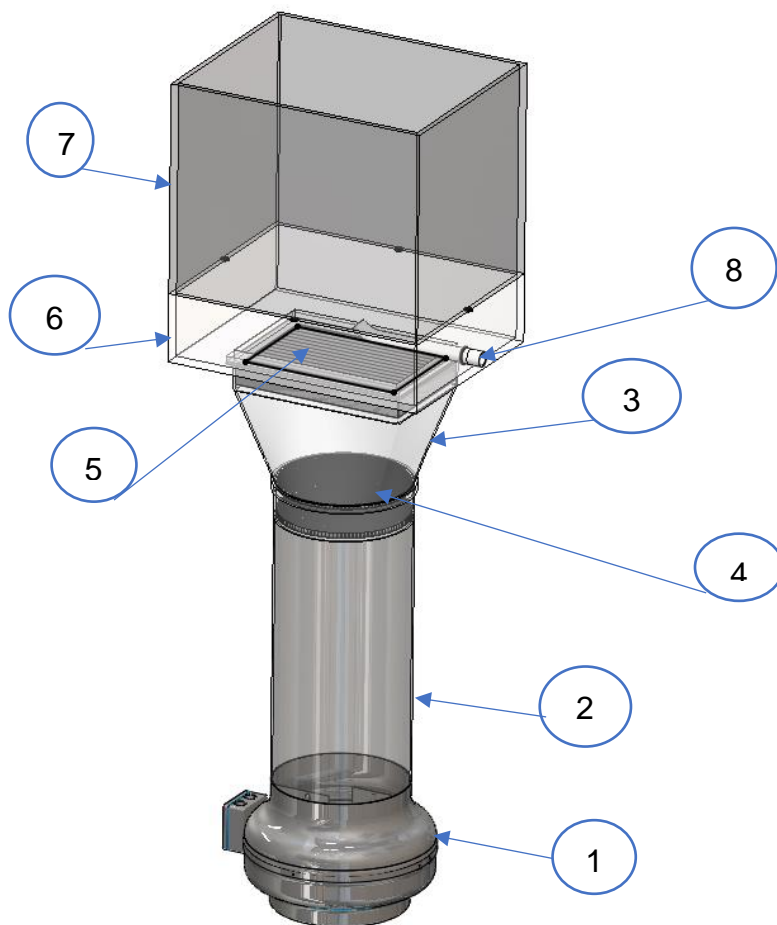


In meiner Bachelorarbeit baue ich einen Strömungsprüfstand, um den Luftablenkungswinkel von durchströmten Streckmetallgittern zu prüfen. Eine Aufgabe hierbei ist neben CFD-Simulationen, welche schon gemacht worden sind, das Rohrsystem zu berechnen. (Bernoulli-Gleichung). Hierbei steht bis jetzt folgender Aufbau:

Ein Rohrlüfter (1) bläst Luft in ein Rohr (2). Dieses Rohr mündet in ein Übergangsstück (Diffusor) (3) von Kreisrundem auf rechteckigen Querschnitt. In das Adapterstück sind 2 Lochplatten (4) eingebracht, welche als Strömungsgleichrichter dienen. Über dem Adapterstück ist ein Lamellengitter (5) befestigt für die eventuelle Verstellung der Strömungsrichtung. Hiernach weitet sich der Rohrquerschnitt plötzlich auf, indem er in eine Prüfkammer mündet. Diese ist in 2 Teile geteilt (6) (7). An der Trennebene ist der spätere Prüfbereich mit Prüfkörperaufnahme. Das gesamte System besteht aus verschiedenen Kunststoffen (PVC, PA, PMMA). Um die Strömung zu visualisieren wird eine Nebellanze (8) in die Strömung gesellt, welche in der Berechnung jedoch nicht berücksichtigt wird.



Sie können davon ausgehen, dass die Geometriedaten und anfangs angenommenen Geschwindigkeiten, sowie die Daten des Lüfters korrekt sind. Primär wüsste ich gerne ob Art und Ablauf der Rechnung richtig sind bzw. ob das Gesamtsystem sowie die einzelnen Komponenten sowie deren Verluste so berechnet werden. Dem besseren Verständnis halber werde ich in der Rechnungsdatei rote Kommentare hinzufügen, um alle Zusammenhänge zu verstehen.

## 5.5 Lüfterauslegung

Um für den Prüfstand einen geeigneten Lüfter zu finden ist es notwendig, mithilfe einer Rechnung geeignete Lüfterkennwerte für die geforderten Spezifikationen zu finden. Auf Basis des Ergebnisses wird dann im Folgenden ein geeigneter Lüfter ausgewählt. Da die Ausgangsgröße, auf welcher die Rechnung basiert, die Geschwindigkeit im Prüfbereich der Prüfkammer ist, wird ein diesbezüglich nötiger Volumenstrom des Lüfters berechnet. Wie in Kapitel 3 angesprochen, beträgt die im PKW typische Strömungsgeschwindigkeit von Lüftungen unter  $5 \frac{m}{s}$ . Somit gehen wir in der Rechnung von einer mittleren Geschwindigkeit von  $2,5 \frac{m}{s}$  aus. Bei dem Prüfstand kann von einer quasi-stationären Strömung ausgegangen werden, da die Strömungsbedingungen sich zeitlich gesehen nicht ändern und der Prüfstand quasi keine der eingeströmten Luft „verliert“. (Vgl. [26], S.64) Somit kann weitergehend mit der Kontinuitätsgleichung gerechnet werden.

$$v_1 * A_1 * \rho_1 = v_2 * A_2 * \rho_2 \quad (1)$$

Da bekanntlich bei Geschwindigkeiten von  $Ma < 0,3$  ( $\sim 102,9 \frac{m}{s}$ ) die Kompressibilität von Gasen nicht mitberücksichtigt werden muss, bleiben die Dichten des Fluids im Prüfstand in der Rechnung an allen Stellen gleich. Somit ergibt sich folgende Gleichung für inkompressible Fluide. (Vgl. [26], S.66)

$$v_1 * A_1 = v_2 * A_2 \quad (2)$$

Um spätere Gleichungen berechnen zu können, muss für den oberen Abschnitt des Prüfstandes ein hydraulischer Ersatzdurchmesser berechnet werden, da der Querschnitt der Prüfkammer rechteckig ist. „Um die Kreisrohrformel jedoch möglichst allgemein anwenden zu können, wird für unrunde Querschnitte ein solches Ersatzrundrohr gesucht, das Strömungsmechanisch gleichwertig ist.“ (Vgl. [27], S. 148/149)

$$d_{hyd} = \frac{2*a*b}{a+b} = \frac{2*480mm*380mm}{480mm+380mm} = 424,2mm \quad (3)$$

Somit folgt für die Fläche  $A_2$ :

$$A_2 = \pi * \frac{d^2}{4} = \pi * \frac{(424,2mm)^2}{4} = 141328.98mm^2 \approx 0,141m^2 \quad (4)$$

Die Kontinuitätsgleichung wird jedoch mit dem wahren Querschnitt  $A_2$  berechnet. Dieser beträgt:

$$A_2 = 480mm * 380mm = 182400mm^2 = 0,1824m^2$$

Für die Fläche  $A_1$  mit einem Innendurchmesser des Rundrohres von 237,6 mm folgt:

$$A_1 = \pi * \frac{d^2}{4} = \pi * \frac{(237,6)^2}{4} = 44338,68mm^2 \approx 0,044m^2 \quad (4)$$

Somit kann mithilfe der umgeformten Kontinuitätsgleichung für kompressible Fluide (2) die nötige Geschwindigkeit unmittelbar nach dem Lüfteraustritt berechnet werden.

$$v_1 = \frac{v_2 * A_2}{A_1} = \frac{2,5 \frac{m}{s} * 0,1842m^2}{0,044m^2} = 10,466 \frac{m}{s} \quad (2)$$

Somit ergibt sich für den nötigen Volumenstrom des Lüfters:

$$\dot{V} = v_1 * A_1 = 8,011 \frac{m}{s} * 0,044m^2 = 0,461 \frac{m^3}{s} = 1657,81 \frac{m^3}{h} \quad (5)$$

Da jedoch wie in Abb. 37 gezeigt, schon bei einem Volumenstrom von  $860 \frac{m^3}{h}$  die Strömung leicht gestört wird, ist es eher kontraproduktiv einen so hohen Volumenstrom einzustellen. Es ist förderlicher den Volumenstrom und somit die Strömungsgeschwindigkeit zu senken um eine ungestörte, gleichmäßige, turbulenzarme Strömung zu erzeugen. Deshalb wird der in Kapitel 5.3.5 konfigurierte Lüfter für den Prüfstand mit einem Volumenstrom von  $860 \frac{m^3}{h} = 0,239 \frac{m^3}{s}$  verwendet.

Somit beträgt die Strömungsgeschwindigkeit direkt am Lüfter: **Abb. 37 war eine CFD-Simulation, welche gezeigt hat, dass bei 860 m³/h schon anfänglich Strömungsstörungen bzw. Turbulenzen vorhanden sind.**

$$v_1 = \frac{\dot{V}}{A_1} = \frac{0,239 \frac{m^3}{s}}{0,044 m^2} = 5,432 \frac{m}{s} \quad (5)$$

Durch Anwendung des Kontinuitätsgesetzes ergibt sich für die Strömungsgeschwindigkeit im Prüfbereich:

$$v_2 = \frac{v_1 * A_1}{A_2} = \frac{5,432 \frac{m}{s} * 0,044 m^2}{0,1842 m^2} = 1,298 \frac{m}{s} \quad (2)$$

Die Strömungsgeschwindigkeit ist somit etwas gering aber immer noch im Bereich einer realen PKW-Lüftung. Dieser Kompromiss muss eingegangen werden, da eine turbulenzarme Strömung für den Messprozess zwingend notwendig ist.

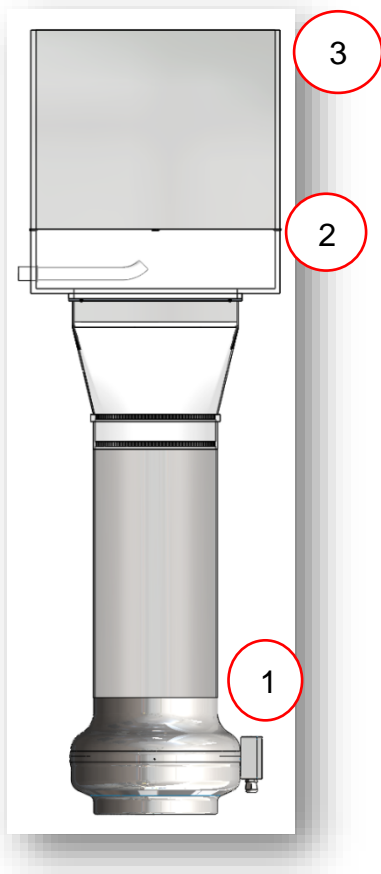
## 6 Fluidmechanische Berechnung des Systems

Um die Fluidmechanischen Parameter des Prüfstandes berechnen zu können, gilt es zunächst die darin vorkommenden Strömungen bzgl. ihrer Haupteigenschaften zu charakterisieren. Dies erfolgt analog dem üblichen Ablauf. (Vgl. [26], S. 63ff.)

Zunächst muss allgemein charakterisiert werden, ob eine interne oder externe Strömung vorliegt. Da der Prüfstand durch eine Rohrströmung funktioniert, herrscht im Strömungssystem des vorliegenden Projekts eine interne Strömung. Weiterhin ist es wichtig festzulegen, dass die Strömung im Prüfstand aufgrund der niedrigen Strömungsgeschwindigkeit als inkompressibel betrachtet werden kann (Kapitel 5.5). Zusätzlich kann, wie in Kapitel 5.5 bereits begründet, die Rohrströmung als quasi-stationär angenommen werden. Darüber hinaus ist es für die Berechnung eines solchen Systems wichtig, die Art der Konvektion zu bestimmen. Da der Prüfstand nur durch einen externen Lüfter funktioniert, liegt hier eine erzwungene Konvektion vor. (Vgl. [26], S.63ff.) Weiterhin muss ein Rechnungssystem bestimmt werden, nach welchem das System berechnet wird. Hierbei wird aus Näherungsgründen eine eindimensionale Art der Strömung gewählt. (Vgl. [26], S.64) Als letzter Schritt der Strömungscharakterisierung muss der Reibungseinfluss festgelegt werden. Das System wird hierbei mit Einfluss von Reibung, also im Sinne eines realen Fluids

berechnet. Die Berechnung ist somit deutlich aufwendiger, jedoch können Einbauten und Diffusoren etc. bzgl. großen Einflusses auf die Strömung nicht vernachlässigt werden. (Vgl. [26], S.64)

Für die Berechnung des Systems an sinnvollen, vorgegebenen Stellen des Prüfstandes wird die erweiterte Bernoulli-Gleichung für reale Fluide mit erzwungener Konvektion verwendet. Vor der Berechnung müssen zunächst mehrere Punkte im Prüfstand ausgewählt werden, an welchen die fluidmechanischen Grundgrößen wie Strömungsgeschwindigkeit und Druck rechnerisch ermittelt werden sollen. Zusätzlich sollten diese Punkte so gelegt werden, dass sich die Berechnung möglichst unkompliziert gestaltet.



**Abbildung 1: Einteilung der Rohrströmung für die Berechnung [6]**

Als Ausgangspunkt der Berechnung wird eine Stelle unmittelbar über dem Lüfteraustritt gewählt. Hier sind alle zur Berechnung notwendigen Daten dem Datenblatt des Lüfters entnehmbar. Dies vereinfacht die Rechnung. Als zweiten Punkt muss eine Stelle gewählt werden, welche direkt im Prüfbereich liegt. Hier sollen alle Fluidmechanisch relevanten Größen ermittelt werden, um den Prüfstand zu

charakterisieren. Der dritte Punkt der Berechnung ist die Austrittsstelle des Rohrsystems, da hier ebenfalls eine Vielzahl an Werten bekannt sind. Zudem ist es wichtig, das gesamte Rohrsystem, von Anfang bis Ende der Konvektion, numerisch darzustellen. Um Kennwerte an Punkt 2 zu bestimmen, wird zunächst die erforderliche Bernoulli-Gleichung zwischen Punkt 1 und Punkt 2 aufgestellt.

$$p_{dyn1} + p_{hyd1} + p_{stat1} + p_{lüfter} = p_{dyn1} + p_{hyd1} + p_{stat1} + \Delta p_{\xi} + \Delta p_{\lambda} \quad (6)$$

Hierbei werden alle notwendigen Druckwerte wie der dynamische Druck, der aerostatische Druck sowie der statische Druck berücksichtigt. (Vgl. [26], S.98) Aufgrund der Konvektionsart kommt zusätzlich der durch den Lüfter verursachten Druck hinzu. Darüber hinaus müssen aufgrund der Annahme eines realen Fluides die Reibungsverluste berücksichtigt werden. Der Verlust mit dem Index Zeta beschreibt hierbei den Druckverlust durch Einbauten oder Querschnittsänderungen etc. Der Index Lambda beschreibt den Verlust durch Rohrreibung. Durch Einsetzen der Einzelgleichungen in (6) ergibt sich Gleichung (7) (Vgl. [28])

$$\frac{v_1^2 \rho}{2} + \rho * g * h_1 + p_1 + \frac{P_p * \rho}{\dot{m}} = \frac{v_2^2 \rho}{2} + \rho * g * h_2 + p_2 + \frac{\xi * v_2^2 * \rho}{2} + \frac{\lambda * L * v_2^2 * \rho}{d * 2} \quad (7)$$

Die Dichte wird aufgrund der Inkompressibilität als im gesamten System konstant angenommen. Darüber hinaus können die Geschwindigkeit, sowie die nötigen Daten für die Berechnung des Pumpendruckes an Berechnungspunkt 1 dem Datenblatt des Lüfters entnommen werden (Anhang 1). Die geodätische Höhe an Punkt 1 beträgt 0m. Auf der rechten Seite des Terms kann die Geschwindigkeit referent zum vorherigen Kapitel 5.5 angenommen werden. Die geodätische Höhe kann dem CAD-Modell entnommen werden und beträgt 0,943m. Der Druckverlust durch Rohrreibung sowie durch Einbauten wie den Diffusor, den Laminarisator und die plötzliche Querschnittsänderung können separat berechnet werden. Die Gleichung wird dann anschließend auf den statischen Druck an Punkt 2  $p_2$  umgeformt. Weiterführend müssen die verschiedenen Reynoldszahlen berechnet werden. (Vgl. [29]) Die verwendeten Werte stammen aus Kapitel 5.5 bzw. aus Datenblättern und dem CAD-Modell. Die Kennwerte für Luft entstammen ebenfalls aus einem Datenblatt. (Vgl. [30]) Im Anfangsrohr ergibt sich:

$$RE_{Rundrohr} = \frac{v * d}{\nu} = \frac{5,432 \frac{m}{s} * 0,25m}{158,2 * 10^{-7} \frac{m^2}{s}} = 8,6 * 10^4 \quad (8)$$

Für die Prüfkammer:

$$RE_{Kammer} = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{1,694 \frac{m}{s} \cdot 0,424 m}{158,2 \cdot 10^{-7} \frac{m^2}{s}} = 6,7 \cdot 10^4 \quad (8)$$

Analog zu Gleichung (3) beträgt der Hydraulische Durchmesser des Rechteckquerschnittes vor der Prüfkammer 0,268m. Der mittlere Durchmesser des Diffusors beträgt somit:

$$d = \frac{0,25m + 0,268m}{2} = 0,259m. \quad (9)$$

Mittels Kontinuitätsgleichung kann die Geschwindigkeit in der Vorkammer berechnet werden.

$$v = \frac{\frac{\pi}{4} \cdot (0,424m)^2 \cdot 1,694 \frac{m}{s}}{\frac{\pi}{4} \cdot (0,268m)^2} = 4,24 \frac{m}{s}. \quad (2)$$

Somit beträgt die mittlere Geschwindigkeit im Diffusor

$$v = \frac{5,432 \frac{m}{s} + 4,24 \frac{m}{s}}{2} = 4,836 \frac{m}{s}. \quad (9)$$

Die Einzelnen Reynoldszahlen betragen somit:

$$RE_{Diffusor} = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{4,836 \frac{m}{s} \cdot 0,259m}{158,2 \cdot 10^{-7} \frac{m^2}{s}} = 7,9 \cdot 10^4 \quad (8)$$

$$RE_{Vorkammer} = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{4,24 \frac{m}{s} \cdot 0,268m}{158,2 \cdot 10^{-7} \frac{m^2}{s}} = 7,2 \cdot 10^4 \quad (8)$$

Reynoldszahlen über der kritischen Reynoldszahl (>2300) bedeuten normalerweise eine turbulente Strömung. Jedoch gelingt es, trotz Reynoldszahlen von >10000 laminare Strömungen zu erzeugen. (Vgl. [31]) Dies kann beispielsweise in Windkanälen durch Laminarisatoren erreicht werden. Aufgrund der hohen Reynoldszahlen muss jedoch in der weiterführenden Rechnung die Turbulenz mitberücksichtigt werden. Um die Rohrreibungsverluste zu berechnen, müssen zunächst die Rohrreibungszahlen bestimmt werden. Diese werden aus dem Colebrook-Diagramm abgelesen. (Vgl. [26], S.123ff.) Als Sandrauigkeit  $k$  wird konstant 0,003 angenommen. (Vgl. [26], S.123ff.) Die einzelnen Durchmesser sind bekannt. Somit ergibt sich für das Rundrohr am Anfang  $\lambda = 0,04$ . Für die Prüfkammer ergibt sich somit  $\lambda = 0,0345$ . Die Rohrreibungszahl im Diffusor beträgt  $\lambda = 0,041$ . Für die

Vorkammer ergibt sich  $\lambda = 0,0415$ . Die Druckverluste durch Rohrreibung betragen somit:

$$\Delta p_{\lambda \text{Rundrohr}} = \frac{\lambda * L * \rho * v^2}{2 * d} = \frac{0,04 * 0,5m * 1,2041 \frac{kg}{m^3} * 5,432 \frac{m}{s}}{2 * 0,25m} = 0,261Pa \quad (10)$$

$$\Delta p_{\lambda \text{Kammer}} = \frac{\lambda * L * \rho * v^2}{2 * d} = \frac{0,0345 * 0,12m * 1,2041 \frac{kg}{m^3} * 1,694 \frac{m}{s}}{2 * 0,268m} = 0,02Pa \quad (10)$$

$$\Delta p_{\lambda \text{Diffusor}} = \frac{\lambda * L * \rho * v^2}{2 * d} = \frac{0,041 * 0,175m * 1,2041 \frac{kg}{m^3} * 4,836 \frac{m}{s}}{2 * 0,259m} = 0,08Pa \quad (10)$$

$$\Delta p_{\lambda \text{Vorkammer}} = \frac{\lambda * L * \rho * v^2}{2 * d} = \frac{0,0415 * 0,078m * 1,2041 \frac{kg}{m^3} * 4,24 \frac{m}{s}}{2 * 0,268m} = 0,003Pa \quad (10)$$

Die Summe der einzelnen Rohrreibungsverluste ist somit:

$$\Delta p_{\lambda \text{gesamt}} = 0,364Pa$$

Im darauffolgenden Schritt müssen die Druckverluste durch Einbauten etc. berechnet werden. Der Laminarisor hat, wie im CAD-Modell ersichtlich, eine freie Oberfläche von:

$$\frac{1042 * \pi * (2,5mm)^2}{\pi * (242mm)^2} = 0,44 = 44\% \quad (11)$$

Die Strömungsgeschwindigkeit im Strömungsgleichrichter beträgt laut dem Kontinuitätsgesetz:

$$v = \frac{5,432 \frac{m}{s}}{0,44} = 12,345 \frac{m}{s} \quad (2)$$

Somit kann durch Anwendung der Gleichung für Lochplatten ein Zeta-Wert von 3,56 ermittelt werden. (Vgl. [7], S.216) Die hierfür notwendigen Abmaße stammen aus den CAD-Modell. **Formel stammt aus Bohl/Elmendorf „Technische Strömungslehre“, 15. Auflage.**

$$\xi = \frac{\frac{s}{t}}{(1 - \frac{s}{t})^2} * 0,8 = \frac{\frac{5mm}{8mm}}{(1 - \frac{5mm}{8mm})^2} * 0,8 = 3,56 \quad (12)$$

Der Druckverlust durch den doppelten Gleichrichter beträgt dann:

$$\Delta p_{\xi \text{Laminarisor}} = \frac{\xi * \rho * v^2}{2} * 2 = \frac{3,56 * 1,2041 \frac{kg}{m^3} * 12,345 \frac{m}{s}}{2} * 2 = 52,92Pa \quad (13)$$



Zusätzlich müssen die Druckverluste durch den Diffusor, die plötzliche Querschnittsänderung sowie das Lamellengitter berechnet werden. Die Zeta-Werte werden mithilfe von Diagrammen ermittelt. (Vgl. [32]) Die Geometriewerte entstammen dem CAD-Modell. Für die plötzliche Querschnittsänderung ist eine mittlere Strömungsgeschwindigkeit notwendig.

$$v = \frac{4,24 \frac{m}{s} + 1,694 \frac{m}{s}}{2} = 2,96 \frac{m}{s} \quad (9)$$

Somit können die Druckverluste berechnet werden. (Vgl. [33])

$$\Delta p_{\xi \text{Diffusor}} = \frac{\xi \cdot \rho \cdot v^2}{2} = \frac{2,15 \cdot 1,2041 \frac{kg}{m^3} \cdot 4,836 \frac{m}{s}}{2} = 6,26 Pa \quad (13)$$

$$\Delta p_{\xi \text{Quersch.änd.}} = \frac{\xi \cdot \rho \cdot v^2}{2} = \frac{0,375 \cdot 1,2041 \frac{kg}{m^3} \cdot 4,24 \frac{m}{s}}{2} = 0,96 Pa \quad (13)$$

$$\Delta p_{\xi \text{Gitter}} = \frac{\xi \cdot \rho \cdot v^2}{2} = \frac{7 \cdot 1,2041 \frac{kg}{m^3} \cdot 2,96 \frac{m}{s}}{2} = 12,47 Pa \quad (13)$$

Der Gesamtdruckverlust beträgt resultierend:

$$\Delta p_{\xi \text{gesamt}} = 72,61 Pa$$

Somit lässt sich die Gleichung (7) auf  $p_2$  auflösen und berechnen:

$$p_2 = \frac{v_1 \cdot \rho}{2} + \rho \cdot g \cdot h_1 + p_1 + \frac{P_p \cdot \rho \cdot \mu}{\dot{m}} - \frac{v_2 \cdot \rho}{2} - \rho \cdot g \cdot h_2 - \Delta p_{\xi \text{gesamt}} - \Delta p_{\lambda \text{gesamt}} \quad (7)$$

$$p_2 = \frac{5,432 \frac{m}{s} \cdot 1,2041 \frac{kg}{m^3}}{2} + 1,2041 \frac{kg}{m^3} \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} \cdot 0m + 125 Pa + \frac{97W \cdot 1,2041 \frac{kg}{m^3} \cdot 0,303}{0,287 \frac{kg}{s}} - \frac{1,694 \frac{m}{s} \cdot 1,2041 \frac{kg}{m^3}}{2} - 1,2041 \frac{kg}{m^3} \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} \cdot 0,943m - 72,61 Pa - 0,364 Pa = 136,447 Pa \quad (7)$$

Somit steigt der Statische Druck von Punkt 1 auf Punkt 2 um  $11,447 Pa$  an, was an der Verringerung der Strömungsgeschwindigkeit und der Erhöhung des Kanalquerschnittes liegt. (Vgl. [26], S.102) Der statische Druck nach dem Lüfter beträgt laut Datenblatt  $125 Pa$ .

Die Werte an Punkt 3 sind ohne Rechnung bestimmbar. Der statische Druck beträgt hier  $0 Pa$ , da eine offene Stelle des Kanals vorliegt. Die Strömungsgeschwindigkeit ist aufgrund des Kontinuitätsgesetzes dieselbe wie an Punkt 2.

Die Haupteinflussgrößen des Prüfstandsystems sind somit berechnet.