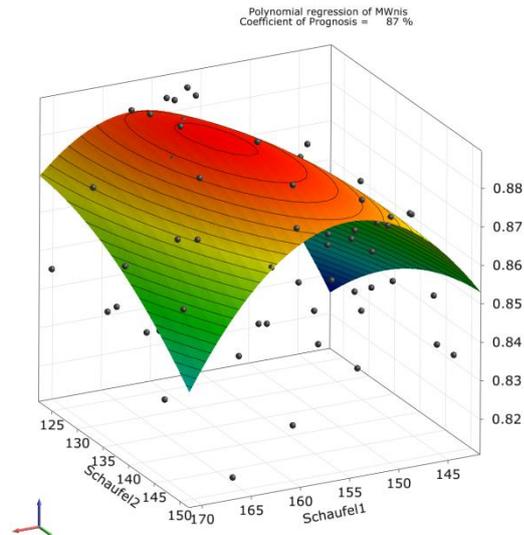
Auffallend ist die hohe Anzahl an nicht erfolgreichen Samples. Ein Großteil dieser Berechnungen war nicht erfolgreich, da hier keine stationäre Lösung des Strömungsfelds bestimmt werden konnte. Eine Analyse der nicht erfolgreichen Samples zeigt, dass dies vor allem für Geometrien mit mehrfach gebogenen und stark vorwärts gekrümmten Schaufeln auftrat. Diese Schaufelformen neigen zu einem stark transienten Betriebsverhalten, weshalb die verwendeten stationären Berechnungsmethoden hier unzureichend geeignet sind.

Die Durchlaufzeit der Sensitivitätsstudie C3 betrug ca. 100 h. Dabei wurde jedes Sample auf acht Kernen (2 x Intel X5550) berechnet. Insgesamt wurden acht Intel X5550 eingesetzt, so dass jeweils vier Samples gleichzeitig berechnet werden konnten.

2.3 Metamodell

Das angewandte Metamodell verwendet partiell-quadratische Funktionen zur Approximation des funktionalen Zusammenhangs zwischen Ein- und Ausgangsparametern auf Basis der Sensitivitätsstudie C3. Nicht erfolgreiche Samples wurden vor der Erstellung des Metamodells aus dessen Datenbasis entfernt.

Abbildung 6: Metamodell - $\eta_{is} = f(\Theta_{1,2})$



Die erzielten Vorhersagekoeffizienten (CoP) des Metamodells für den isentropen Wirkungsgrad und die Totaldruckerhöhung sind gut ($\text{CoP}(\eta_{is})=0.936$, $\text{CoP}(\Delta p_{\text{tot}})=0.872$), die maximalen Abweichungen klein (für $\eta_{is}=1\%$, für $(\Delta p_{\text{tot}}=250 \text{ Pa})$). Diese treten vor allem an den Rändern des betrachteten Parameterraums auf.

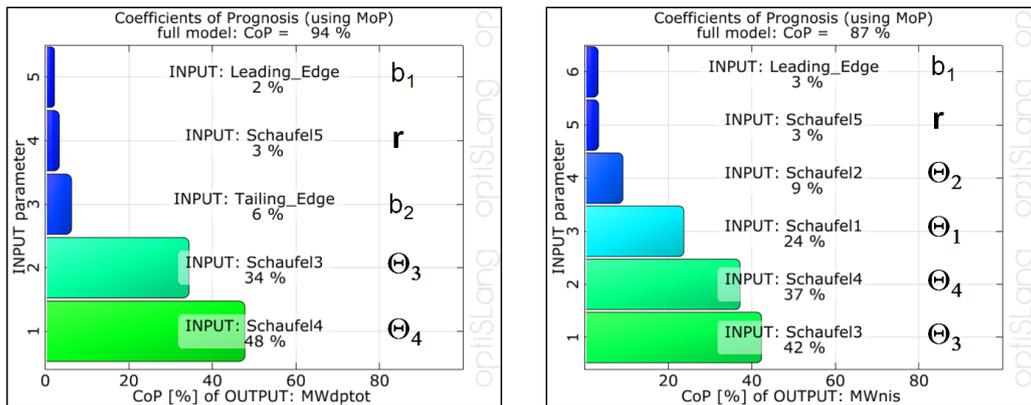


Abbildung 7: Metamodell – Einflussparameter für Δp_{tot} und η_{is} .

Das Metamodell identifiziert die Winkel $\Theta_{3,4}$ als maßgeblich für den Druckaufbau und den Wirkungsgrad. Diese Winkel bestimmen den Anstellwinkel am Laufradaustritt und beeinflussen so maßgeblich die Umlenkung des Fluids. Dabei gilt, dass eine Vorwärtskrümmung der Schaufel und die damit verbundene stärkere Umlenkung des Fluids zu einem höheren Druckaufbau und einem verringerten Wirkungsgrad führen.

Der Wirkungsgrad wird weiterhin maßgeblich durch die Winkel $\Theta_{1,2}$ bestimmt. Diese Winkel bestimmen den Anstellwinkel der Schaufel an der Vorderkante. Hier gilt, dass eine nicht schaufelkongruente Strömung am Laufradeintritt Ablösungen und Verwirbelungen provoziert und somit den Wirkungsgrad vermindert.

2.4 Paretofront

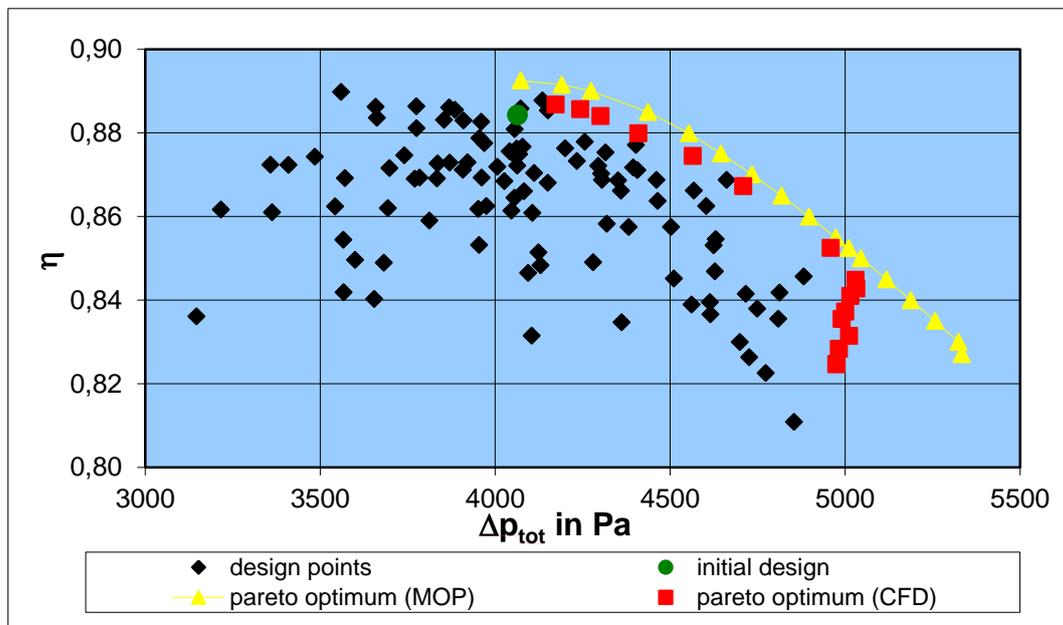


Abbildung 8: Paretofront für $\eta_{is}=f(\Delta p_{tot})$

Die ermittelte Paretofront (gelb in Abbildung 8) wurde anschließend durch CFD-Berechnungen (rot in Abbildung 8) validiert. Dabei zeigten sich große

Abweichungen für den Bereich großer Drücke beziehungsweise kleiner Volumenströme (Teillastbereich). In diesem Teillastbereich ist die Kennlinie einer Turbomaschine durch Instabilitäten (Rotating Stall) gekennzeichnet. Steigt der Druck zu stark an, stagniert der Volumenstrom und bricht schlussendlich zusammen. Die verwendeten stationären Berechnungsmodelle sind in diesem Bereich nur begrenzt aussagefähig.

Die Darstellung der Laufradformen entlang der Paretofront (zunehmende Totaldruckdifferenz) zeigt, dass die Schaufeln mit zunehmender Totaldruckdifferenz in Drehrichtung gekrümmt werden.

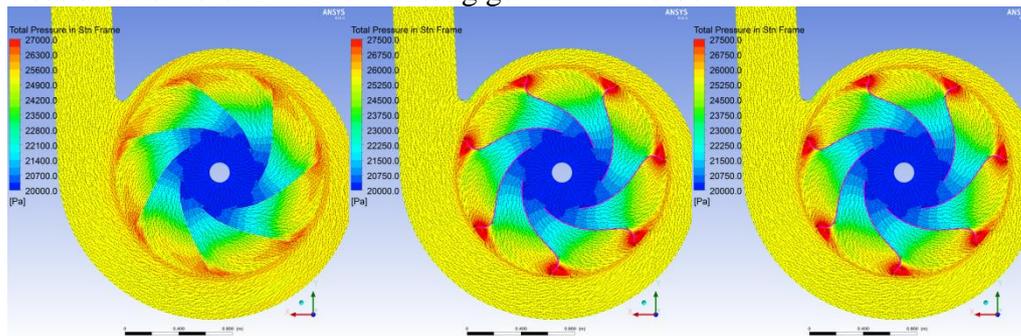


Abbildung 9: Laufradformen entlang der Paretofront für $\eta_{is}=f(\Delta p_{tot})$

3 Zusammenfassung

Das vorgestellte Beispiel zeigt, dass die Leistungsfähigkeit eines Radialventilators gegebener Baugröße mit Hilfe von optiSLang und ANSYS CFD sicher vorhergesagt werden kann. Ausgehend von einem analytischen, überschlägigen Design wurde für einen geforderten Betriebspunkt (Drehzahl, Volumenstrom) die Paretofront $\eta_{is}=f(\Delta p_{tot})$ sicher bestimmt. Abweichungen zeigten sich dabei im Teillastbereichs. Die ermittelte und nachgerechnete Pareto-Front ermöglicht es dem Anwender den Radialventilator gezielt für abweichende Förderaufgaben (variierte Totaldruckdifferenz) anzupassen.

Die geforderte Totaldruckerhöhung und der geforderte Wirkungsgrad konnten knapp erreicht werden.

4 Referenzen/Literaturangaben

WEITZ, W.;KÜTTNER, K.-H.: *Dubbel-Taschenbuch für den Maschinenbau*. Berlin, Germany : Springer Verlag, 1990

JOßBERGER, S: *Multidisziplinäre Optimierung in der CFD*. Universität München, Bachelorarbeit, 2012

BOMMES, L.;REINARTZ, D.: Entwurfspolynome zur optimalen Auswahl und Bemessung von Industrieventilatoren. In: *Tagungsband V. Wissenschaftlich-Technische Konferenz "Industrieventilatoren"*. Zakopane, Polen, Oktober 1997