

Bachelor-Thesis

**Auslegung einer stationären Luftförderanlage  
für den Kraftwerksbetrieb im  
Braunkohlenkraftwerk Neurath der RWE Power AG**

Peter Konieczny  
Matr.-Nr. 466 120

Grevenbroich

01. Oktober 2007

**Betreuender Professor**

Prof. Dr.-Ing. Frank Kameier  
Strömungstechnik und Akustik  
Fachbereich 4  
Maschinenbau und Verfahrenstechnik  
Josef-Gockeln-Str. 9  
40474 Düsseldorf

<http://fs.muv.fh-duesseldorf.de>

**Prüfer**

Dipl.-Ing. Robert Edwin  
RWE Power AG  
Abteilung PKF-AL  
Energistr.  
41517 Grevenbroich

<http://www.rwe.com>

## Erklärung

Hiermit erkläre ich, Peter Konieczny, dass diese Arbeit von mir selbständig verfasst und nur mit den angegebenen Hilfsmitteln erstellt wurde.

Bei dieser Arbeit handelt es sich um ein von Seiten der Fachhochschule Düsseldorf unredigiertes und nicht korrigiertes Exemplar.

Ort, Datum \_\_\_\_\_ Unterschrift \_\_\_\_\_



---

**Prof. Dr.-Ing. Frank Kameier**

Strömungstechnik und Akustik  
Fachbereich 4  
Maschinenbau und Verfahrenstechnik  
Josef-Gockeln-Str. 9  
40474 Düsseldorf

Phone (0211) 4351-448  
Fax (0211) 4351-468  
E-Mail [Frank.Kameier@fh-duesseldorf.de](mailto:Frank.Kameier@fh-duesseldorf.de)  
<http://ifs.muv.fh-duesseldorf.de>

Düsseldorf, den 31.05.2007

Thema einer Bachelor-Thesis  
für  
Herrn  
Peter Konieczny  
Matrikel-Nr. 466 120

**Auslegung einer stationären Luftförderanlage für den Kraftwerksbetrieb  
im Braunkohlenkraftwerk Neurath der RWE Power AG**

Im Bekohlungsvorbau des Kraftwerkes Neurath werden die Kohlebunker der einzelnen Kraftwerksblöcke per Bandanlagen mit zuvor zerkleinerter Braunkohle versorgt. Dabei fällt eine große Menge an Kohlenstaub an, die sich auf allen Flächen niederschlägt. Aufgrund der Explosionsgefahr des sehr feinkörnigen Staubes muss er täglich mit Saugschläuchen abgesaugt werden. Die vorhandenen Saugleitungen sind an ein Saugfahrzeug angeschlossen, welches durch eine stationäre Sauganlage ersetzt werden soll.

Die Sauganlage wird in der Bekohlung errichtet. Aus Sicherheitsgründen muss sie über eine Explosionsschutzausrüstung verfügen. Der Staubaustrag wird vollautomatisch über die vorhandenen Förderbänder erfolgen.

Folgende Schritte sind für die Bearbeitung erforderlich:

- Erarbeitung eines Projektzeitplans
- Einarbeitung in die Literatur zur Strömungsverlustberechnung, pneumatischen Flugförderung, Explosionsschutz
- Auswertung der auftretenden Staublast und des vorhandenen Saugrohrleitungssystems
- Theoretische und praktische Auslegung der benötigten Gebläseleistung
- Entwurf eines Staubabscheidesystems mit Filterabreinigungseinrichtung

## **Vorwort**

Diese Arbeit wurde mir durch die Abteilung Auftragsleitstelle, Querschnittsfunktionen des Kraftwerks Neurath (PKF-AL) ermöglicht. Herrn Edwin, dem Leiter der Abteilung, sage ich für die Betreuung der Arbeit meinen Dank.

Desweiteren gilt mein Dank auch allen Mitarbeitern der Abteilung PKF-AL sowie den Fremdfirmen-Angestellten, die mir mit Rat und Tat zur Seite standen.

Ebenfalls bedanke ich mich bei Herrn Prof. Dr. Kameier für die Betreuung der Arbeit an der Fachhochschule Düsseldorf.



## Zusammenfassung

- Zur Gewährleistung von Flugförderung im horizontalen Förderrohr muss bei den auftretenden Partikelgrößen eine Mindestluftgeschwindigkeit von  $c_{min} = 35 \text{ m/s}$  erreicht werden. Dies wird bei Einhaltung der Auslegungsvorgaben im vorhandenen Rohrleitungssystem erfüllt. (Kapitel 5.3.2)
- Die theoretischen Strömungsberechnungen wurden durch die Messungen bestätigt. Geringe Abweichungen führen kaum zu Unterschieden bei der Bestimmung der benötigten Förderleistung. (Kapitel 5.5.1)
- Der Einfluss der Falschlufansaugung auf die Strömungsverhältnisse kann simuliert werden, ohne dass direkte Messungen des Falschlufvolumenstroms durchgeführt wurden. (Kapitel 5.5.1)
- Die vorhandene Sauganlage ist für einen Volumenstrom am Gebläse  $\dot{V} = 2100 \text{ m}^3/\text{h}$  ausgelegt. Bei der Messung werden jedoch nur Volumenströme im Bereich von  $\dot{V} \approx 1300 \text{ m}^3/\text{h}$  ermittelt. (Kapitel 5.4.6)
- Der Einfluss der Rohrrauigkeit hat keinen großen Einfluss auf die berechnete Förderleistung. (Kapitel 5.5.2)
- Zur Einhaltung der Auslegungsvorgaben ist eine Kupplungsleistung am Gebläse von  $P_K = 39,4 \text{ kW}$  ausreichend. Die elektrische Motorleistung muss dazu  $P_{el} = 45,0 \text{ kW}$  betragen. (Kapitel 5.7)
- Die Verlängerung der Sammelleitung führt zu einem geringen Anstieg der benötigten Förderleistung. Beispielsweise steigt sie bei einer Verlängerung um  $150 \text{ m}$  nur um ca.  $0,7 \text{ kW}$ . (Kapitel 5.7)

# Inhaltsverzeichnis

<b>Vorwort</b>	<b>1</b>
<b>Zusammenfassung</b>	<b>2</b>
<b>Inhaltsverzeichnis</b>	<b>3</b>
<b>1. Einleitung</b>	<b>5</b>
<b>2. Aufgabenstellung</b>	<b>6</b>
<b>3. Kraftwerk Neurath und das rheinische Braunkohlenrevier</b>	<b>7</b>
<b>4. Braunkohlenstaub</b>	<b>12</b>
4.1 Entstehung	13
4.2 Gefährdung	15
4.3 Beseitigung	16
<b>5. Auslegung einer Saugförderanlage</b>	<b>17</b>
5.1 Saugfläche und Staubmenge	18
5.2 Vorhandenes Rohrleitungssystem	24
5.2.1 Aufbau	24
5.2.2 Falschlufansaugung	28
5.2.3 Isometrische Gesamtzeichnung	29
5.3 Theoretische Berechnung	30
5.3.1 Strömungstheorie	30
5.3.2 Pneumatische Flugförderung	38
5.3.3 Getroffene Annahmen	42
5.3.4 Bestimmung des Druckverlusts	45
5.3.4.1 Strömungsverhältnisse	46
5.3.4.2 Druckverlust durch Luftströmung	48
5.3.4.3 Druckverlust durch Feststofftransport	56
5.3.4.4 Exemplarischer Auszug der EXCEL-Berechnungen	58
5.3.5 Theoretische Gebläseleistung	63

5.4	Nachweis der tatsächlichen Volumenströme .....	67
5.4.1	Versuchsaufbau .....	67
5.4.2	Messung der statischen und dynamischen Drücke .....	68
5.4.3	Bestimmung der Luftfeuchte .....	70
5.4.4	Volumenstrom nach vereinfachtem Rechenansatz .....	72
5.4.5	Volumenstrom nach ausführlicher Betrachtung .....	73
5.4.6	Messergebnisse .....	74
5.5	Vergleich von Theorie und Messung .....	76
5.5.1	Simulation der Messergebnisse .....	76
5.5.2	Überprüfung der Berechnungsannahmen .....	83
5.6	Auslegung eines Staubabscheiders .....	85
5.6.1	Zyklon .....	85
5.6.2	Abreinigungsfilter .....	86
5.7	Erforderliche Gesamtsaugleistung der Anlage .....	88
<b>6.</b>	<b>Literaturverzeichnis .....</b>	<b>89</b>
<b>7.</b>	<b>Verzeichnis der Abkürzungen und Formelzeichen .....</b>	<b>91</b>
<b>8.</b>	<b>Verzeichnis der Abbildungen und Tabellen .....</b>	<b>93</b>
<b>9.</b>	<b>Anhang .....</b>	<b>95</b>

## 1. Einleitung

Die RWE Power AG betreibt im rheinischen Braunkohlenrevier fünf Großkraftwerke und drei Tagebaue. Die aus den Tagebauen entnommene Braunkohle wird mit der werkseigenen Eisenbahn oder direkt per Förderband in die Kraftwerke geliefert und dort entweder in Graben- oder in Schlitzbunkern zwischengelagert.

Von dort aus wird die Kohle in die Brecherei befördert und anschließend in zerkleinertem Zustand durch Förderbänder in den Bekohlungszwischenbau transportiert. Dieser liegt zwischen der Maschinenhalle und dem Kesselhaus des Kraftwerks. In der Maschinenhalle befindet sich die Dampfturbine zur Stromerzeugung. Im Kesselhaus ist der Dampferzeuger untergebracht, in dem die Kohle verfeuert wird.

Ein Kraftwerk ist aus mehreren eigenständigen Blöcken aufgebaut. Jeder Block bildet eine Einheit aus Dampferzeuger, Turbine mit Generator, Elektrofilter, Rauchgaswäscher, Kühlturm sowie einer Vielzahl von anderen Komponenten.

Die zu verfeuernde Kohle muss auf die Tagesbunker der einzelnen Blöcke verteilt werden. Beim Transport und der Übergabe der Kohle auf andere Förderbänder entsteht dabei im Bekohlungsvorbau eine große Menge an Braunkohlenstaub.

Diese Staubentwicklung verursacht große Verschmutzungen in der gesamten Anlage sowie auf Boden- und Wandflächen. Der Braunkohlenstaub ist sehr feinkörnig und in verwirbeltem Zustand mit Luftsauerstoff hoch explosiv. Außerdem ist er durch seine geringe Körnung äußerst lungengängig und damit eine Belastung für die Arbeitnehmer in diesem Bereich.

Deshalb muss der entstandene Staub täglich entfernt werden. Dies geschieht mittels saugender Reinigung, bei der das Material mit Unterdruck entfernt wird. Dazu sind im gesamten Bekohlungsvorbau Saugleitungen verlegt, an denen das Reinigungspersonal Saugschläuche mit Düsen anbringen und damit den Staub absaugen kann.

Im Kraftwerk Neurath wird die erforderliche Saugleistung von einer mobilen Saugeinheit zur Verfügung gestellt. Diese befindet sich in einiger Entfernung zum Bekohlungsvorbau und muss in bestimmten Intervallen entleert werden. Zur Vereinfachung der Arbeitsabläufe und zur Kostenersparnis ist es sinnvoll, die vorhandene Saugeinheit durch eine stationäre Sauganlage zu ersetzen. Dies hat folgende Vorteile:

- Direkter und automatisierter Austrag des Sauggutes auf die Bekohlungsbander
- Geringere Anschaffungskosten im Vergleich zur mobilen Saugeinheit
- Bereitstellung der mobilen Saugeinheit für weitere Saugleitungsanschlüsse

## 2. Aufgabenstellung

Ziel dieser Arbeit ist die Auslegung einer stationären Sauganlage im Bekohlungsvorbau des Kraftwerks Neurath. Die Anlage soll in naher Zukunft bestellt und an einer sinnvollen Stelle installiert werden.

Hierfür muss die benötigte Saugleistung der Anlage bestimmt werden. Um die vorhandene mobile Saugereinheit ersetzen zu können, werden ihre Auslegungsvorgaben übernommen. Dazu zählen der erforderliche Volumenstrom, die maximale Anzahl gleichzeitiger Saugstellen sowie die maximale Sauggutmenge.

Folgende Vorgehensweise wird zur Bestimmung der Saugleistung gewählt:

1. Erfassung des Staubaufkommens und des vorhandenen Rohrleitungssystems
2. Theoretische Berechnung der zu erwartenden Strömungsverhältnisse
3. Messung der tatsächlich auftretenden Strömungsverhältnisse
4. Vergleich zwischen Berechnung und Messung
5. Verfahrenstechnischer Entwurf einer Staubabscheidung
6. Berechnung der benötigten Gesamtsaugleistung

### **3. Kraftwerk Neurath und das rheinische Braunkohlenrevier**

Das Kraftwerk Neurath gehört zur RWE Power AG. Diese betreibt im rheinischen Braunkohlenrevier fünf Großkraftwerke (Frimmersdorf, Goldenberg, Neurath, Niederaußem und Weisweiler) sowie drei Tagebaue (Garzweiler, Hambach, Inden).

55 Mrd. t Braunkohle lagern im Rheinland. In Hambach, Inden und Garzweiler II will man davon bis zum Jahr 2045 4,4 Mrd. t fördern. /1/

Insgesamt produzieren an den fünf Standorten 35 Braunkohlenkraftwerksblöcke eine Gesamtbruttoleistung von rund 11.000 MW. Die Kraftwerke verfeuern dazu jährlich ca. 90 Millionen Tonnen Rohbraunkohle.

Damit werden etwa 70 Milliarden Kilowattstunden Strom erzeugt, die rund 15 Prozent der allgemeinen Stromversorgung in Deutschland sichern. In Nordrhein-Westfalen wird sogar etwa die Hälfte des Stroms mit Hilfe von Braunkohle erzeugt.

Zusätzlich werden bis zu 10 Millionen Tonnen Rohbraunkohle in den drei Veredelungsbetrieben Fortuna-Nord, Frechen und Ville/Berrenrath verarbeitet. Dabei entstehen Veredelungsprodukte wie Braunkohlenstaub, Briketts, Wirbelschichtkohle und Koks.

In Abbildung 3-1 ist das rheinische Braunkohlenrevier zu sehen. Dargestellt sind die Betriebsflächen des Kohlenabbaus, die genehmigten Abbaugrenzen sowie die rekultivierten Flächen. Ebenfalls eingezeichnet ist das werkseigene Eisenbahnstreckennetz. Dies ist aufgeteilt in die Nord-Süd-Bahn und die Hambachbahn. Die Streckenverläufe kreuzen sich bei Niederaußem, so dass alle Kraftwerke, bis auf Weisweiler, sowie alle Veredelungsbetriebe per Bahn mit Kohle aus den Tagebauen Garzweiler und Hambach beliefert werden können.





Die Kraftwerke Neurath und Frimmersdorf wurden direkt auf die Braunkohlenlagerstätte des damaligen Nordreviers gebaut. Der Grund: Wegen ihres hohen Wassergehalts von ca. 55 Prozent ist es unwirtschaftlich, grubenfeuchte Rohbraunkohle über größere Entfernungen zu transportieren. Nach vielen Jahrzehnten des Abbaus befindet sich die derzeitige Abbaufäche Garzweiler I in einigen Kilometern Entfernung. In Abbildung 3-2 ist das Kraftwerk Neurath mit seinen 5 Blöcken dargestellt. /1/



Abbildung 3-2: Kraftwerk Neurath /2/

Im Hintergrund sind das Kraftwerk Frimmersdorf sowie die Vollrather Höhe zu sehen. Die Vollrather Höhe ist eine ehemalige Abraumhalde, inzwischen jedoch forst- und landwirtschaftlich rekultiviert.



In Abbildung 3-3 sind die Eckdaten des Kraftwerks Neurath aufgeführt. Die drei Blöcke A, B und C haben je eine Leistung von ca. 300 MW; die beiden Blöcke D und E verfügen über je 600 MW Leistung.

Daten, Zahlen, Fakten:	
<b>Kraftwerkstyp:</b>	Braunkohlengroßkraftwerk mit 5 Blöcken
<b>Einsatzbereich:</b>	Grundlast
<b>Leistung:</b>	2.208 MW brutto, 2.067 MW netto
<b>gemittelter Braunkohleneinsatz 2004 - 2006:</b>	18,79 Mio. t/a
<b>Anzahl der Blöcke:</b>	- 300 MW-Block 3 - 600 MW-Block 2 - 1000 MW-Block 2 in Bau (BoA 2&3)
<b>gemittelte Bruttostromerzeugung 2004 - 2006:</b>	15,92 TWh
<b>Inbetriebnahmen:</b>	1972-1976
<b>Lage des Kraftwerks:</b>	Stadt Grevenbroich, Nordrhein-Westfalen

Abbildung 3-3: Installierte Leistung Kraftwerk Neurath /2/

Das Kraftwerk Neurath wird derzeit um zwei neue Blöcke mit einer Bruttoleistung von je 1100 MW erweitert. Die beiden Blöcke F und G werden als BoA 2/3 bezeichnet und sollen im Jahr 2010 den kommerziellen Betrieb aufnehmen. Die Abkürzung BoA steht für „Braunkohlenkraftwerksblock mit optimierter Anlagentechnik“. Als technische Vorlage dient der im Jahr 2003 mit einer Bruttoleistung von 1050 MW in Betrieb genommene BoA-1-Block in Niederaußem.

Mit der BoA-Technologie wird erstmals in der Braunkohlenverstromung ein Wirkungsgrad von über 43 % realisiert. Daraus ergibt sich eine erhebliche Einsparung an eingesetzter Kohle und eine Verringerung des CO<sub>2</sub>-Ausstoßes pro erzeugter MWh. In Abbildung 3-4 ist die Wirkungsgradverbesserung am Beispiel des Standortes Niederaußem dargestellt. Deutlich sind die in Relation gesetzten Größenunterschiede der verschiedenen Blocktypen zu erkennen. Für die BoA-Blöcke sind zur benötigten Kühlluftzufuhr nach dem energiesparenden Naturzugprinzip Kühlturmhöhen von 170 Metern erforderlich. Die Dampferzeuger erreichen ebenfalls eine Höhe von 170 Metern.

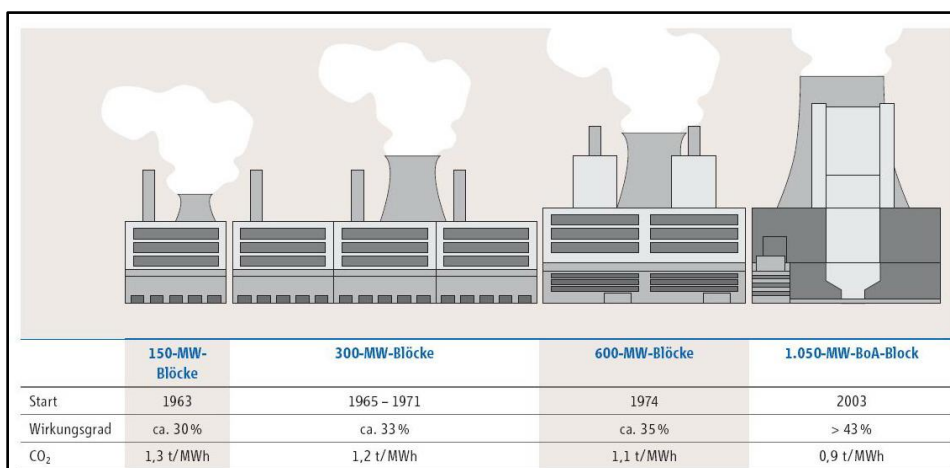


Abbildung 3-4: Wirkungsgradsteigerung Kraftwerk Niederaußem /1/

Während des Verstromungsprozesses findet in einem Kohlenkraftwerk folgende Energieumwandlung statt:

Die chemisch gebundene Energie der Kohle wird durch Verbrennung mit Luft freigesetzt und es entsteht Strahlungs- und Abgaswärme. Diese Wärme wird durch Wärmeübertrager im Dampferzeuger (Verdampfer, Überhitzer, Zwischenüberhitzer) dem Wasserkreislauf zugeführt - das Wasser verdampft und überhitzt dabei. In der Turbine entspannt der Dampf und gibt seine Energie als Rotationsenergie an die Turbinenschaufeln ab. Um den Dampfkreislauf zu schließen, wird der entspannte Nassdampf im Kondensator verflüssigt und anschließend in der Speisewasserpumpe wieder auf Druck gebracht. Die im Kondensator anfallende Kondensationswärme wird über den Kühlturm an die Atmosphäre abgeleitet. Die Rotationsenergie der Turbinenwelle wird im Generator in elektrische Energie umgewandelt.

Der Kraftwerksprozess ist in Abbildung 3-5 vereinfacht dargestellt.

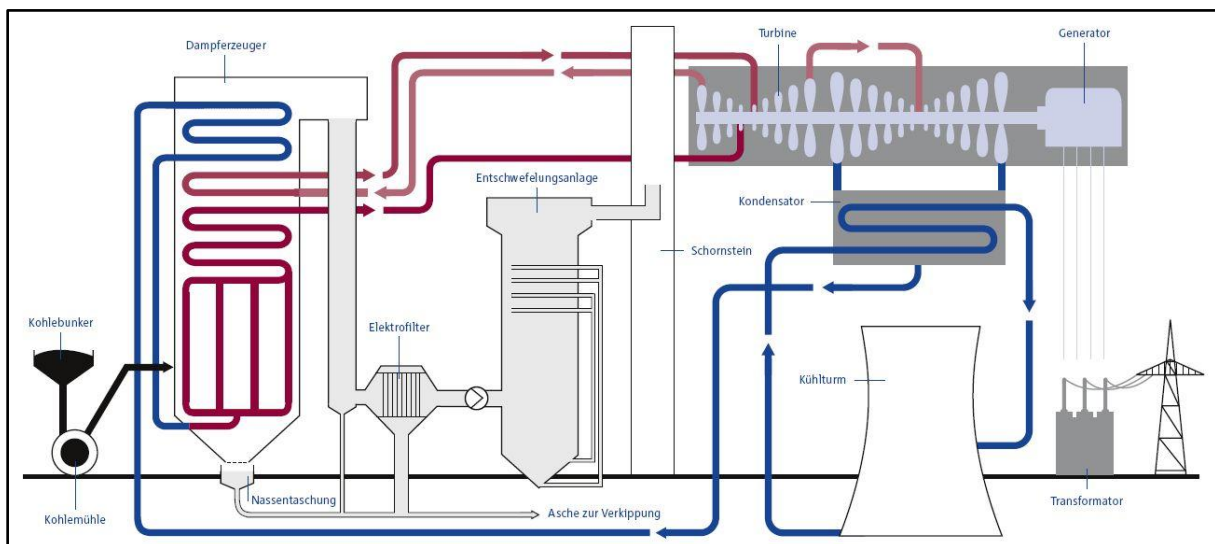


Abbildung 3-5: Schematischer Kraftwerksprozess /1/

## 12

## 4.1 Entstehung

Die Braunkohle wird mit Muldengurtbändern transportiert. Diese haben im Bereich von Grabenbunker bis Brecherei eine Breite von 1800 mm und eine Fördergeschwindigkeit von 3,1 m/s. Sie sind für eine Korngröße von 0 – 1000 mm ausgelegt. Die Kohle verlässt die Brecherei mit einer Korngröße von 0 - 80 mm. Ab der Brecherei sind die Förderbänder 1600 mm breit und bewegen sich mit einer Geschwindigkeit von 3,6 m/s. /3/

Die Braunkohle wird, wie oben beschrieben, auf zwei Wegen zum Bekohlungsvorbau geleitet. Dort wird sie über Zuteilerbänder an die Tagesbunker der einzelnen Blöcke verteilt. Ein Tagesbunker hat einen Durchmesser von 8,5 m und ein Fassungsvermögen von ca. 515 m<sup>3</sup>. Die 300MW-Blöcke verfügen über 2 Bunker je Block – die 600MW-Blöcke über 4 Bunker je Block. In Abbildung 4-2 ist die Kohlenverteilung im Bekohlungsvorbau schematisch dargestellt. /3/

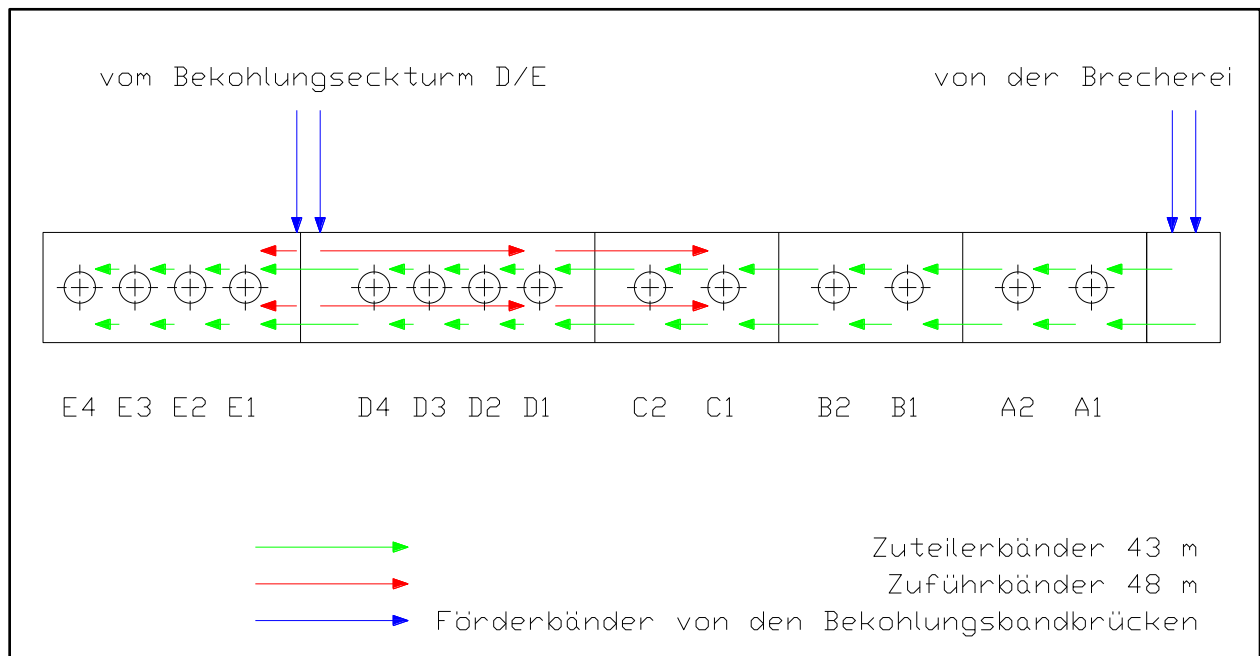


Abbildung 4-2: Kohlenverteilung im Bekohlungsvorbau

Die Bekohlungsbänder verlaufen im Bekohlungsvorbau auf zwei Ebenen. Auf der unteren Ebene bewegt sich die Kohle auf den Zuteilerbändern, welche die Tagesbunker befüllen. Diese Bänder sind in Abbildung 4-2 grün dargestellt. Darüber befinden sich die Zuführbänder, welche bis zum Bunker C1 reichen und rot dargestellt sind.

Mit der von der Brecherei kommenden Kohle können über den Eckturm A-C alle Zuführbänder der Reihe nach versorgt werden. Dadurch können die Bunker A1 bis E4 befüllt werden.

Mit der Kohle, die über den Bekohlungssekturm D/E geleitet wird, können die Zuführbänder und damit die Bunker D1 und C1 erreicht werden. Die Kohle kann jedoch auch direkt in die darunterliegenden Zuführbänder in Richtung Bunker E1 geleitet werden. Damit sind über den Bekohlungssekturm D/E die Bunker C1 bis E4 erreichbar.

Die Versorgung der Tagesbunker erfolgt durch Zuteilerbänder und Übergabeschurren. Die Schurren bestehen aus beweglichen Trichterwagen und können zwei Positionen einnehmen. In der vorderen Position fällt die Kohle über einen Fallschacht in den Tagesbunker. In der hinteren Position gelangt sie auf das nächste Zuteilerband und wird somit zum nächsten Tagesbunker transportiert. In Abbildung 4-3 sind die beiden möglichen Positionen dargestellt.

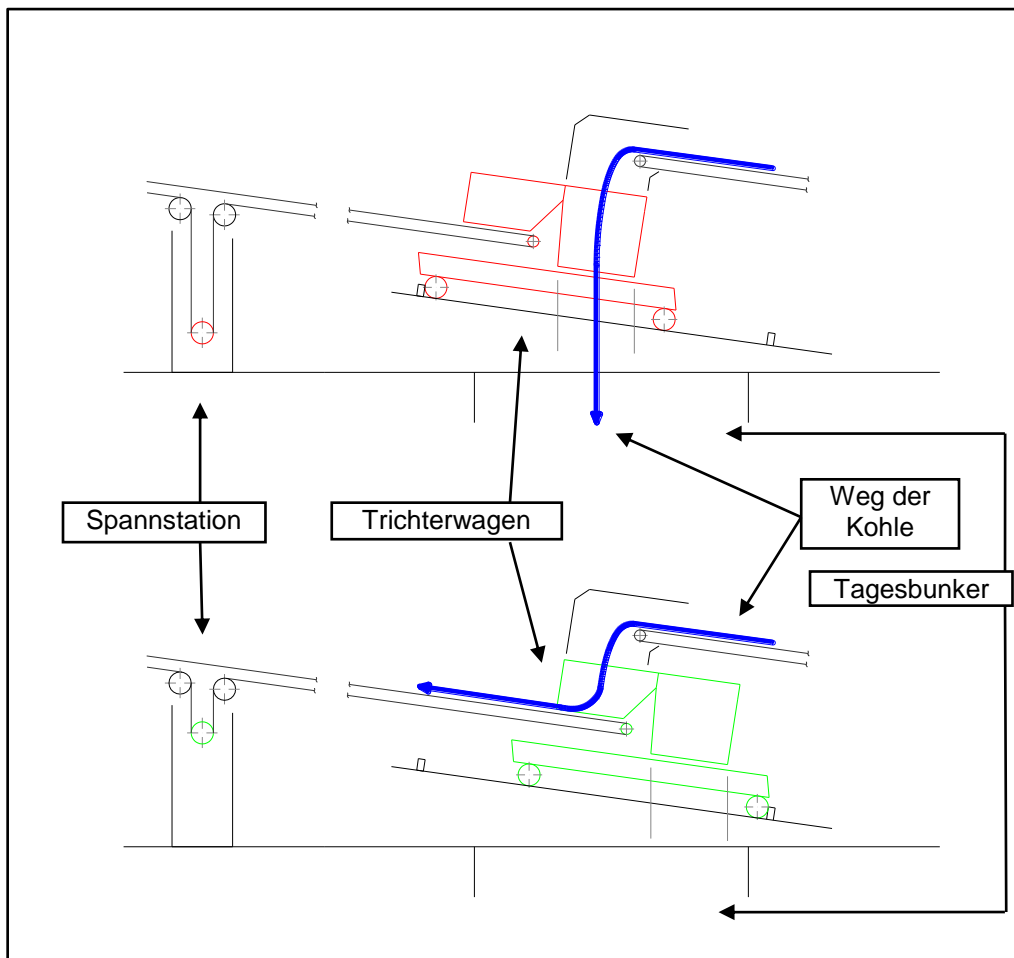


Abbildung 4-3: Übergabeschurre

Die Trichterwagen werden im Leitstand gesteuert und hydraulisch vor und zurück bewegt. So kann der kontinuierliche Braunkohlenstrom auf alle Bunker verteilt werden.

Bei der hohen Transportgeschwindigkeit der Förderbänder wird durch Luftreibung und Reibung der Kohlenbrocken aneinander Kohlenstaub aufgewirbelt. Dieser entsteht durch Abbrechen von Kohlenstücken und die vorherige Zerkleinerung in der Brecherei. Da die Förderbänder auf Tragrollen laufen, kommt es zu einer leichten Auf- und Abbewegung des Fördergutes während des Transportes. Dies bewirkt weiteres Staubaufkommen.

Durch die Übergabe der Kohle in den Trichterwagen bzw. beim Befüllen der Bunker kommt es ebenfalls zu einer hohen Staubentwicklung. Zwischen den Blöcken D und E ist die Belastung am größten, da dort drei Bandanlagen übereinander verlaufen: die Förderbänder von der Bekohlungsbandbrücke, die Zuführbänder auf 48 m sowie die Zuteilerbänder auf 43 m. Beim Fallen überwindet die Kohle somit einen großen Höhenunterschied. Dabei entsteht beim Aufprall eine große Staubmenge.

Desweiteren kommt es in bestimmten Bereichen der Übergabeschürren vermehrt zur Ansammlung von Braunkohlenstaub. Dies ist verfahrenstechnisch bedingt und entsteht beispielsweise durch die Umlenkung der anhaftenden Kohle an den Förderbandwalzen.

## 4.2 Gefährdung

Da der Braunkohlenstaub sehr feinkörnig ist, besitzt er eine große spezifische Oberfläche. In Verbindung mit Luftsauerstoff ist er hoch entzündlich. Um die Brandschutzbestimmungen und den Explosionsschutz zu berücksichtigen, muss der Braunkohlenstaub täglich entfernt werden.

Desweiteren stellt der Staub eine Gefährdung des Anlagenbetriebes dar. Da er sich an bestimmten Stellen der Anlage ansammelt, kann er die Funktionalität der Trichterwagen und Transportbänder behindern.

Ein weiterer wichtiger Grund für die Entfernung des Staubes ist das Gesundheitsrisiko für die Arbeitnehmer. Aufgrund der sehr kleinen Körnung ist der Staub äußerst lungengängig.

Bei diesem Feinstaub, auch PM10 genannt (von „particulate matter“), handelt es sich um luftgetragene Schwebestaubteilchen, deren Durchmesser kleiner ist als 10 µm.  
/4/

Feinstaub-Partikeln sind schon in kleinsten Konzentrationen gefährlich. Deshalb kann für Feinstaub keine Wirkungsschwelle angegeben werden. Auch bei geringen Konzentrationen muss noch mit Schädigungen gerechnet werden. Die große Gefahr des Feinstaubes liegt darin, dass er bis in die Lungenbläschen vordringen kann. Feinstäube im Größenbereich von etwa 5-10 µm werden vorwiegend im Nasen- und Rachenraum zurück gehalten. Je kleiner aber die Partikeln sind, desto tiefer dringen sie in die Atemwege ein. Partikeln einer Größe von 2-3 µm gelangen in die Bronchien, solche kleiner 1 µm in die Alveolen (Lungenbläschen). Dort lagern sie sich ein. Bei gesunden Menschen wird ein Großteil dieser Partikeln durch körpereigene Fresszellen (Makrophagen) entfernt. Jedoch steigt bei längerem und



täglichem Kontakt mit diesem Staub das Risiko einer Erkrankung der Atemwege bis hin zum Lungenkrebs. /4/

Die maximale Arbeitsplatzkonzentration (MAK) ist in der Gefahrenstoffverordnung (GefStoffV) sowie in der TA-Luft geregelt. Ratsam ist die Verwendung einer Atemschutzmaske im Bereich der Bekohlung.

### 4.3 Beseitigung

Um Verschmutzungen und die damit verbundene Staubeentwicklung zu beseitigen, sind unterschiedliche Reinigungsverfahren möglich:

- Nassreinigung:

Der Braunkohlenstaub wird mit einem Wasserstrahl aufgeschlämmt und weggespült. Nachteile dieser Methode sind die Korrosion von Anlagenteilen und die Entstehung von Pfützen im Bereich der Bandanlage. Da im Kraftwerk Neurath kein Absetzbecken zum Trennen von Braunkohlenstaub und Wasser vorhanden ist, scheidet dieses Reinigungsverfahren aus.

- Besenreinigung:

Mit Hilfe eines Besens wird der Staub zusammengekehrt und entfernt. Nachteil ist das Aufwirbeln des Staubes und damit eine große Staubbelastung für das Reinigungspersonal. Da der Reinigungsbereich sehr groß und teilweise schlecht erreichbar ist, ist dieses Reinigungsverfahren unpraktisch und unwirtschaftlich.

- Blasende Reinigung:

Mit Druckluft werden die Verunreinigungen beseitigt. Nachteil ist auch hier die Gesundheitsbelastung durch starkes Aufwirbeln des Staubes. Da Öffnungen zum Außenbereich fehlen, wird der Staub nur verteilt. Es findet dadurch keine Reinigung statt.

- Saugende Reinigung:

Der Staub wird mit Unterdruck abgesaugt. Die Staubbelastung dieses Verfahrens ist gering. Nachteilig ist die Begrenzung der Einsatzfähigkeit. Der maximale Druckverlust ist durch das Saugprinzip beschränkt. Da nur eine bestimmte Druckdifferenz überwunden werden kann, muss die Sauggutmenge, die maximale Leitungslänge, das Leitungsmaterial sowie die Anzahl gleichzeitiger Saugstellen beachtet werden. Beim Saugen können Verstopfungen im Leitungssystem auftreten. Da der Braunkohlenstaub jedoch relativ trocken ist, ist diese Gefahr hier gering.

Im Vergleich mit den anderen Reinigungsverfahren ist die Saugreinigung im Bereich der Bekohlung die sinnvollste Wahl. Zudem sind die blasende Reinigung und die Besenreinigung aus Explosionsschutzgründen entlang der Bekohlungsänder eines Kraftwerks verboten.

## 5. Auslegung einer Saugförderanlage

Eine Saugförderanlage besteht grundsätzlich aus einer Gutaufnahme, einer Förderzone, einer Gutabgabe und einer Unterdruckerzeugungseinheit. /5/

Durch ein Gebläse wird Unterdruck erzeugt. Mittels Saugdüsen (Gutaufnahme) wird Fördergut zusammen mit Luft durch ein Rohrleitungssystem (Förderzone) abgesaugt. Vor Eintritt ins Gebläse muss der Luftstrom vom Fördergut getrennt werden. Dies geschieht üblicherweise durch Zyclone und Filter (Gutabgabe).

In Abbildung 5-1 ist das Schema einer pneumatischen Saugförderanlage dargestellt.

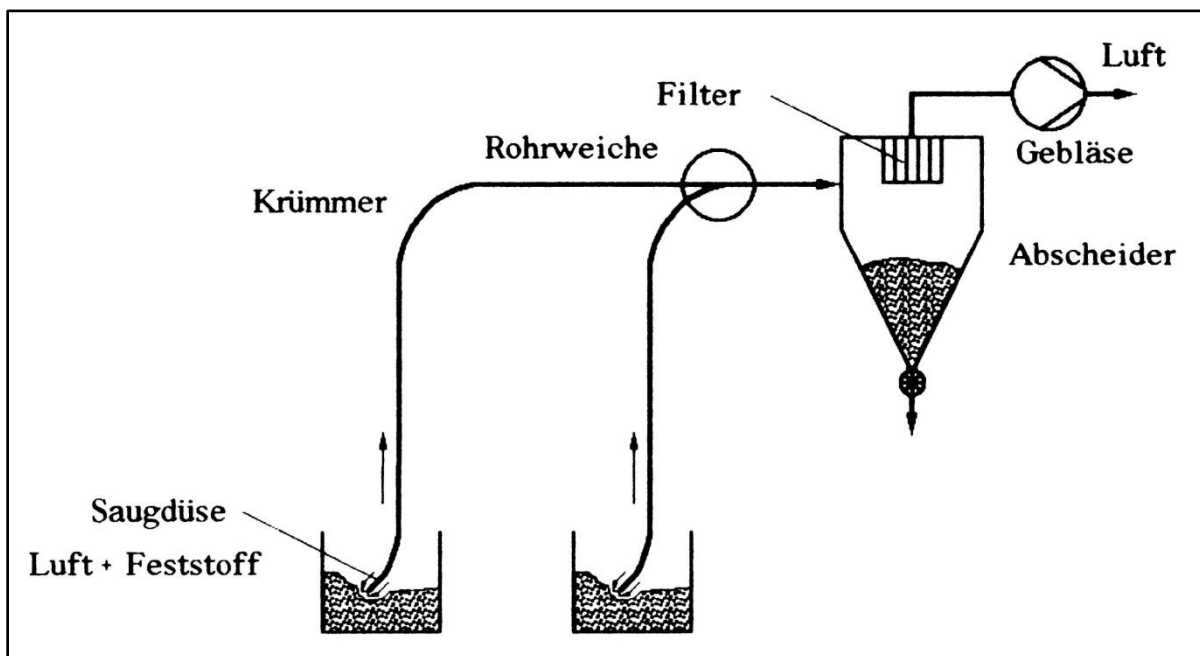


Abbildung 5-1: Pneumatische Saugförderanlage /5/

Folgende Vorgehensweise wird bei der Auslegung der Anlage verwendet:

- Bestimmung der anfallenden Staubmenge (Gutaufnahme)
- Berechnung und Messung der Strömungszustände (Förderzone)
- Auslegung des Staubabscheiders (Gutabgabe)
- Berechnung der benötigten Gebläseleistung



## 5.1 Saugfläche und Staubmenge

Zur Bestimmung der Saugfläche wird die 42m-Ebene des Bekohlungsvorbaus in Sektoren unterteilt: Bekohlungsseckturm A/C, Block A, B, C, D, E, Zuführband 48 m, Übergabe Zuführband 50,5 m, Übergabe von der Bekohlungsbandbrücke D/E, Kranschienen. Die zu reinigenden Anlagenteile werden mitberücksichtigt.

Für jeden Sektor wird die Fläche getrennt bestimmt und dabei in Reinigungszonen aufgeteilt:

- Zone 1: Bodenfläche. Reinigung täglich bis wöchentlich.
- Zone 2: Wandfläche mit maximalem Abstand von 3 m zum Boden. Reinigung täglich bis wöchentlich.
- Zone 3: restliche Wandfläche und Deckenfläche. Jährliche Reinigung mit Krankorb.

Große Längen wie z.B. die Deckenhöhe, Blocklänge und –breite werden mit einem Lasermessgerät vermessen und die Fläche wird berechnet. Anlagenkomponenten wie Trichterwagen, Übergabeschurren usw. werden einmalig vermessen, die Fläche in Zonen aufgeteilt und mit der Anzahl der Anlagenkomponenten pro Sektor multipliziert. Bei Gitterrostflächen wird das Verhältnis der Fläche der Gitterstäbe zur gesamten Rostfläche gebildet und so als Faktor mit der Bodenfläche multipliziert. Im Wandbereich wird die Fensterfläche abgezogen, da das Fenstermaterial zum Anhaften von Staub zu glatt ist.

Die Aufsummierung der einzelnen Flächen pro Sektor und Zone wird in einer EXCEL-Tabelle durchgeführt. In Tabelle 5-1 ist ein Teil der EXCEL-Berechnungen exemplarisch für Block A aufgeführt.

Block A										
				[m]	[m]	[ ]	[m²]	[m²]	[m²]	
				Länge	Breite	Anzahl	Fläche Zone 1	Fläche Zone 2	Fläche Zone 3	
		Grundfläche Boden 42,5 m								
				2,30	50,10	1	115,23			Gasse 1
				1,55	50,10	1	77,66			Gasse 2
				2,65	50,10	1	132,77			Gasse 3
		Querträger		0,28	6,90	2	3,86			
				14,00	0,18	4	10,08			
				6,80	0,14	8	7,62			

			1 Trichterwagen (A1 - C2)							
		42,5 m	Länge	Breite	Anzahl	gesamt				
			5,65	0,23	2	2,60				Seitenflächen
			2,1	0,25	1	0,53				Stirnseite
			2,75	2,10	1	5,78				gemittelte Abdeckfläche
			0,16	2,10	7	2,35				Rollenhalterung
			0,6	2,37	1	1,42				Abdeckung Durchgang
		45 m								
			4,4	0,35	2	3,08				Seitenflächen
			2,7	0,43	2	2,32				Seitenflächen
			20,5	0,31	1	6,36				Stirnseite
						2,26				Abdeckung Kopfseite
						4,80				Abdeckung Seite
				Fläche eines Trichterwagens A1- C2:	TRW1	31,49				
			1 Fläche Bühne 45 m A1 - C2							
						12,77				Gitterrostfläche
						1,38				Treppen
						8,00				Abdeckung Gitterrostfläche
						4,00				gemittelte Abdeckfläche Trichterwagenausgang
						4,00				T-Träger
						2,00				sonstiges
				Fläche einer Bühne 45 m:	BUE1	32,14				
			insgesamt: 4 Trichterwagen TRW1 + 2 Bühnen BUE1				190,24			
			1 Rollenhalterung		RH1	0,49				
			2 * 32 Rollenhalterungen RH1				31,04			
			Wandfläche allgemein							
			Länge	Breite	Anzahl	gesamt				
			13,32	50,10	2	1334,66				Seitenwände
			1,5	50,10	-1	-75,15				Fensterfläche
					Gesamt fläche:	1259,51				
			Wand Zone 2 - 42,5 m	3,00	50,10	2	300,60			
			Wand Zone 2 - Bühne 45 m	3,00	9,40	4	112,80			
			Wand Zone 3					846,11		Gesamtfläche minus Zone 2
			Decke	13,32	50,10	1	667,33			
			Summe				568,49	413,40	1513,45	

Tabelle 5-1: Flächenberechnung von Block A

Die Summe der abzusaugenden Gesamtfläche aufgeteilt nach Zonen ist in Tabelle 5-2 aufgeführt.

<b>Gesamtfläche</b>							
	Zone 1:	Bodenfläche - Reinigung täglich / wöchentlich			[m²]	[m²]	[m²]
	Zone 2:	Wandfläche - Reinigung täglich / wöchentlich			Fläche Zone 1	Fläche Zone 2	Fläche Zone 3
	Zone 3:	Wand- und Deckenfläche / Reinigung jährlich					
					4460	3504	9079

**Tabelle 5-2: Gesamte Saugfläche**

Um die anfallende Sauggutmenge zu bestimmen, wurde über einen Zeitraum von mehreren Wochen die pro Tag anfallende Staubschicht auf einer Referenzfläche gemessen. Die Referenzfläche befindet sich im Bekohlungsvorbau zwischen den Blöcken D und E. Sie wurde zwischen diesen beiden Blöcken installiert, da dort die Übergabe von der Bekohlungsbandbrücke D/E auf das Zuführband sowie auf das darunter liegende Zuteilerband verläuft und dort das größte Staubaufkommen vorliegt. Die Referenzfläche ist in Abbildung 5-2 zu sehen.



**Abbildung 5-2: Referenzfläche zur Bestimmung des Staubaufkommens**

Gemessen wird die Schichtdicke mit einem  $\mu$ -Kamm. Dieser hat Zähne mit größer werdendem Abstand zur Nullebene. Beim Ziehen des Kammes über die Referenzfläche wird unter einem bestimmten Zahn mit definiertem Abstand in  $\mu\text{m}$  die Staubschicht gerade noch mitgezogen, beim darauffolgenden Zahn jedoch nicht mehr. Dadurch kann die Schichtdicke des Staubes gemessen werden. Dieser Vorgang ist in Abbildung 5-3 dargestellt.

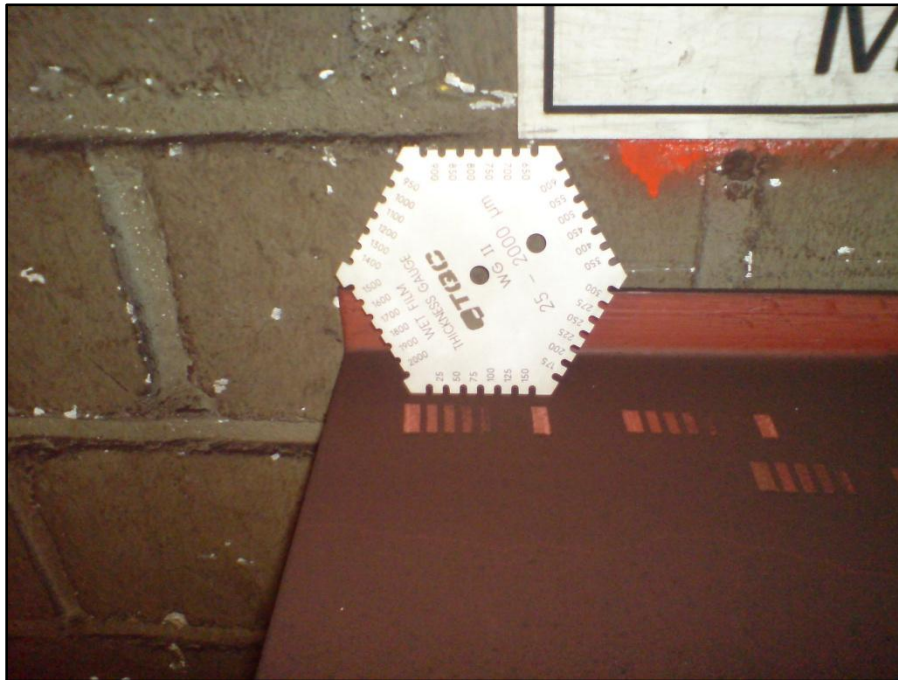


Abbildung 5-3: Schichtdickenmessung mit  $\mu$ -Kamm

Während der Messungen hat sich herausgestellt, dass sinnvolle Messwerte nur bei einer Schichtdicke bis 150  $\mu\text{m}$  ermittelt werden können. Nach der Reinigung der Fläche und dem Messen nach einem Tag ergibt sich im Schnitt eine Dicke von 75 – 100  $\mu\text{m}$ . Nach längerer Zeit steigt die Dicke nur degressiv, bis sie ab 150 – 175  $\mu\text{m}$  kaum noch anwächst. Dies liegt daran, dass Staubpartikeln durch vorbeigehendes Personal und Luftzug von der Fläche geweht werden. Das Protokoll der Schichtdickenmessungen befindet sich im Anhang.

Der Mittelwert der Gesamtmessungen ergibt eine Schichtdicke von ca. 46  $\mu\text{m}$  pro Tag. Die Genauigkeit des Messkammes liegt jedoch nur bei 25  $\mu\text{m}$ . Bei Betrachtung des Schichtdickenwachstums einen Tag nach der Reinigung ergibt sich ein Wert von ca. 75  $\mu\text{m}$  pro Tag. Dieser Wert wird zur Berechnung der anfallenden Staubmenge verwendet.

Die Bodenfläche wird mit der anfallenden Staubmenge multipliziert, um die pro Stunde anfallende Staubmenge zu erhalten. Dabei wird mit einer Schüttdichte des Braunkohlenstaubes von  $\rho_{SS} = 600 \text{ kg/m}^3$  gerechnet. Daraus kann der anfallende Massenstrom des Staubes berechnet werden:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{\text{Staub, Zone 1}} &= A_{\text{Zone 1}} \cdot \dot{h}_{\text{Zone 1}} \cdot \rho_{SS} = 4460 \text{ m}^2 \cdot 75 \frac{\mu\text{m}}{\text{d}} \cdot \frac{\text{m}}{10^6 \mu\text{m}} \cdot \frac{\text{d}}{24 \text{ h}} \cdot 600 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \\ &= 8,36 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \end{aligned}$$

Wand- und Deckenflächen bestehen, abgesehen von Stahlträgern, aus Kalksandsteinmauerwerk. Die Rauigkeit wird überschlägig mit 0,1 mm angenommen. Somit kann der Kohlenstaub zwischen den Rauigkeitsbergen haften bleiben. Da die Wände nach dem Absaugen nach rund einer Woche wieder schwarz sind, kann davon ausgegangen werden, dass alle Rauigkeitstäler gefüllt sind. Somit ergibt sich für die Zone 2 folgender Massenstrom an Staub:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{\text{Staub, Zone 2}} &= \frac{A_{\text{Zone 2}} \cdot k_{\text{Wand}} \cdot \rho_{\text{SS}}}{t} = \frac{3504 \text{ m}^2 \cdot 0,1 \text{ mm}}{7 \cdot d} \cdot \frac{m}{1000 \text{ mm}} \cdot \frac{d}{24 \text{ h}} \cdot 600 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \\ &= 1,25 \frac{\text{kg}}{\text{h}}\end{aligned}$$

Für die Flächen der Zone 3 wird die gleiche Rauigkeitsannahme getroffen. Da jedoch nur jährlich gesaugt wird, fällt die Staubmenge in der täglichen Betrachtungsweise nicht ins Gewicht:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{\text{Staub, Zone 3}} &= \frac{A_{\text{Zone 3}} \cdot k_{\text{Wand}} \cdot \rho_{\text{SS}}}{t} = \frac{9079 \text{ m}^2 \cdot 0,1 \text{ mm}}{365 \cdot d} \cdot \frac{m}{1000 \text{ mm}} \cdot \frac{d}{24 \text{ h}} \cdot 600 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \\ &= 0,06 \frac{\text{kg}}{\text{h}}\end{aligned}$$

Abgesehen von den luftgetragenen Schwebestaubteilchen gibt es noch verfahrenstechnisch bedingten Staubaustrag an Anlagenkomponenten. Insbesondere sammelt sich Kohlenstaub im Umlenkbereich der Bekohlungsbander durch die Fliehkraftwirkung der Umlenkung an. Die Kohlenpartikeln werden gegen die Trichterwagenwand geschleudert und bilden am Fuß der Wand Anhäufungen. Pro Tag entsteht so im Durchschnitt ein Staubberg von ca. 30 mm mittlerer Höhe auf dieser Fläche. Dies schwankt jedoch von Trichterwagen zu Trichterwagen. Da immer nur eine Bandstraßenseite in Betrieb ist, werden anstatt aller 26 nur 13 Trichterwagen berücksichtigt. Die Fläche, auf der sich der Staub absetzt, beträgt:

$$A_{\text{Staubaustrag}} = 13 \cdot 2,2 \text{ m} \cdot 0,08 \text{ m} = 2,28 \text{ m}^2$$

Damit ergibt sich folgendes Staubaufkommen:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{\text{Staubaustrag}} &= A_{\text{Staubaustrag}} \cdot \dot{h}_{\text{Staubaustrag}} \cdot \rho_{\text{SS}} \\ &= 2,28 \text{ m}^2 \cdot 30 \frac{\text{mm}}{\text{d}} \cdot \frac{m}{1000 \text{ mm}} \cdot \frac{d}{24 \text{ h}} \cdot 600 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 1,71 \frac{\text{kg}}{\text{h}}\end{aligned}$$

Insgesamt muss folgende anfallende Staubmenge bei der täglichen Reinigung abgesaugt werden:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{\text{Gesamt}} &= \dot{m}_{\text{Staub,Zone 1}} + \dot{m}_{\text{Staub,Zone 2}} + \dot{m}_{\text{Staubaustrag}} \\ &= (8,36 + 1,25 + 1,71) \frac{\text{kg}}{\text{h}} = 11,32 \frac{\text{kg}}{\text{h}}\end{aligned}$$

Der zur Auslegung der Saugleistung benötigte Wert muss höher sein, weil der berechnete Staubmassenstrom nur ein Durchschnittswert für die tägliche Reinigung ist. Denn es wird nicht kontinuierlich die gesamte Fläche abgesaugt, sondern immer nur ein Teilbereich, der von den Saugdüsen erfasst wird. Dabei kommt es temporär zu viel höheren Staubmassen, die abgesaugt werden. Insbesondere treten große Staubmassenströme auf, wenn der Saugrüssel ins volle Sauggut gehalten wird, um Anhäufungen abzusaugen.

Da die vorhandene mobile Saugeinheit ersetzt werden soll, wird ihre Auslegungsvorgabe übernommen. Diese beträgt:

$$\dot{m}_{\text{Sauggut,max.}} = 250 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \quad (\text{pro Ventil DN 50})$$

## 5.2 Vorhandenes Rohrleitungssystem

Das vorhandene Rohrleitungssystem wird für die neu auszulegende Saugförderanlage weiterverwendet. Benötigt wird jedoch nur das Leitungssystem in der Bekohlung des Zwischenbaus 42 m. Die ins Kesselhaus hinab zum vorhandenen Saugfahrzeug führenden Leitungen werden zur Auslegung nicht benötigt, da die neue Saugförderanlage in der Bekohlung errichtet wird.

Da eine technische Dokumentation des Leitungssystems fehlt, wurden die Rohrlängen, die Rohrdurchmesser und Einbauten neu vermessen.

### 5.2.1 Aufbau

Die Rohr-Außendurchmesser  $d_a$  sind der Reihe 1 aus ISO 4200 entnommen. Die Wanddicken  $s$  entsprechen der Normalwanddickenreihe nach DIN 2458. Im vorhandenen Rohrleitungssystem werden drei Nennweiten verwendet:

[ ]	[mm]	[mm]	[mm]
Nennweite $DN$	Rohr-Außendurchmesser $d_a$	Wanddicke $s$	Rohr-Innendurchmesser $d_i$
50	60,3	2,9	54,5
65	76,1	2,9	70,3
125	139,7	4,0	131,7

Tabelle 5-3: Vorhandene Nennweiten

Die eingesetzten Rohrbögen sind nach DIN 2605 ausgeführt. Die Nennweiten entsprechen denen der Rohrleitungen. Die Bögen haben die Bauformen 45°, 90° und 180°. Es kommen unterschiedliche Bauarten zum Einsatz:

Bauart 3	$r \approx 1,5 d_a$
Bauart 5	$r \approx 2,5 d_a$
Bauart 10	$r \approx 5,0 d_a$

Tabelle 5-4: Vorhandene Rohrbogen-Bauarten

Beim Zusammentreffen von Saugleitungen werden Vereinigungen eingesetzt. Diese bestehen aus einem Rohrleitungsstück mit eingeschweißtem Rohrbogen. Ein solches T-Stück ist strömungstechnisch günstig, da der Zugangsstrom in Strömungsrichtung des Durchgangsstroms abgelenkt wird. In Abbildung 5-4 ist eine Vereinigung dargestellt.



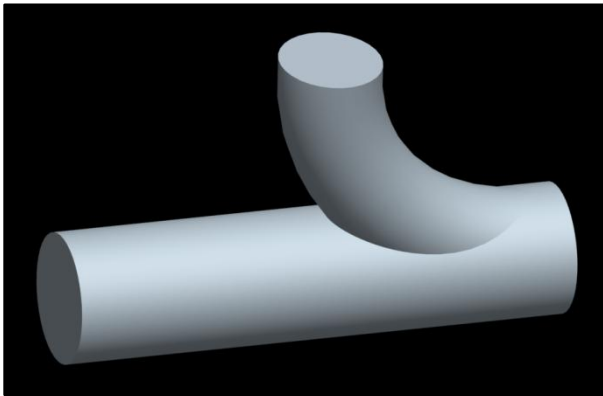


Abbildung 5-4: Rohrvereinigung

Im vorhandenen Rohrleitungssystem treten zwei verschiedene Vereinigungen auf:

- Durchgang DN 125, Zugang DN 65
- Durchgang DN 65, Zugang DN 50

Ebenfalls eingebaut sind stetige Querschnittserweiterungen von DN 50 auf DN 65 – auch Diffusoren genannt.

Zur Gutaufnahme werden flexible Wellrohrschläuche aus Kunststoff an die Anzapfstellen angekuppelt. Sie haben eine Länge von ca. 20 m und können zur Flächenreinigung mit Saugdüsen versehen werden. Mit diesen Wellrohrschläuchen ist jeder Bereich der Anlage erreichbar. Die Anzapfstellen werden bei Nichtbenutzung mit einem Federdeckel verschlossen.

Der Anschluss der Saugleitungen zum Saugfahrzeug befindet sich zwischen den Blöcken C und D und ist somit mittig im Bekohlungsvorbau angebracht. Von dort aus wird die Leitung durch ein Hosenrohr in zwei Sammelleitungsstränge aufgeteilt. Ein Strang verläuft durch die Blöcke D und E, der andere durch die Blöcke C, B und A. Mittels Drosselschiebern ist es möglich, den Saugluftstrom auf einen Strang zu begrenzen. Dadurch wird der Unterdruck an den benötigten Anzapfstellen optimal.

Um die maximalen Strömungsverluste ermitteln zu können, genügt es, nur einen der beiden Stränge für die Auslegung der Saugleistung zu verwenden. Gewählt wird der Strang durch die Blöcke D und E, da dieser das längere Rohrleitungssystem aufweist.



In Abbildung 5-5 ist ein 3D-Modell des Bekohlungsvorbaus dargestellt. Zu sehen ist der Bereich der Blöcke D und E.

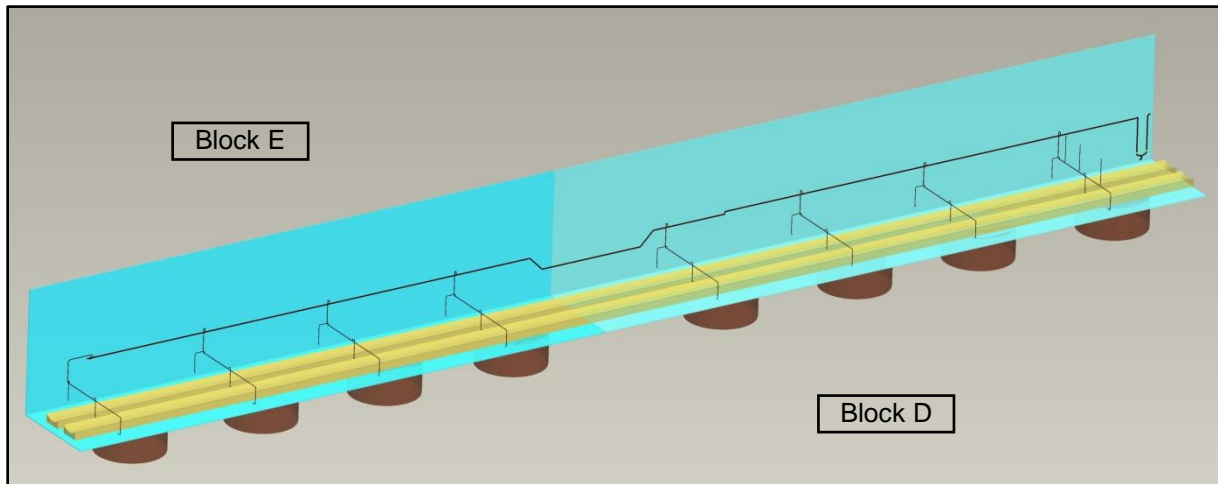


Abbildung 5-5: Gesamtansicht Rohrleitungen D und E

In der Abbildung sind die Tagesbunker D1 bis D4, E1 bis E4 sowie die Zuteilerbänder der 42-m-Ebene angedeutet. Die Zuführbänder auf 48 m sowie die Förderbänder der Bekohlungsbandbrücke zwischen Block D und E sind nicht dargestellt.

An jedem der Tagesbunker gibt es einen Abzweig von der Sammelleitung, der zu Anzapfstellen führt. Die Anzapfstellen befinden sich an den drei Gassen, die durch die Bandanlage gebildet werden.

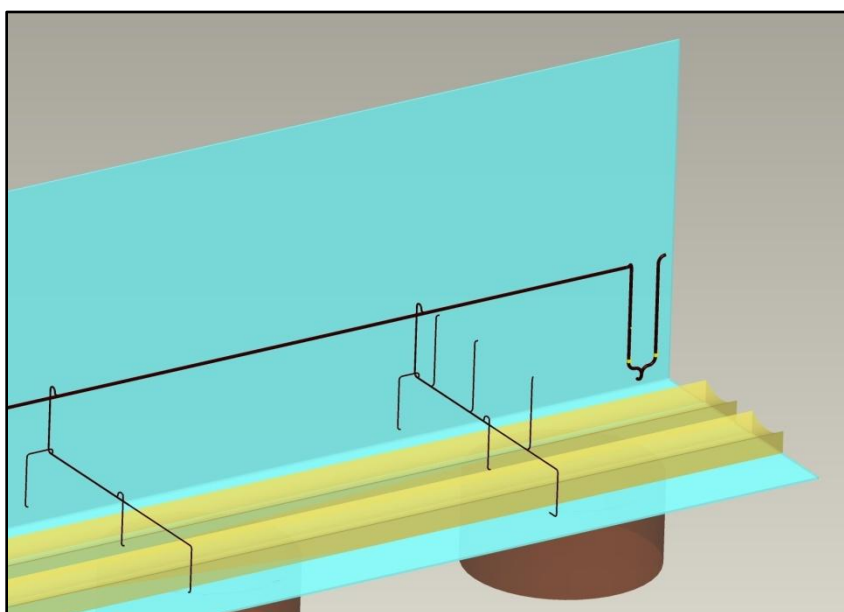


Abbildung 5-6: Hosenrohr und Verzweigungen D1 und D2

In Abbildung 5-6 sind das Hosenrohr sowie die Verzweigungen an den Tagesbunkern D1 und D2 dargestellt. Auf Höhe des Hosenrohres sind die beiden Drosselschieber angedeutet. Ebenfalls zu sehen sind Saugleitungen, die nach oben führen. Auf der Höhe der oberen Anzapfstellen befindet sich das Zuführband in Richtung Block C.

Abbildung 5-7 zeigt die Verzweigungen an den Tagesbunkern E3 und E4. Dies sind die Anschlüsse mit dem maximalen Rohrleitungsweg. Die Bezeichnung der Anzapfstellen ist in der Abbildung dargestellt.

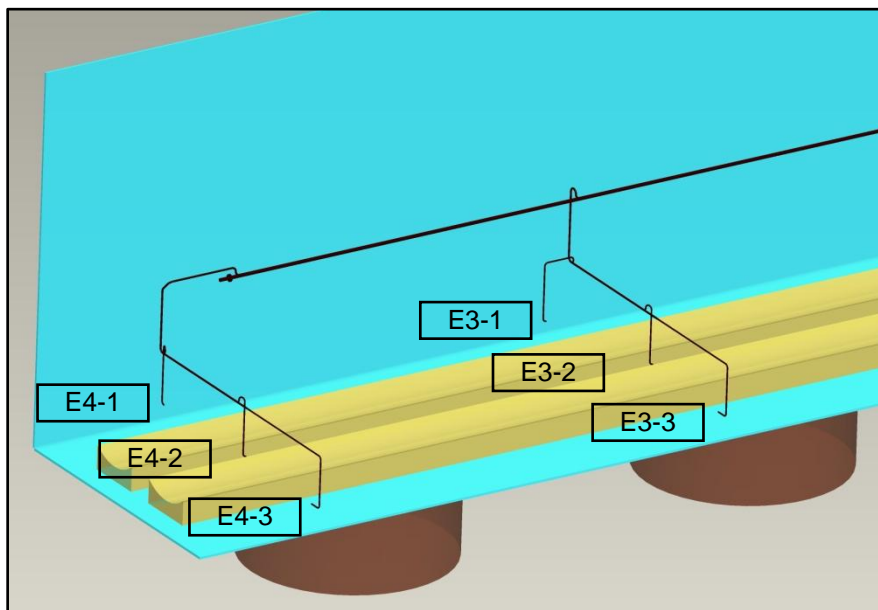


Abbildung 5-7: Verzweigungen E3 und E4

Für die neue Sauganlage ist ein Gleichzeitigkeitsfaktor 4 gefordert. Damit ist festgelegt, dass 4 Anzapfstellen gleichzeitig in Betrieb sein dürfen. Das Reinigungspersonal ist in 4-Personen-Schichten organisiert und benutzt pro Verzweigung nur 2 Anzapfstellen. Um die maximalen Strömungsverluste ermitteln zu können, wird von einem Absaugen an den Stellen E4-3, E4-2, E3-3 und E3-2 ausgegangen.

### 5.2.2 Falschlufansaugung

Am Ende der beiden Sammelleitungsstränge durch die Blöcke D/E und A/B/C sind Falschlufansaugungen angebracht. Diese sind mit einem federbelasteten Verschluss ausgestattet und öffnen je nach Unterdruck in den Saugleitungen.

Dies dient einerseits zum Schutz des Gebläses vor Überlast und sorgt andererseits für eine Mindestluftgeschwindigkeit in der Sammelleitung.

Um eine Lärmbelästigung im Bereich der Ansaugung zu vermeiden, sind an beiden Enden der Sammelleitung Schalldämpfer angeschlossen.

In Abbildung 5-8 ist die Falschlufansaugung mit Schalldämpfer angedeutet. Der obere Abgang führt zum Tagesbunker E4.

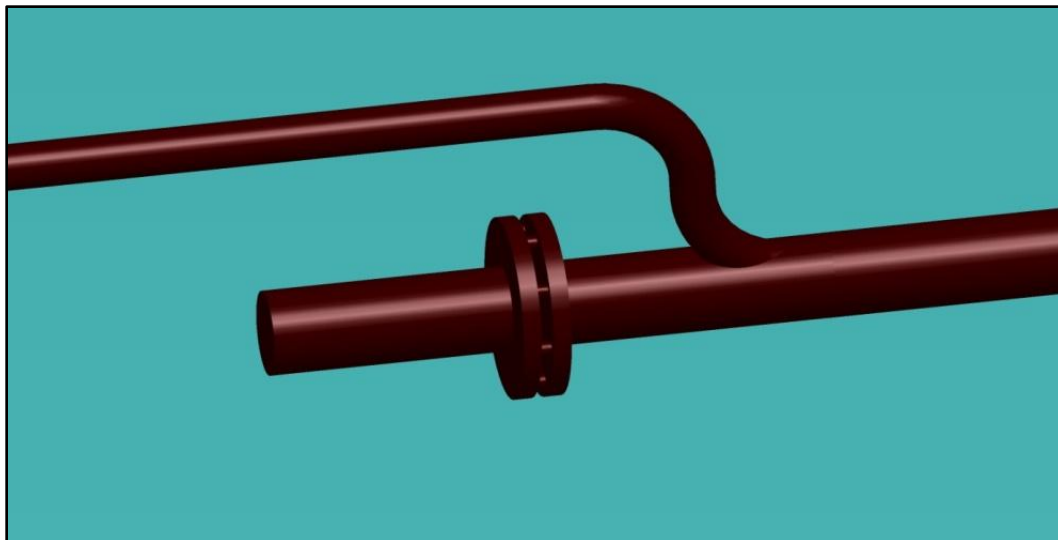


Abbildung 5-8: Falschlufansaugung

### 5.2.3 Isometrische Gesamtzeichnung

Die isometrische Gesamtzeichnung ist im Anhang vergrößert dargestellt.

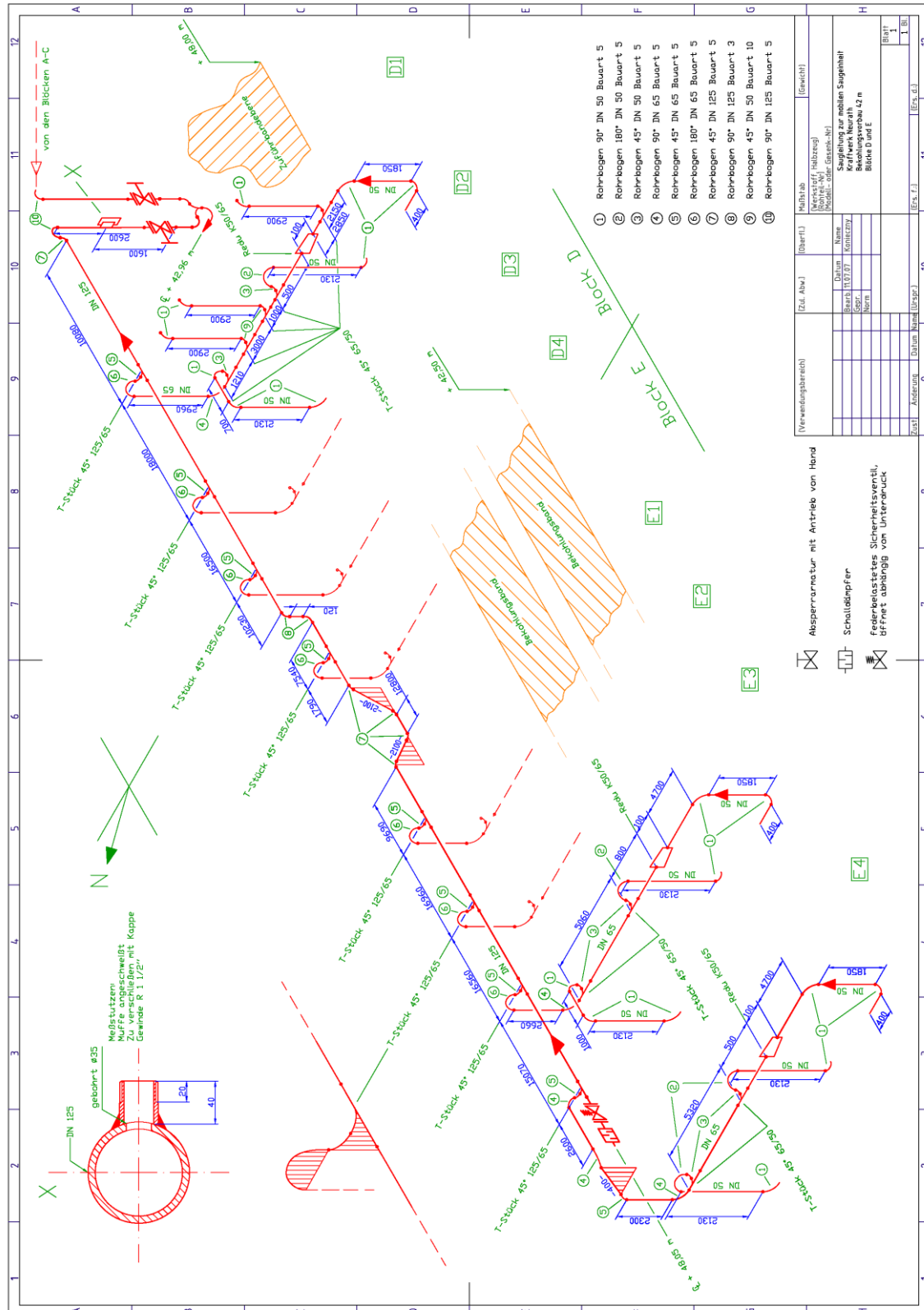


Abbildung 5-9: Isometriezeichnung des Rohrleitungssystems

## 5.3 Theoretische Berechnung

### 5.3.1 Strömungstheorie

Zur Berechnung der vorliegenden Strömungen sind folgende Grundgleichungen erforderlich:

- Kontinuitätsgleichung

Es wird zwischen kompressibler und inkompressibler Strömung unterschieden. Bei Kompressibilität handelt es sich um die Druckabhängigkeit der Dichte.

Nach dem Massenerhaltungssatz bleibt bei kompressibler stationärer Strömung der durch eine Stromröhre strömende Massenstrom  $\dot{m}$  konstant:

$$\dot{m} = c \cdot A \cdot \rho = \text{const.}$$

Der Massenstrom  $\dot{m}$  ist das Produkt aus Strömungsgeschwindigkeit  $c$  (gemittelt über den Rohrquerschnitt), Rohr-Innenquerschnitt  $A$  und Dichte  $\rho$ .

Im Fall einer inkompressiblen Strömung mit konstanter Dichte  $\rho = \text{const}$  ergibt sich aus der Massenerhaltung ein konstanter Volumenstrom:

$$\dot{V} = c \cdot A = \text{const.}$$

Wendet man das Kontinuitätsgesetz auf ein System verzweigter Stromröhren an, erhält man aus der Bilanz der zu- und abströmenden Volumenströme die einfache Beziehung:

$$\sum_i \dot{V}_{i,zu} = \sum_i \dot{V}_{i,ab} = \dot{V}_{ges}$$

- Mechanische Energiebilanz

Die mechanische Energiebilanz längs einer reibungsfreien Stromröhre (1-dimensionale Strömung) wird durch Integration der Euler'schen Differentialgleichung hergeleitet. Sie wird auch als *Bernoulli-Gleichung* bezeichnet und drückt den Verlauf der mechanischen Energien längs der Mittelstromlinie einer Stromröhre aus:

$$g \cdot z + \frac{p}{\rho} + \frac{c^2}{2} = \text{const.}$$

Diese Form der Energiebilanz ist nur zur Berechnung von inkompressiblen Strömungen geeignet.

Die Gleichung besagt, dass die Summe aus Lage-, Druck- und Geschwindigkeitsenergie konstant bleibt. Energie kann nicht verloren gehen, sondern nur in eine andere Energieform übertragen werden. Dies ist in Abbildung 5-10 für einen Stromfaden dargestellt:

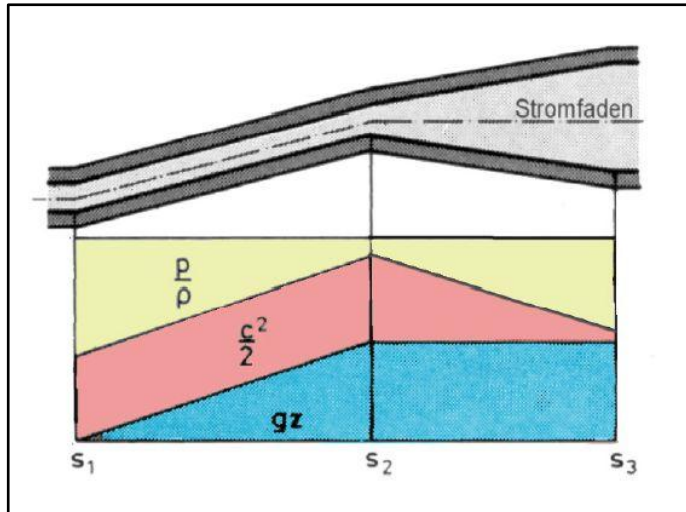


Abbildung 5-10: Spezifische Energieformen entlang eines Stromfadens /7/

Bei reibungsbehafteten Strömungen realer Fluide treten längs der Stromröhre Dissipationsverluste infolge von Reibung in den Wandgrenzschichten, der Reibung zwischen unterschiedlich schnell strömenden Fluidteilchen und Wirbelbildung auf.

Diese Dissipationsverluste äußern sich bei inkompressiblen Strömungen und bei kompressiblen isothermen Strömungen als Druckverluste.

**Der reale Druck  $p$  am Ende einer Stromröhre ist um den Druckabfall  $\Delta p_v$  kleiner als der theoretische Druck bei idealer, reibungsfreier Strömung.**

Ausgedrückt wird dies in der erweiterten Bernoulli-Gleichung mit Verlustterm für zwei Punkte entlang einer Stromröhre:

$$g \cdot z_1 + \frac{p_1}{\rho} + \frac{c_1^2}{2} = g \cdot z_2 + \frac{p_2}{\rho} + \frac{c_2^2}{2} + \frac{\Delta p_v}{\rho}$$

Die Herleitung der Strömungsgleichungen ist in /6/ ausführlich beschrieben.

Im Gegensatz zu inkompressiblen Fluiden (Flüssigkeiten) muss bei Gasen die Kompressibilität berücksichtigt werden, wenn Druckunterschiede von mehr als 100 mbar bei Umgebungsbedingungen auftreten. Dies ist bei langen pneumatischen Förderleitungen der Fall. In ihnen wird Luft vom Umgebungszustand angesaugt oder gegen Umgebungszustand gedrückt. Somit entsprechen 100 mbar einer Dichteänderung von 10 % bei Umgebungsbedingungen. /5/

Die Dichte eines Stoffes kann mit Hilfe der idealen Gasgleichung bestimmt werden. Dividiert durch die Masse hat die Gasgleichung folgende Form:

$$p \cdot v = R_i \cdot T$$

mit den Formelzeichen:

$p$ : Druck

$v$ : spezifisches Volumen

$R_i$ : spezielle Gaskonstante für den Stoff i

$T$ : absolute Temperatur

Die Dichte  $\rho$  eines Stoffes ist der Kehrwert seines spezifischen Volumens:

$$\rho = \frac{1}{v}$$

Damit kann die Dichte  $\rho$  berechnet werden:

$$\rho = \frac{p}{R_i \cdot T}$$

Bei der Rohrdurchströmung fällt der Druck in Strömungsrichtung ab. Aus der idealen Gasgleichung ist ersichtlich, dass bei isothermen Strömungsverhältnissen auch die Dichte abfallen muss. Denn es gilt:

$$\frac{p}{\rho} = R_i = \text{const.}$$

(für Temperatur  $T = \text{const.}$ )

Die Temperatur des Strömungsmediums Luft kann zur Berechnung der Rohrströmung als konstant angenommen werden, da in diesem Fall nichtisolierte Rohrleitungen verwendet werden. Durch die Rohrwand findet ein Wärmeaustausch des Strömungsmediums mit der Umgebung statt. Der geringe Temperaturanstieg kann vernachlässigt werden.



Aus  $\frac{p}{\rho} = \text{const}$  kann die Dichte des Strömungsmediums entlang einer Stromröhre mit den Eintrittswerten und dem Druckverlust bestimmt werden:

$$\rho_2 = \rho_1 \cdot \frac{p_1}{p_2}$$

mit  $p_2 = p_1 - \Delta p_v$

Da nach der Kontinuitätsgleichung der Massenstrom  $\dot{m} = c \cdot A \cdot \rho$  konstant bleibt, muss die mittlere Geschwindigkeit  $c$  bei gleichbleibendem Rohrquerschnitt  $A$  umgekehrt proportional zur Dichte  $\rho$  in Strömungsrichtung zunehmen:

$$c_2 = c_1 \cdot \frac{\rho_1}{\rho_2}$$

In Abbildung 5-11 ist der Unterschied der Strömungsgeschwindigkeiten bei inkompressibler und kompressibler Strömung dargestellt. Während bei inkompressibler Strömung die Dichte, die mittlere Strömungsgeschwindigkeit und der Volumenstrom konstant sind, steigen bei kompressiblem Verhalten die Strömungsgeschwindigkeit und damit der Volumenstrom in der Stromröhre an. Die Dichte sinkt dabei mit dem Druck ab.

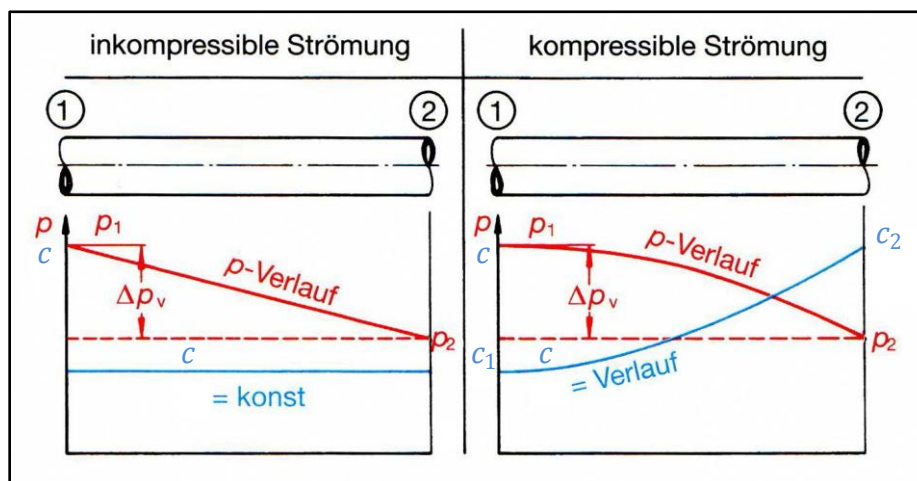


Abbildung 5-11: Vergleich von inkompressibler und kompressibler Strömung /6/

Charakterisiert wird eine Strömung durch die Reynoldszahl  $Re$ . Diese dimensionslose Kennzahl bildet das Verhältnis aus Trägheitskräften zu Reibungskräften (Scherreibungskräften). Mit Hilfe einer Dimensionsanalyse kann die Reynoldszahl durch folgenden Ausdruck formuliert werden:

$$Re = \frac{c \cdot l}{\nu} = \frac{c \cdot l \cdot \rho}{\eta}$$

Dabei ist  $c$  die Strömungsgeschwindigkeit,  $l$  die charakteristische Länge (in diesem Anwendungsfall der Rohr-Innendurchmesser  $d_i$ ),  $\nu$  die kinematische Viskosität,  $\rho$  die Luftdichte und  $\eta$  die dynamische Viskosität der Luft. /6/

In Abhängigkeit von der Reynoldszahl treten bei Innen- und Außenströmungen typische Stromlinienbilder auf. Unterschieden wird zwischen laminaren und turbulenten Rohrströmungen.

Da im betrachteten Anwendungsfall Sauggut durch Luftströmung aufgenommen werden soll, muss Flugförderung im Rohr gewährleistet sein (siehe Kapitel 5.3.2). Dafür muss eine ausreichend hohe Strömungsgeschwindigkeit im Rohr herrschen. Man gelangt somit in den turbulenten Bereich.

Turbulente Strömungen sind Scherströmungen, bei denen sich benachbarte Strömungsschichten ständig vermischen, wobei das Bild einer unruhigen, wirbelbehafteten Strömung entsteht. Da in der Praxis oft keine einfachen Turbulenzmodelle vorliegen, muss mit stationär gemittelten Geschwindigkeitswerten ohne Berücksichtigung von Schwankungen in Längs- und Querrichtung gerechnet werden. Bei der Berechnung der Geschwindigkeitsverteilung und des Druckabfalls der turbulenten Rohrströmung muss neben den Newton'schen Schubspannungen zusätzlich noch die Beschaffenheit der Rohrwand, insbesondere die Rauigkeit  $k$ , beachtet werden. /6/

Zur Berechnung des Druckabfalls muss die Rohrreibungszahl  $\lambda$  bestimmt werden. Diese ist abhängig von der Reynoldszahl  $Re$  und der relativen Rauheit  $\frac{d}{k}$ . Der Verlauf der Funktion  $\lambda = f\left(Re, \frac{d}{k}\right)$  im turbulenten Bereich lässt sich nicht durch einen einfachen funktionellen Ansatz beschreiben. Für technisch raue Rohre kann man das Widerstandsdiagramm nach Moody verwenden. Es basiert auf empirisch ermittelten Gleichungen und ist für hydraulisch glatte Rohre, für hydraulisch raue Rohre sowie für Rohre im Übergangsbereich gültig. In Abbildung 5-12 ist das Diagramm dargestellt:

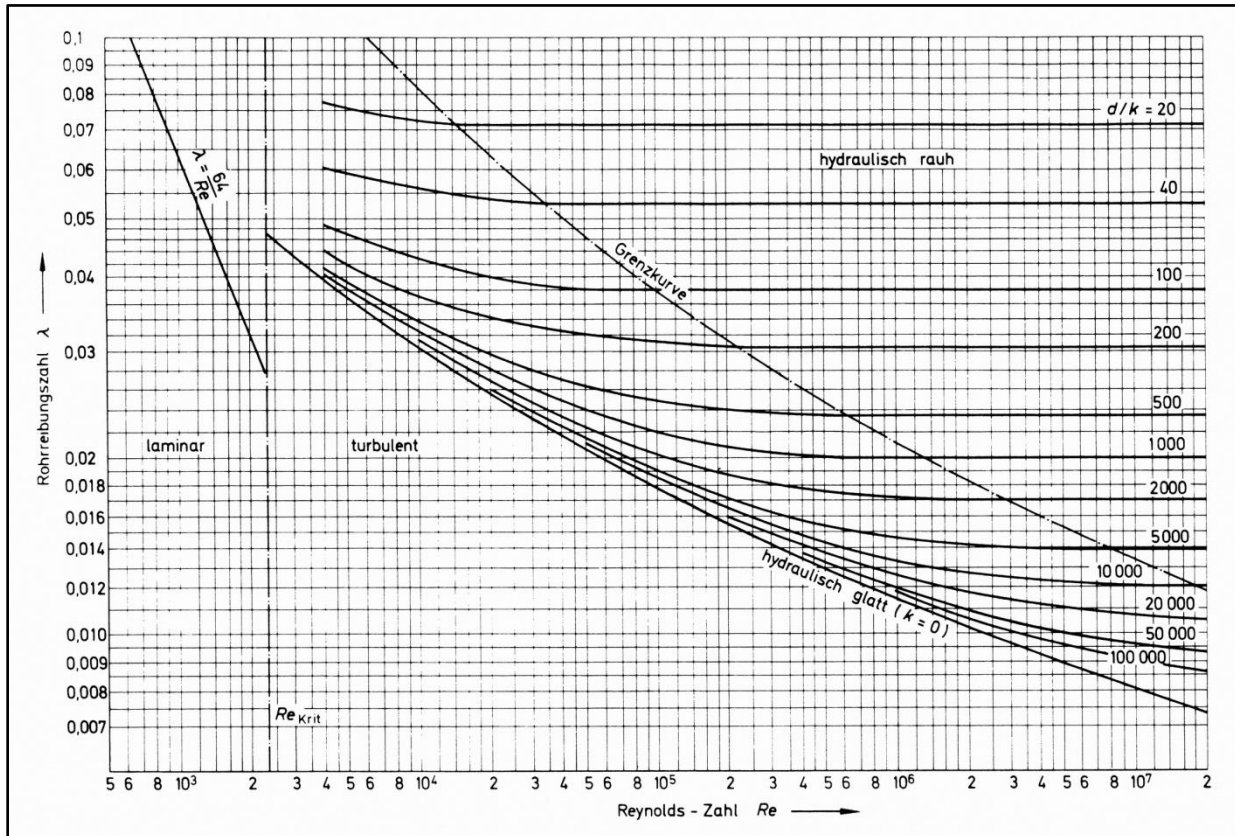


Abbildung 5-12: Widerstandsdiagramm nach Moody /6/

Im betrachteten Anwendungsfall befindet sich die turbulente Strömung im Übergangsbereich zwischen der Grenzkurve und der Kurve für hydraulisch glatte Rohre. Für diesen Bereich kann die Rohrreibungszahl  $\lambda$  nach der Formel von Prandtl und Colebrook ermittelt werden:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \cdot \lg \left[ \frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{\lambda}} + \frac{k}{d} \cdot 0,269 \right]$$

Dazu muss ein Startwert für  $\lambda$  gewählt und die Gleichung durch mehrmalige Iteration gelöst werden. Anschließend lässt sich der Druckverlust berechnen.

Bei inkompressibler Strömung lautet die Formel zur Berechnung des Druckverlusts entlang einer Rohrleitung im turbulenten Bereich:

$$\Delta p_{v,Rohrleitung} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot c^2$$

Durch Rohrleitungselemente wie z.B. Rohrbögen, Diffusoren, Filter, Drosselschieber usw. entsteht ebenfalls ein Druckverlust. Dieser wird durch Widerstandsbeiwerte  $\zeta$  ausgedrückt. Für viele Rohrleitungselemente sind diese empirisch bestimmten Beiwerte in Tabellen und Diagrammen verfügbar. Der Druckverlust eines Elementes ist abhängig von der Strömungsgeschwindigkeit  $c$  und der Dichte  $\rho$  des Strömungsmediums:

$$\Delta p_{v,Element} = \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot c^2$$

Zusammenfassend lässt sich für ein Rohrleitungssystem mit einer bestimmten Länge und mehreren Einbauten der gesamte Druckverlust formulieren:

$$\Delta p_{v,Gesamt} = \left( \lambda \cdot \frac{l}{d} + \sum_i \zeta_i \right) \cdot \frac{\rho}{2} \cdot c^2$$

Die benötigte Gebläseleistung  $P$  beträgt in diesem Fall:

$$P_{mech.} = \frac{\Delta p_{v,Gesamt} \cdot \dot{V}_{Gesamt}}{\eta}$$

Der Wirkungsgrad  $\eta$  ergibt sich durch Verluste bei der Umwandlung der mechanischen Energie in Strömungsenergie in der Arbeitsmaschine. Er gibt das Verhältnis der tatsächlich gelieferten Strömungsleistung zur aufgebrauchten (verlustlosen) mechanischen Wellenleistung an.

$$\eta = \frac{P_{tats.}}{P_{theor.}} = \frac{\text{tatsächliche Strömungsleistung}}{\text{verlustlose Wellenleistung}} = \frac{\Delta p \cdot \dot{V}}{P_{mech.}}$$

/7/

Zur Berechnung einer kompressiblen Strömung lässt sich folgende in /6/ hergeleitete Formel verwenden:

$$\frac{p_1^2 - p_2^2}{2 \cdot p_1} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \rho_1 \cdot \frac{c_1^2}{2} \cdot \frac{\bar{T}}{T_1}$$

Beim bestehenden Rohrleitungssystem kann in guter Näherung von isothermem Verhalten der Förderluft ausgegangen werden. Durch die nichtisolierte Rohrleitung findet ein Wärmeaustausch mit der Umgebung statt. Da die angesaugte Luft ebenfalls Umgebungstemperatur hat, ist der Fehler bei der Annahme von isothermem Verhalten entlang des Rohrleitungssystems gering. Damit gilt  $\frac{\bar{T}}{T_1} = 1$  und der Term entfällt in der Berechnungsformel.

Mit den Ausdrücken  $\lambda \cdot \frac{l}{d} = \zeta_\lambda$  und  $\Delta p_v = p_1 - p_2$  kann man den entstehenden Druckverlust formulieren:

$$\Delta p_v = p_1 - \sqrt{p_1^2 - p_1 \cdot \zeta_\lambda \cdot \rho_1 \cdot c_1^2}$$

Da sich die Strömungsgeschwindigkeit sowie der Volumenstrom bei kompressibler Strömung entlang einer Rohrleitung erhöhen, ist es in diesem Fall sinnvoll, mit mittleren Werten im Förderrohr zu rechnen. Weil der Druckverlust entlang einer bekannten Rohrleitung berechnet werden kann, sind die Drücke zu Beginn ( $p_1$ ) und am Ende ( $p_2$ ) eines Leitungsabschnitts bekannt. Damit sind auch die Dichten  $\rho_1$  und  $\rho_2$  gegeben. Aus dem Mittelwert der Dichte  $\bar{\rho} = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}$  kann die mittlere Strömungsgeschwindigkeit  $\bar{c}$  berechnet werden:

$$\bar{c} = c_1 \cdot \frac{\rho_1}{\bar{\rho}}$$

Damit ist bei gegebenem Rohrquerschnitt  $A$  auch der mittlere Volumenstrom  $\bar{V}$  bekannt und es kann die mittlere Förderleistung  $\bar{P}$  für einen Rohrleitungsabschnitt bestimmt werden:

$$\bar{P}_{meh.,Abschnitt} = \frac{\Delta p_{v,Abschnitt} \cdot \bar{V}_{Abschnitt}}{\eta}$$

Die gesamte mittlere Förderleistung für das Rohrleitungssystem ergibt sich aus der Summe der Abschnitts-Förderleistungen. Sie muss durch das Gebläse aufgebracht werden.

$$\bar{P}_{meh.,Gesamt} = \sum_i \bar{P}_{meh.,i}$$

### 5.3.2 Pneumatische Flugförderung

Beim Feststofftransport im Förderrohr können unterschiedliche Förderzustände auftreten. Dies ist abhängig vom Feststoffdurchsatz, der Förderluftgeschwindigkeit sowie vom Rohrdurchmesser. Wegen des unterschiedlichen Schwerkräfteinflusses unterscheidet man zusätzlich zwischen Horizontal- und Vertikal-Förderung. /5/

Der Feststoffdurchsatz wird in Relation zum Förderluftdurchsatz gesetzt. Dazu wird die Beladung  $\mu$  als Verhältnis des Feststoffmassenstroms  $\dot{m}_{FS}$  zum Luftmassenstrom  $\dot{m}_L$  definiert:

$$\mu = \frac{\dot{m}_{FS}}{\dot{m}_L} = \frac{\dot{m}_{FS}}{\rho_L \cdot \dot{V}_L}$$

/5/

In diesem Anwendungsfall wird ein langes Rohrleitungssystem verwendet. Desweiteren besteht beim Transport von Feststoff mit kleinen Partikeldurchmessern ein erhöhtes Verstopfungsrisiko. Deshalb wird für betriebssichere und stabile Verhältnisse reine Flugförderung gewählt. Dabei treten geringe Beladungen und relativ hohe Förderluftgeschwindigkeiten von bis zu 40 m/s auf. In Abbildung 5-13 ist Flugförderung in einem horizontalen Rohr dargestellt:

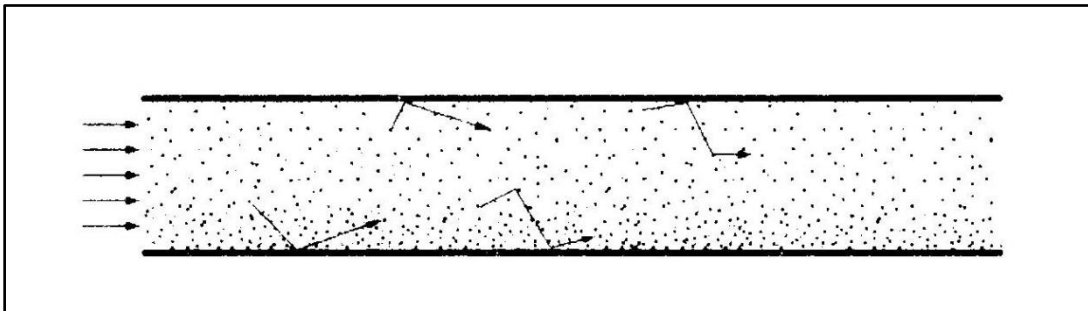


Abbildung 5-13: Horizontale Flugförderung /5/

Die feinen Staubpartikeln bewegen sich etwa gleichmäßig über den Querschnitt verteilt. Die Querbewegungen werden von den Turbulenzen der Luftströmung verursacht. Der Schwerkräfteinfluss bewirkt eine etwas höhere Feststoffkonzentration in Bodennähe.

Bei der Flugförderung in vertikal nach oben verlaufenden Rohrsegmenten findet ebenfalls aufgrund der Turbulenzen eine homogene Quervermischung statt.

Mit sinkender Luftgeschwindigkeit und damit steigender Beladung werden folgende Förderzustände im horizontalen und vertikalen Rohr durchlaufen: Strähnenförderung, Dünen- und Ballenförderung, Pfropfenförderung. Dadurch sinkt der Abrieb und Verschleiß im Rohrleitungssystem. Ebenfalls wird der Energieaufwand für die Förderung verringert. Aus oben genannten Gründen wird hier jedoch Flugförderung gewählt. /5/



Für vertikale Flugförderung muss die Fluidströmung (hier: Luftströmung) im Förderrohr höher sein als die Sinkgeschwindigkeit  $c_F$  der Einzelpartikeln:

$$c_{Lv} > c_F$$

Bei horizontaler Flugförderung grober und mittelfeiner Partikeln bleibt die Förderung stabil, wenn die Luftgeschwindigkeit mindestens das Doppelte der Sinkgeschwindigkeit  $c_F$  beträgt:

$$c_{Lh} > 2 \cdot c_F$$

/5/

Die Mindestluftgeschwindigkeit ist abhängig vom Eintrittszustand der angesaugten Luft. Zur Berechnung wird die Förderluft auf Normzustand gesetzt:

$$t_{L,Ein} = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$p_{abs,Ein} = 1013,25 \text{ mbar}$$

Die Dichte der Luft wird nach der allgemeinen Gasgleichung mit der Gaskonstanten für Luft  $R_L = 287 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$  berechnet:

$$\rho = \frac{p}{R_L \cdot T_L}$$

Die dynamische Viskosität  $\eta$  von Luft kann mit der Formel nach Sutherland für die Temperatur  $T$  bestimmt werden:

$$\eta = \frac{B \cdot \sqrt{T}}{1 + \frac{C}{T}} \quad \text{mit: } B = 1,503 \cdot 10^{-6} \text{ ; } C = 123,6$$

/8/

Die kinematische Viskosität  $\nu$  kann über die dynamische Viskosität bei Division durch die Dichte berechnet werden:

$$\nu = \frac{\eta}{\rho}$$



Das Sauggut besteht hauptsächlich aus Braunkohlenstaub. Die Dichte von Braunkohle variiert je nach Wassergehalt zwischen 900 und 1000 kg/m³. Hier wird für die zu saugenden Partikeln die maximale Dichte gewählt:

$$\rho_P = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Die Sinkgeschwindigkeit im Schwerfeld lässt sich aus dem Kräftegleichgewicht am sinkenden runden Teilchen herleiten, wie in /9/ ausführlich beschrieben wird. Die Gewichtskraft des Teilchens wirkt der Auftriebs- und Widerstandskraft entgegen. Die Widerstandsfunktion  $c_w$  zum Bestimmen der Widerstandskraft ist abhängig von der für die Umströmung relevanten Partikel-Reynoldszahl  $Re_p$ . Diese ist mit der Anströmgeschwindigkeit  $c_F$ , der charakteristischen Teilchengröße  $d_p$ , sowie der dynamischen Viskosität des Fluides  $\eta_F$  zu bilden:

$$Re_p = \frac{c_F \cdot d_p \cdot \rho_F}{\eta_F}$$

Die Widerstandsfunktion  $c_w$  kann in einem Diagramm abhängig von der Partikel-Reynoldszahl  $Re_p$  dargestellt werden. Dabei treten je nach Form der Umströmung drei Bereiche auf:

- Stokes-Bereich: zähe Umströmung,  $Re_p < 0,25$
- Übergangsbereich: zäh-turbulente Umströmung,  $0,25 < Re_p < 2 \cdot 10^3$
- Newton-Bereich: vollturbulente Umströmung,  $2 \cdot 10^3 < Re_p < 2 \cdot 10^5$

Ab einem Partikeldurchmesser  $d_p = 50 \mu\text{m}$  gelangt man in diesem Anwendungsfall im Normzustand in den Übergangsbereich. Zur Berechnung der Sinkgeschwindigkeit in diesem Bereich wird die dimensionslose Archimedes-Zahl  $Ar$  gebildet:

$$Ar = \frac{d_p^3 \cdot g \cdot (\rho_P - \rho_F) \cdot \rho_F}{\eta_F^2}$$

Daraus bestimmt man die Partikel-Reynoldszahl  $Re_p$  mit Hilfe der Gleichung nach Zogg:

$$Re_p = 18 \cdot \left( \sqrt{1 + \frac{\sqrt{Ar}}{9}} - 1 \right)^2$$

und schließlich die Sinkgeschwindigkeit

$$c_F = \frac{Re_p \cdot \eta_F}{d_p \cdot \rho_F}$$

/10/

Die Mindestluftgeschwindigkeit für horizontale Flugförderung  $c_{Lh,min}$  kann nun abhängig vom Partikeldurchmesser berechnet werden:

$[\mu m]$	$[-]$	$[-]$	$[m/s]$	$[m/s]$
$d_p$	$Ar$	$Re_p$	$c_F$	$c_{Lh,min}$
50	5	0,27	0,07	0,14
500	5412	74	1,96	3,92
1500	146125	563	4,97	9,94
3200	1418731	2003	8,28	16,56

Tabelle 5-5: Mindestluftgeschwindigkeit im Übergangsbereich

Ab einem Partikeldurchmesser  $d_p > 3,2 mm$  tritt der Newtonbereich mit vollturbulenter Umströmung auf. Hier ist die Widerstandsfunktion nahezu konstant, also unabhängig von der Partikel-Reynoldszahl. Die Sinkgeschwindigkeit berechnet sich zu:

$$c_F = 1,74 \cdot \sqrt{\frac{(\rho_p - \rho_F)}{\rho_F} \cdot g \cdot d_p}$$

$[mm]$	$[-]$	$[m/s]$	$[m/s]$
$d_p$	$Re_p$	$c_F$	$c_{Lh,min}$
3,2	2072	8,57	17,14
5	4048	10,71	21,42
10	11449	15,15	30,30
15	21034	18,55	37,11

Tabelle 5-6: Mindestluftgeschwindigkeit im Newton-Bereich

Da ein Partikeldurchmesser von  $d_p = 15 mm$  beim Saugen von Staub äußerst selten auftritt, ist eine Mindestluftgeschwindigkeit  $c_{Lh,min}$  von rund  $35 m/s$  im Förderrohr ausreichend. Das Ansaugen von Partikeln mit größerem Durchmesser ist ebenfalls möglich, jedoch kann der Förderzustand der Strähnenförderung auftreten. In diesem Zustand reicht die Energie der Strömung nicht mehr aus, um den Feststoff im Rohr in der Schwebe zu halten. Ein Verstopfen ist jedoch auszuschließen, da diese Partikeldurchmesser eine seltene Ausnahme bilden.

### 5.3.3 Getroffene Annahmen

Da einige Daten zur theoretischen Berechnung der Gebläseleistung unbekannt sind, müssen Annahmen getroffen werden. Der Einfluss der getroffenen Annahmen auf das Endergebnis wird in Kapitel 5.5.2 überprüft. Dazu werden die Ergebnisse der Strömungsmessungen miteinbezogen.

#### Rohrrauigkeit

Die Rauigkeit der Rohr-Innenwand ist unbekannt. Es wird ein Tabellenwert für mäßig verrostete bzw. leicht verkrustete Stahlrohre nach längerer Benutzung gewählt:

$$k = 0,2 \text{ mm}$$

/6/

Anzunehmen ist, dass die Rauigkeit der Rohrleitung geringer ist, da aufgrund von ständigem Abrieb durch das Sauggut Rost und Verkrustungen entfernt werden. Jedoch wird zur Auslegung der maximal benötigten Saugleistung von hohen Rauigkeitswerten ausgegangen.

#### Gutreibungsverlustbeiwert

Druckverlust entsteht während der Flugförderung nicht nur durch Luft-, sondern auch durch Feststofftransport, siehe Kapitel 5.3.4.3. Um den Druckverlust durch auftretende Gutreibung bestimmen zu können, wird der Gutreibungsverlustbeiwert  $\left(\lambda_s \cdot \frac{l_0}{d}\right)$  benötigt. Diese dimensionslose Größe kann Tabellen mit Erfahrungswerten entnommen werden. Sie ist abhängig vom Fördergut, der Partikelgröße, der Dichte sowie der Schüttdichte. Abgeschätzt wird:

$$\left(\lambda_s \cdot \frac{l_0}{d}\right) = 0,08$$

(für mehliges Gut mit Partikelgrößen  $d_p \ll 1 \text{ mm}$  und einer Schüttdichte  $\rho_{ss} \approx 550 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ )

/5/

## Reibungszahl Wellrohrschlauch

An den Anzapfstellen des Rohrleitungssystems werden flexible Wellrohrschläuche aus Kunststoff angeschlossen. Dadurch kann der gesamte Saugbereich erfasst und gereinigt werden.

Bei gleichen Strömungsverhältnissen ist der Druckverlust in Wellrohrschläuchen deutlich größer als in starren Rohrleitungen. Dies ist bedingt durch die Profilierung der Schläuche in Umfangsrichtung. Abhängig von der Reynoldszahl wird dadurch die Strömungscharakteristik entscheidend bestimmt. In der theoretischen Modellvorstellung werden dabei vier Strömungszustände unterschieden:

- **Laminarbereich:**

Kaum Beeinflussung durch die Profilierung

- **Übergangsbereich:**

Primär- und Sekundärwirbel in den Wellenräumen

- **Turbulenzbereich:**

Beeinflussung der Kernströmung durch Turbulenzfahnen an den Innenkrepfen

- **Hochgeschwindigkeitsbereich:**

Wechselwirkung der Turbulenzfahnen zwischen den Innenkrepfen

/6/ /11/

In Abbildung 5-14 sind Primär- und Sekundärwirbel in einem durchströmten Wellrohrschlauch sichtbar gemacht:

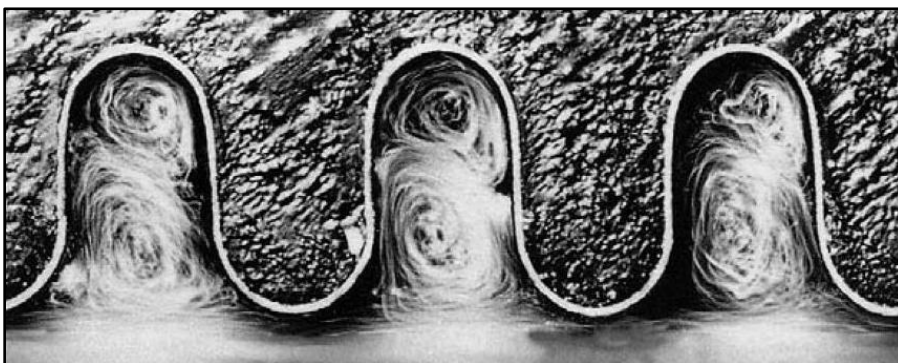


Abbildung 5-14: Strömung in einem Wellrohrschlauch /11/

Es ist keine Dokumentation der vorhandenen Wellrohrschläuche vorhanden. Aufgrund dessen werden Werte für einen ähnlichen Ringwellschlauch vom Typ RS 331 der Firma Witzenmann GmbH verwendet. In Abbildung 5-15 ist das Widerstandsdiagramm des Schlauchtyps dargestellt. Deutlich sieht man den Anstieg der  $\lambda$ -Werte beim Übergang in den Hochgeschwindigkeitsbereich. Abhängig von der Nennweite und Reynoldszahl kann die Reibungszahl abgelesen werden:

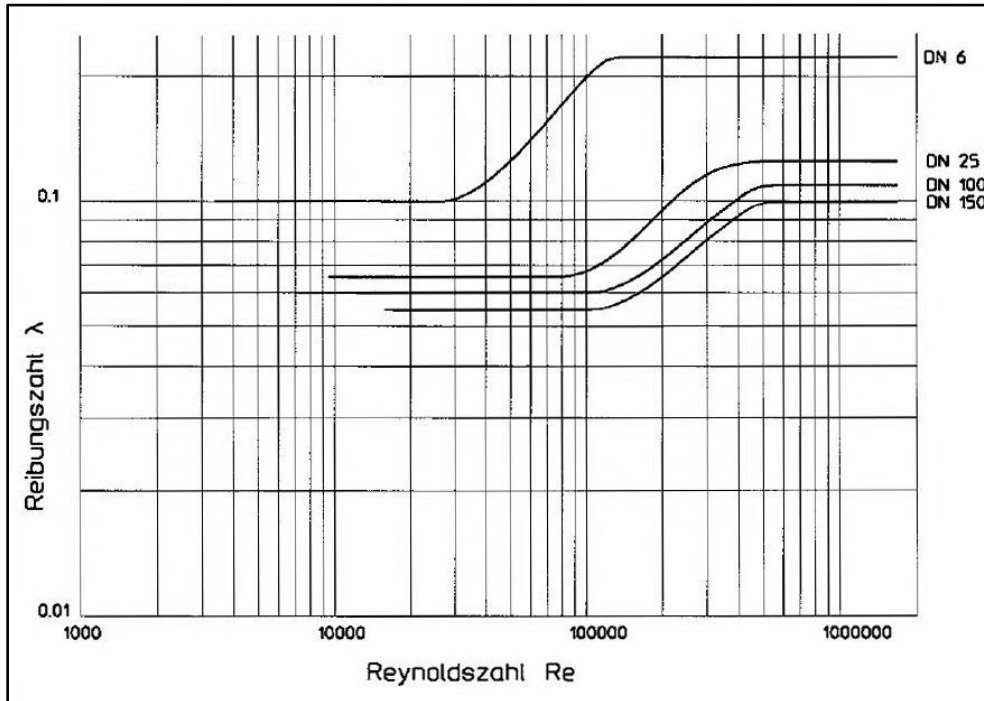


Abbildung 5-15: Widerstandsdiagramm für Wellrohrschlauch Typ RS 331 /11/

Für die Auslegung der Sauganlage wird folgender maximale Volumenstrom gefordert:

$$\dot{V}_{max} = 2100 \frac{m^3}{h}$$

Dieser Wert entspricht den Auslegungsvorgaben der bestehenden mobilen Sauganlage.

Dabei treten für die Strömung im einzelnen Wellrohrschlauch Reynoldszahlen im Bereich von  $Re_{max} = 135.000$  auf. Mit der Nennweite DN 50 kann die Rohrreibungszahl abgelesen werden:

$$\lambda_{Wellrohr} \approx 0,07$$

### 5.3.4 Bestimmung des Druckverlusts

Der Druckverlust entlang des Rohrleitungssystems wird durch Luftströmung und durch Feststofftransport verursacht. Zur maximalen Auslegung der Sauganlage werden folgende Vorgaben gewählt:

- Maximaler Volumenstrom am Gebläseeintritt:  $\dot{V}_{max} = 2100 \frac{m^3}{h}$
- Maximale Anzahl gleichzeitiger Saugstellen:  $4 \times DN 50$
- Maximaler Massenstrom Sauggut:  $\dot{m}_{Sauggut, max, DN50} = 250 \frac{kg}{h}$   
 (pro Ventil DN 50)

Um den maximal zu durchströmenden Rohrleitungsweg zu berechnen, wird von einer Absaugung an den Anschlüssen E4-3, E4-2, E3-3 und E3-2 ausgegangen (siehe Kapitel 5.2.1: Aufbau des Rohrleitungssystems). Zusätzlich strömt noch, abhängig vom Unterdruck in der Leitung, Luft über die Falschlufansaugung ins Leitungssystem.

Zur Berechnung wird ein Eintrittsvolumenstrom am Anschluss E4-3 so eingestellt, dass nach der Vereinigung der fünf Eintrittsströme der maximal geforderte Volumenstrom am Gebläse auftritt. Da bei der Strömungsberechnung die Kompressibilität der Luft bei isothermem Verhalten berücksichtigt wird, steigt der Volumenstrom entlang des Rohrleitungssystems an.

Wenn ein Eintrittsvolumenstrom vorgegeben ist, werden sich an den übrigen Anschlüssen bestimmte Volumenströme einstellen. Diese sind abhängig vom Strömungswiderstand der einzelnen Stränge bzw. bei der Falschlufansaugung abhängig von der Drosselstellung. Entsprechend der Widerstände werden sich Strömungsverhältnisse in den Saugsträngen einstellen.

### 5.3.4.1 Strömungsverhältnisse

Die einzelnen Stränge können als Parallelschaltung von Strömungswiderständen interpretiert werden. Vereinfacht dargestellt sieht man in Abbildung 5-16 zwei Rohrleitungsstränge, die zusammengeführt werden:

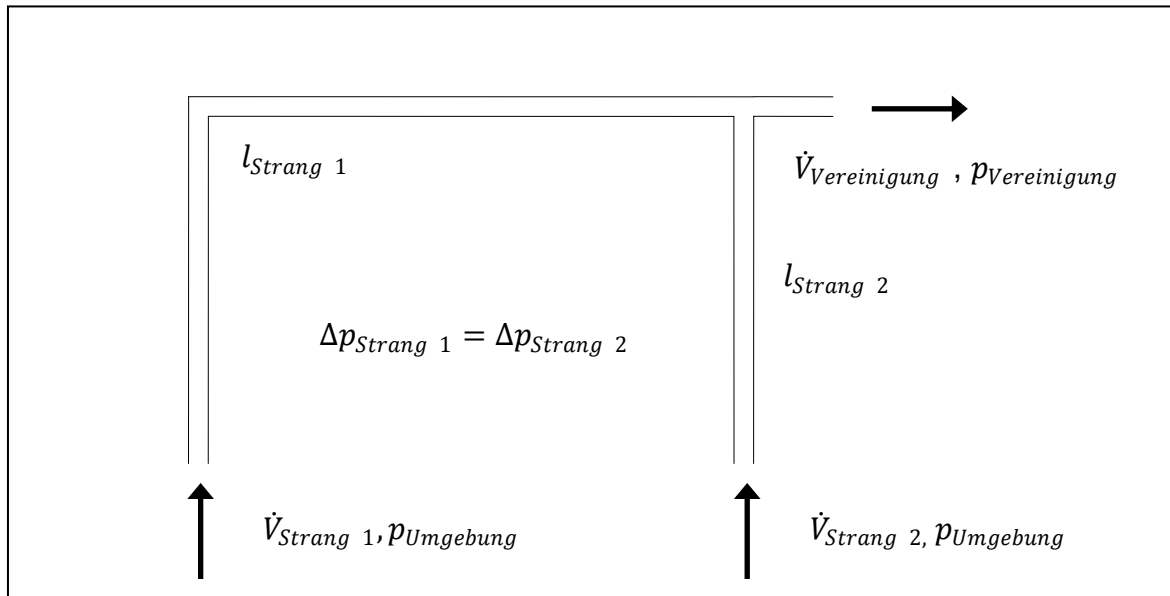


Abbildung 5-16: Vereinigung von zwei Rohrleitungssträngen

Durch die beiden Stränge wird ein Fluid mit Umgebungsdruck  $p_{Umgebung}$  angesaugt. Da nach der Vereinigung der Druck  $p_{Vereinigung}$  herrscht, beträgt die Druckdifferenz:

$$\Delta p = p_{Umgebung} - p_{Vereinigung}$$

Diese Differenz muss in beiden Strängen gleich sein. Damit gilt:

$$\Delta p_{Strang\ 1} = \Delta p_{Strang\ 2}$$

Wird nun ein Volumenstrom im ersten Strang zur Berechnung vorgegeben, so wird sich im zweiten Strang ein Volumenstrom einstellen, bei dem der Druckverlust der beiden Stränge gleich ist. Der entstehende Druckverlust ist abhängig vom Widerstand des Strangs und von der Geschwindigkeit des durchströmenden Fluides. Ist der Widerstand eines Strangs festgelegt, so kann sich der Druckverlust des Strangs nur durch die Strömungsgeschwindigkeit und damit durch den Volumenstrom angleichen.

Beispiel:

Ist die Länge und damit der Strömungswiderstand im ersten Strang größer als im zweiten ( $l_{Strang\ 1} > l_{Strang\ 2}$ ), wird im zweiten Strang der größere Volumenstrom auftreten ( $\dot{V}_{Strang\ 1} < \dot{V}_{Strang\ 2}$ ), so dass der Druckverlust der beiden Stränge durch die höhere Strömungsgeschwindigkeit in Strang 2 ausgeglichen wird.



Im vorhandenen Rohrleitungssystem treten fünf Volumenströme ein. Somit kommt es zu mehreren parallelgeschalteten Strängen, deren Druckverlust gleich sein muss. In Abbildung 5-17 sind die einzelnen Stränge farblich markiert:

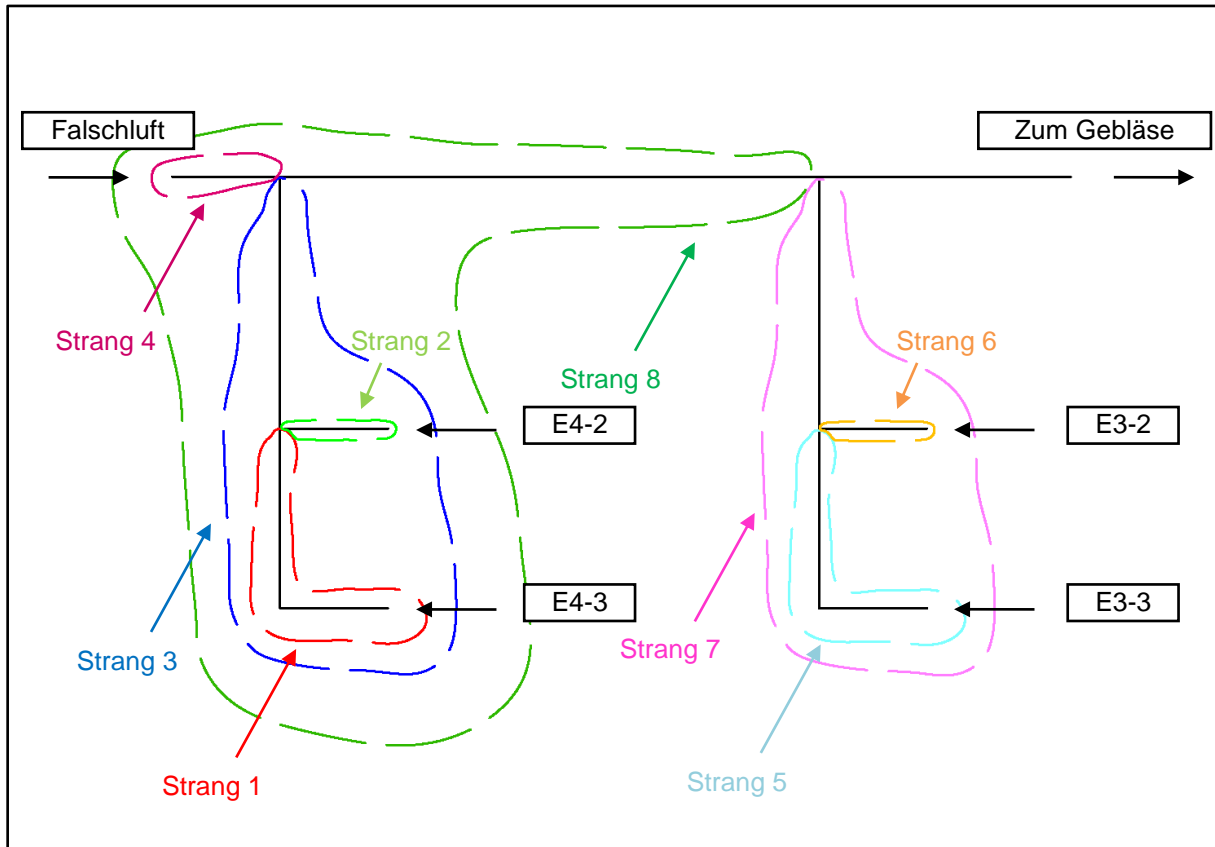


Abbildung 5-17: Leitungsstränge

Es muss gelten:

$$\Delta p_{\text{Strang } 1} = \Delta p_{\text{Strang } 2}$$

$$\Delta p_{\text{Strang } 3} = \Delta p_{\text{Strang } 4}$$

$$\Delta p_{\text{Strang } 5} = \Delta p_{\text{Strang } 6}$$

$$\Delta p_{\text{Strang } 7} = \Delta p_{\text{Strang } 8}$$

Die Falschluffansaugung erfolgt mittels eines federbelasteten Verschlusses. Dieser öffnet abhängig vom Unterdruck in der Saugleitung. Da die Federcharakteristik des Verschlusses zunächst unbekannt ist, wird der Volumenstrom der Falschluff auf Null gesetzt ( $\dot{V}_{\text{Falschluff}} = 0$ ). In Kapitel 5.4 kann der Volumenstrom jedoch messtechnisch erfasst werden.

### 5.3.4.2 Druckverlust durch Luftströmung

Bei der Berechnung des Druckverlusts durch Luftströmung muss zwischen kompressiblem und inkompressiblem Verhalten der Luft unterschieden werden. Kompressibles Verhalten bezeichnet in diesem Anwendungsfall die Dichteänderung der Luft bei isothermer Strömung. Im Gegensatz dazu wird bei Inkompressibilität konstante Luftdichte für die Berechnungen angenommen.

Für jedes der Rohrleitungselemente, wie Leitungen und Einbauten, wird in dieser Arbeit der Druckverlust einzeln bestimmt. Dafür werden die Eintritts- und Austrittszustände der Luft für jedes Element berechnet. Dabei handelt es sich um die Drücke, die Dichten, die Strömungsgeschwindigkeiten und die Volumenströme. So ergibt sich aus dem Austrittszustand des einen Elementes der Eintrittszustand des darauffolgenden Elementes.

#### Rohrleitung / Schlauchleitung

Rohrleitungen sowie Schlauchleitungen werden in dieser Arbeit kompressibel berechnet. Aufgrund ihrer Länge kommt es zu hohen Druckverlusten und damit zu großen Dichteunterschieden zwischen Ein- und Austritt. Bei der kompressiblen Betrachtung werden die Dichteänderung und die damit einhergehende Strömungsgeschwindigkeitsänderung entlang der Rohrleitung in der Berechnungsformel berücksichtigt.

Der Druckverlust berechnet sich zu:

$$\Delta p_v = p_{ein} - \sqrt{p_{ein}^2 - p_{ein} \cdot \zeta_\lambda \cdot \rho_{ein} \cdot c_{ein}^2}$$

Der Eintrittsdruck  $p_{ein}$  ist gegeben. Damit kann die Eintrittsdichte  $\rho_{ein}$  berechnet werden. Die Eintrittsgeschwindigkeit  $c_{ein}$  ergibt sich aus dem Eintrittsvolumenstrom  $\dot{V}_{ein}$  und der Rohrgeometrie.

$$c_{ein} = \frac{\dot{V}_{ein}}{A} = \frac{4 \cdot \dot{V}_{ein}}{\pi \cdot d^2}$$

Der Widerstandsbeiwert  $\zeta_\lambda$  berechnet sich mit Reibungszahl  $\lambda$ , Länge  $l$  und Rohr-Innendurchmesser  $d$  zu:

$$\zeta_\lambda = \lambda \cdot \frac{l}{d}$$

Die Reibungszahl  $\lambda$  wird hier durch Iteration aus der Formel nach Prandtl und Colebrook gebildet, siehe Kapitel 5.3.1. Für den Wellrohrschlauch wird der Wert  $\lambda_{Wellrohr} \approx 0,07$  verwendet.

Aus dem Druckverlust kann der am Austritt herrschende Druck  $p_{aus} = p_{ein} - \Delta p_v$  und damit die Dichte  $\rho_{aus}$  berechnet werden. Es gilt:

$$\frac{p_{ein}}{\rho_{ein}} = \frac{p_{aus}}{\rho_{aus}}$$

$$\Leftrightarrow \rho_{aus} = \rho_{ein} \cdot \frac{p_{aus}}{p_{ein}}$$

Aus der Massenerhaltung ergibt sich für konstanten Rohrquerschnitt  $A = const$ :

$$c_{ein} \cdot \rho_{ein} = c_{aus} \cdot \rho_{aus}$$

$$\Leftrightarrow c_{aus} = c_{ein} \cdot \frac{\rho_{ein}}{\rho_{aus}}$$

Damit kann der Austrittsvolumenstrom  $\dot{V}_{aus}$  ermittelt werden.

### Rohreinlauf

Beim Ansaugen des Luftstroms in die Saugleitung treten Druckverluste auf. Diese sind abhängig von der Form des Einlaufs. Da die Druckverluste gering sind und die Dichte sich kaum ändert, wird inkompressibles Verhalten angenommen. Die Formel lautet:

$$\Delta p_v = \zeta_{RoEi,gesamt} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot c^2$$

Die Strömungsgeschwindigkeit  $c$  wird erneut aus dem Eintrittsvolumenstrom  $\dot{V}_{ein}$  berechnet. Für die Dichte  $\rho$  wird die Eintrittsdichte  $\rho_{ein}$  gewählt. Genau genommen müsste der Mittelwert der Dichte zwischen Ein- und Austritt gebildet werden. Dies ist hier jedoch nicht nötig, da der Dichteunterschied sehr gering ist.

Das Sauggut wird mit einer Düse aufgenommen. Der Übergang von der breiten Düse auf den Saugrohrquerschnitt ist nicht scharfkantig, sondern abgerundet. Aus Tabellenwerten kann daher der Widerstandsbeiwert für den Rohreinlauf  $\zeta_{RoEi}$  abgelesen werden:

$$\zeta_{RoEi} = 0,05$$

Da die Düse beim Absaugen über den Boden oder die Wand bewegt wird, verringert sich die Einlauföffnung erheblich. Dadurch erhöht sich die Widerstandszahl. Durch Borsten wird die Düse auf Abstand von der Oberfläche gehalten. Da der Abstand variiert, kann die Widerstandszahl für Rohreinlauf in Wandnähe  $\zeta_{RoWa}$  nur abgeschätzt werden:

$$\zeta_{RoWa} = 0,2$$

/6/

Damit ergibt sich die gesamte Widerstandszahl  $\zeta_{RoEi,gesamt}$  für den Rohreinlauf:

$$\zeta_{RoEi,gesamt} = \zeta_{RoEi} + \zeta_{RoWa} = 0,25$$

Analog zu oben können aus dem Druckverlust  $\Delta p_v$  die Austrittszustände ermittelt werden.

### Rohrbogen

In durchströmten Rohrbögen entstehen durch die Richtungsänderung Reibungsverluste, Ablöseverluste und Energieverluste. Der Druckverlust für inkompressible Strömung lautet:

$$\Delta p_v = \zeta_{Rohrbogen} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot c^2$$

Der Widerstandsbeiwert für Rohrbögen  $\zeta_{Rohrbogen}$  kann nach einem empirischen Verfahren abgeschätzt werden. Er wird aus dem Anteil für Reibung  $\zeta_R$  und dem Anteil für Umlenkung  $\zeta_U$  gebildet.

$$\zeta_{Rohrbogen} = \zeta_R + \zeta_U$$

/6/

Der Reibungsanteil  $\zeta_R$  wird aus der Reibungszahl  $\lambda$  und der Geometrie des Rohrbogens berechnet:

$$\zeta_R = 0,0175 \cdot \lambda \cdot \frac{R}{d} \cdot \theta^\circ$$

Der Umlenkungsanteil  $\zeta_U$  wird aus Beiwerten gebildet. Diese Beiwerte können Diagrammen entnommen werden, siehe Abbildung 5-18.

$$\zeta_U = K_1 + K_2 + K_3$$

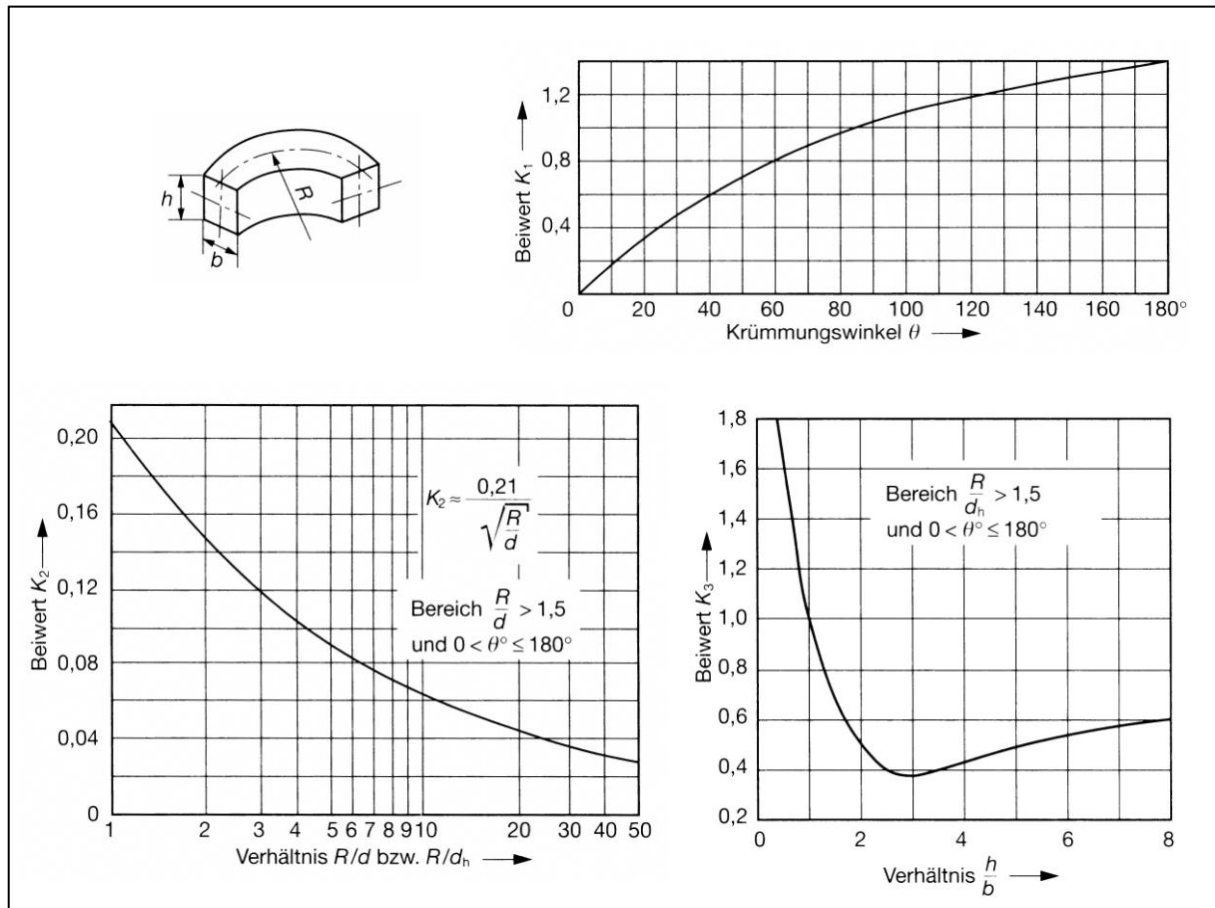


Abbildung 5-18: Beiwerte für die Umlenkung am Rohrbogen /6/

Damit lassen sich Druckverlust im Rohrbogen und Austrittszustand der Luft berechnen.

## Diffusor

Ein Diffusor ist eine stetige Querschnittserweiterung der Rohrleitung. Durch Vergrößerung des Querschnitts wird die Strömung verlangsamt. Aufgrund der Bernoulli-Gleichung wird dabei kinetische Energie in Druckenergie umgewandelt.

Da es beim Durchströmen eines Diffusors zu einer Verdichtung kommt, tritt auch eine Temperaturerhöhung auf. Aufgrund der relativ geringen Geschwindigkeit und der Luft im Umgebungszustand fällt die Temperaturerhöhung jedoch sehr gering aus. Zur Berechnung des Druckrückgewinns wird deshalb inkompressibles Verhalten angenommen. Der Diffusor wird als „Bernoulli-Diffusor“ mit einer gleichmäßigen Energieumsetzung berechnet.

Der Druckrückgewinn durch Querschnittsänderung  $\Delta p_{dA}$  beträgt bei idealer, reibungsfreier Strömung:

$$\frac{p_{ein}}{\rho} + \frac{c_{ein}^2}{2} = \frac{p_{aus}}{\rho} + \frac{c_{aus}^2}{2}$$

$$c_{aus} = c_{ein} \cdot \frac{A_{ein}}{A_{aus}}$$

$$\Rightarrow \Delta p_{dA} = p_{aus} - p_{ein} = \frac{\rho}{2} \cdot c_{ein}^2 \cdot \left[ 1 - \left( \frac{A_{ein}}{A_{aus}} \right)^2 \right]$$

Bei realen Diffusoren kommt es jedoch auch zu Druckverlusten. Diese entstehen infolge von Verzögerung, Reibung und Ablöseerscheinungen. Für konstante Dichte  $\rho$  gilt:

$$\Delta p_v = \zeta_{Diffusor} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot c^2$$

Der Widerstandsbeiwert für einen Diffusor  $\zeta_{Diffusor}$  wird aus einem Anteil für die Erweiterung  $\zeta_E$  und einem Anteil für die Wandreibungsverluste  $\zeta_R$  gebildet:

$$\zeta_{Diffusor} = \zeta_E + \zeta_R$$

/6/

Bei einem Übergangsdiffusor mit konzentrischer Kreisgeometrie gilt für die Beiwerte:

$$\zeta_E = 3,2 \cdot \tan \frac{\varphi}{2} \cdot \sqrt[4]{\tan \frac{\varphi}{2}} \cdot \left( 1 - \frac{A_{ein}}{A_{aus}} \right)^2$$

$$\zeta_R = \frac{\lambda}{8 \cdot \sin \frac{\varphi}{2}} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{A_{ein}}{A_{aus}} \right)^2 \right]$$

Die Formeln gelten für einen Diffusorerweiterungswinkel  $\varphi$  im Bereich von  $0^\circ < \varphi < 40^\circ$ . Der Winkel lässt sich anhand der Geometrie in Abbildung 5-19 berechnen. Für einen Diffusor der Länge  $l = 100 \text{ mm}$  und einer Erweiterung von  $DN 50$  auf  $DN 65$  beträgt er:

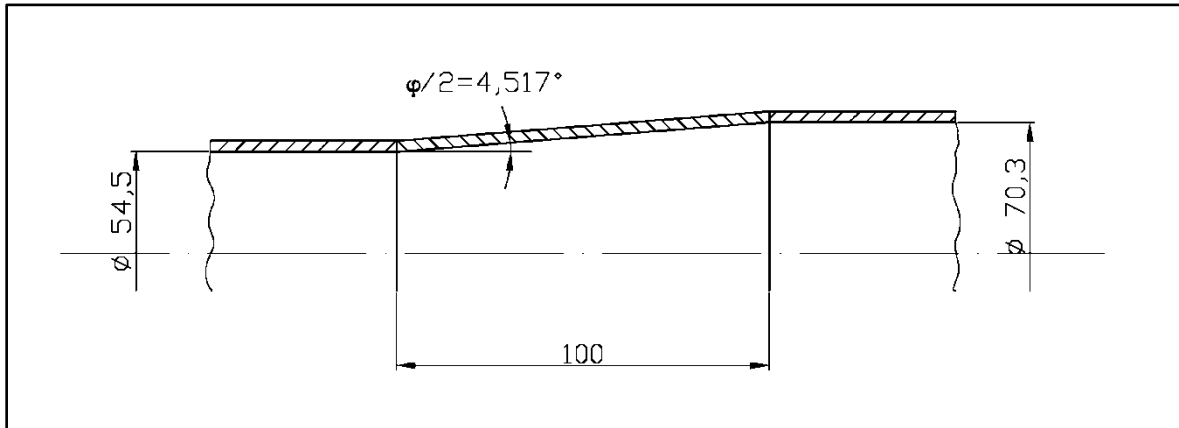


Abbildung 5-19: Diffusorgeometrie

$$\tan \frac{\varphi}{2} = \frac{\left( \frac{70,3}{2} - \frac{54,5}{2} \right)}{100} = 0,079$$

$$\Leftrightarrow \varphi = 2 \cdot \arctan 0,079 = 9,03^\circ$$

Mit Hilfe des Druckverlusts kann die Austrittsdichte  $\rho_{aus}$  berechnet werden. Zur Berechnung der Austrittsgeschwindigkeit  $c_{aus}$  wird die Massenerhaltung angesetzt:

$$c_{ein} \cdot A_{ein} \cdot \rho_{ein} = c_{aus} \cdot A_{aus} \cdot \rho_{aus}$$

$$\Leftrightarrow c_{aus} = c_{ein} \cdot \frac{A_{ein}}{A_{aus}} \cdot \frac{\rho_{ein}}{\rho_{aus}}$$



## Vereinigung

Bei Vereinigungen spielt die Kompressibilität in diesem Anwendungsfall keine Rolle, da im Vereinigungspunkt der Druck und damit die Dichte gleich sein müssen.

Zur Berechnung der Strömungsverhältnisse nach der Vereinigung wird die mechanische Energiebilanz (*mEB*) mit Verlustterm für die beiden Strömungspfade aufgestellt. Dabei gelten die Indizes *d* (Durchgang), *a* (Zugang), *w* (Austritt). /6/

$$mEB \ d \rightarrow w: \quad \frac{p_d}{\rho} + \alpha_d \cdot \frac{c_d^2}{2} = \frac{p_w}{\rho} + \alpha_w \cdot \frac{c_w^2}{2} + \zeta_d \cdot \frac{c_w^2}{2}$$

$$mEB \ a \rightarrow w: \quad \frac{p_a}{\rho} + \alpha_a \cdot \frac{c_a^2}{2} = \frac{p_w}{\rho} + \alpha_w \cdot \frac{c_w^2}{2} + \zeta_a \cdot \frac{c_w^2}{2} + \Delta p_{45^\circ\text{-Bogen}}$$

Die Strömungsgeschwindigkeit am Austritt  $c_w$  erhält man aus der Kontinuitätsgleichung:

$$\dot{V} = const = \dot{V}_d + \dot{V}_a = \dot{V}_w = c_d \cdot A_d + c_a \cdot A_a = c_w \cdot A_w$$

Die Widerstandszahlen  $\zeta_d$  und  $\zeta_a$  können mit dem Strömungsverhältnis  $\dot{V}_a/\dot{V}_w$  im Diagramm in Abbildung 5-20 abgelesen werden. Der Vereinigungswinkel wird im vorhandenen Rohrleitungssystem mit  $\varphi = 45^\circ$  angenommen:

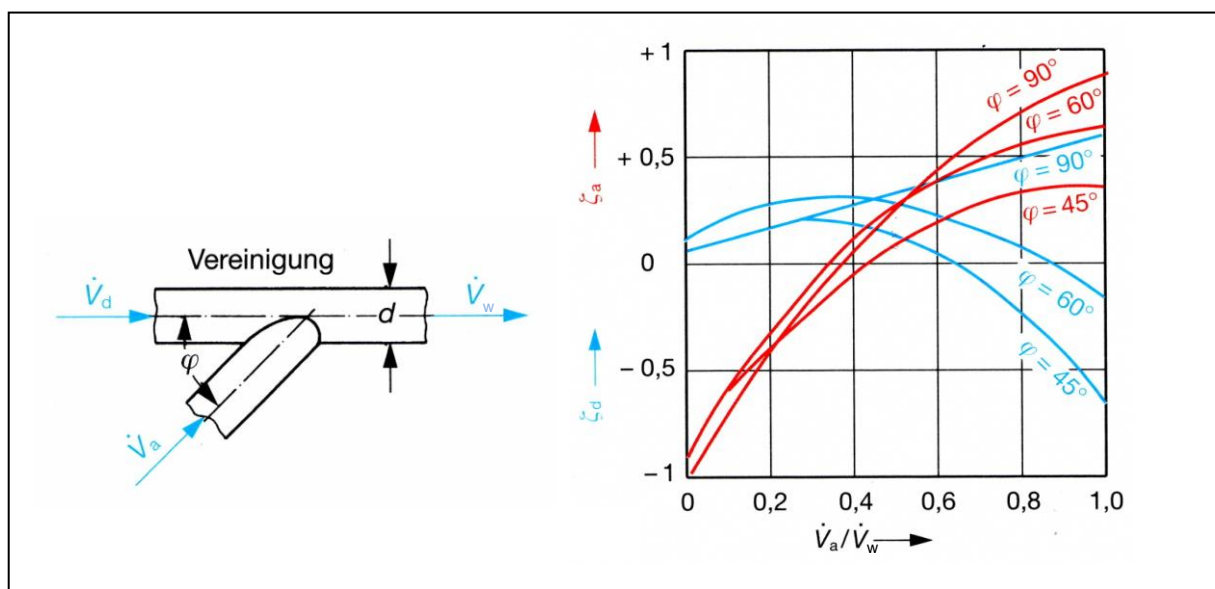


Abbildung 5-20: Widerstandszahlen bei Strömungvereinigung /6/

Tatsächlich bestehen die vorhandenen Vereinigungen aus einem geraden Rohr, in das ein 90°-Rohrbogen eingeschweißt ist, siehe Abbildung 5-4. Da nur Widerstandszahlen-Diagramme für Vereinigungen unter einem Winkel von 45° zur Verfügung stehen, werden die vorhandenen Vereinigungen angenähert.

Es wird angenommen, dass der 90°-Rohrbogen aus einem 45°-Rohrbogen sowie einem geraden Rohrstück besteht, welches im Winkel von 45° in das Durchgangsrohr eintritt, siehe Abbildung 5-20.

Beim Durchgang der Luftströmung durch das Zugangsrohr entsteht zusätzlich ein Wandreibungsdruckverlust. Dieser Druckverlust wird durch den Term  $\Delta p_{45^\circ\text{-Bogen}}$  in der Energiebilanz zwischen Zugang und Austritt berücksichtigt. Er entspricht in etwa dem Druckverlust durch Luftströmung des zuvor durchströmten 45°-Rohrbogens.

Bei der Luftströmung im Durchgangsrohr entsteht ebenfalls ein Wandreibungsdruckverlust. Dieser wird jedoch in den ein- und abgehenden Rohrleitungen mitberücksichtigt.

Die Energiestrombeiwerte  $\alpha$  berechnen sich aus dem Exponenten  $n$  der Geschwindigkeitsverteilungskurve in einem Kreisrohr, siehe /6/. Sie stellen Korrekturwerte für die kinetische Energie der Rohrströmung dar. Durch die Beiwerte wird berücksichtigt, dass die Strömungsgeschwindigkeit ungleichmäßig über dem Rohrquerschnitt verteilt ist.

$$\alpha = \frac{[(n+1) \cdot (2 \cdot n + 1)]^3}{4 \cdot \left(\frac{3}{n} + 1\right) \cdot \left(\frac{3}{n} + 2\right) \cdot n^6}$$

Der Exponent  $n$  kann für glatte und raue Rohre durch eine Näherungsformel mit der Rohrreibungszahl  $\lambda$  abgeschätzt werden:

$$n \approx \frac{1}{\sqrt{\lambda}}$$

Mit diesen Werten kann die mechanische Energiebilanz für die beiden Strompfade umgeformt werden. Für den Druck  $p_w$  am Austritt der Vereinigung gilt dann:

$$d \rightarrow w: p_w = \rho \cdot \left( \frac{p_d}{\rho} + \alpha_d \cdot \frac{c_d^2}{2} - \alpha_w \cdot \frac{c_w^2}{2} - \zeta_d \cdot \frac{c_w^2}{2} \right)$$

$$a \rightarrow w: p_w = \rho \cdot \left( \frac{p_a}{\rho} + \alpha_a \cdot \frac{c_a^2}{2} - \alpha_w \cdot \frac{c_w^2}{2} - \zeta_a \cdot \frac{c_w^2}{2} - \Delta p_{45^\circ\text{-Bogen}} \right)$$

Wie in Kapitel 5.3.4.1 beschrieben muss in zwei parallelen Strängen der Druckverlust durch die Strömung gleich sein. Da beide Stränge Luft mit gleichem Zustand ansaugen, muss sich nach der Vereinigung der gleiche Druck  $p_w$  einstellen. Der Eintrittsvolumenstrom  $\dot{V}_{ein}$  eines Strangs ist vorgegeben. Deshalb muss der Eintrittsvolumenstrom und damit die Strömungsgeschwindigkeit des anderen Strangs so eingestellt werden, dass der Druck  $p_w$  nach der Vereinigung in beiden Strängen gleich ist.

### 5.3.4.3 Druckverlust durch Feststofftransport

Zusätzlich zum Druckverlust durch Luftströmung entsteht im Rohrleitungssystem ein Druckverlust durch Feststofftransport. Dabei spielen die beiden folgenden dimensionslosen Einflussgrößen eine Rolle:

Das Geschwindigkeitsverhältnis von Feststoff- zu Luftgeschwindigkeit

$$C = \frac{c_{FS}}{c_L}$$

und die Rohr-Froude-Zahl

$$Fr = \frac{c_L^2}{g \cdot d}$$

/5/

Bei der Dünnstrom- oder auch Flugförderung bewegen sich die Feststoffpartikeln, als Einzelteilchen im Gasstrom dispergiert, mit etwa 80% der axialen Strömungsgeschwindigkeit des Luftstroms /10/:

$$C \approx 0,8$$

Die Froude-Zahl gibt das Verhältnis von Trägheitskraft zu Gewichtskraft an. Als Rohr-Froude-Zahl wird sie mit der Rohrströmungsgeschwindigkeit des Transportmediums, (hier mit der Luftgeschwindigkeit  $c_L$ ), der Erdbeschleunigung  $g$  und dem Rohr-Innendurchmesser  $d$  gebildet.

Durch Feststofftransport entstehen bei der pneumatischen Förderung zusätzlich zum Luftströmungsdruckverlust folgende Druckverlustanteile:

- Beschleunigungsdruckverlust
- Krümmerdruckverlust
- Hubarbeit als Druckverlust
- Druckverlust durch Gutreibung

Zur Berechnung wird konstante Luftdichte angenommen. Dazu wird für jedes Rohrleitungselement die Eintrittsdichte gewählt. Die Herleitung der Druckverlustanteile ist in /5/ ausführlich beschrieben.

### Beschleunigungsdruckverlust

Zur Beschleunigung des aufzunehmenden Sauggutes auf Transportgeschwindigkeit muss Energie aufgebracht werden. Diese Energie wird dem Transportgas entzogen und tritt als Druckverlust  $\Delta p_B$  in Erscheinung:

$$\Delta p_B = 2 \cdot \mu \cdot C \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot c_L^2$$

Dabei stellt  $\mu$  die Beladung dar, siehe oben.

### Krümmendruckverlust

In einem Rohrbogen (Krümmer) prallt das Fördergut auf die Rohrwand, wird dort abgebremst und muss in neuer Richtung wieder beschleunigt werden. Diese Beschleunigung verbraucht Energie und verursacht daher den Druckverlust  $\Delta p_K$ :

$$\Delta p_K = \mu \cdot C \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot c_L^2$$

### Hubarbeit als Druckverlust

Um das Sauggut nach oben zu befördern, muss zusätzlich zu den anderen mechanischen Energieformen Hubarbeit verrichtet werden. Diese Arbeit äußert sich als Druckverlust  $\Delta p_H$ :

$$\Delta p_H = 2 \cdot \mu \cdot \frac{1}{C} \cdot \frac{1}{Fr} \cdot \frac{l_v}{d} \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot c_L^2$$

Dabei steht  $l_v$  für die Länge des vertikal nach oben verlaufenden Rohres.

### Druckverlust durch Gutreibung

Durch Reibungs- und Stoßverluste der Partikel/Wand- und Partikel/Partikel-Berührungen entsteht der Druckverlust durch Gutreibung  $\Delta p_R$ . Er kann aus Erfahrungswerten mit dem oben hergeleiteten Gutreibungsverlustbeiwert  $\left(\lambda_s \cdot \frac{l_0}{d}\right)$  bestimmt werden:

$$\Delta p_R = \mu \cdot \left(\lambda_s \cdot \frac{l_0}{d}\right) \cdot \frac{l}{l_0} \cdot \frac{\rho_L}{2} \cdot c_L^2$$

Darin ist  $l_0 = 1 \text{ m}$  eine Bezugslänge und  $l$  die Länge des Rohrleitungselementes.

### 5.3.4.4 Exemplarischer Auszug der EXCEL-Berechnungen

Das zu berechnende Rohrleitungssystem wird aufgeteilt in die Abschnitte A-Q:

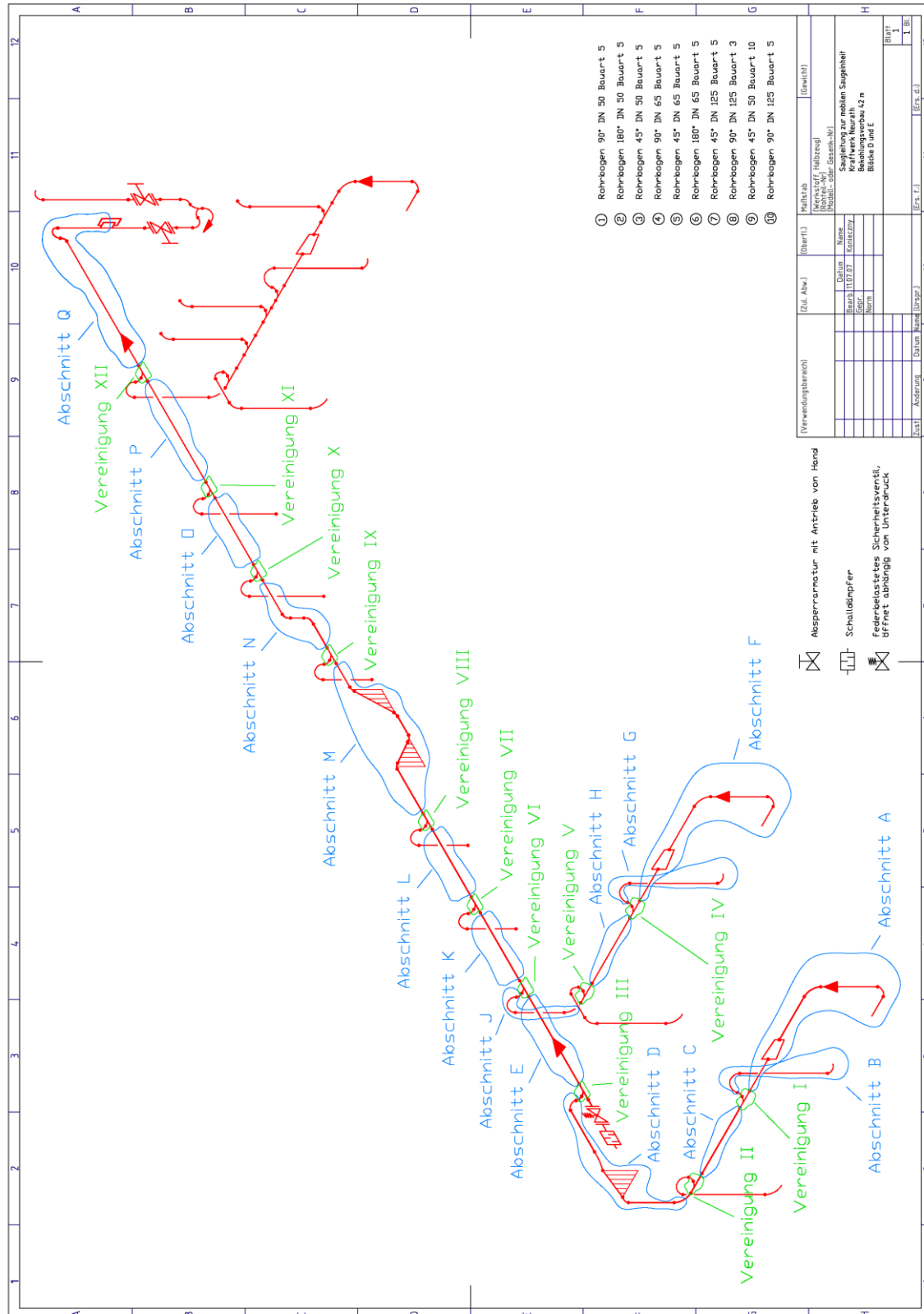


Abbildung 5-21: Aufteilung des Rohrleitungssystems

Zwischen den Abschnitten befinden sich die Vereinigungen I-XII. Die Aufteilung ist in Abbildung 5-21 dargestellt.

Exemplarisch wird ein Teil der EXCEL-Berechnungen von Abschnitt A aufgeführt. Dies ist der weiterführende Leitungsstrang des Anschlusses E4-3:

	Konstanten					
Lufttemperatur [ °C ]	theta	0,0	( Normzustand )			
absoluter Luftdruck [ Pa ]	p_abs	101325	( Normzustand )			
Dichte der angesaugten Luft [ kg / m³ ]	rho_Luft	1,2925	( aus idealer Gasgleichung für theta und p_abs )			
dynamische Viskosität der Luft [ Pa s ]	eta_Luft	1,710E-05	( nach der Gleichung von Sutherland )			
Rohrrauigkeit [ m ]	k_SI	0,00020	( für Stahlrohre nach längerer Benutzung, mäßig verrostet )			
Rohrrauigkeit [ mm ]	k	0,2				
Dichte des Feststoffes [ kg / m³ ]	rho_FS	1000	( feuchte rheinische Braunkohle )			
Geschwindigkeitsverhältnis Feststoff zu Luft [ ]	C=c_FS / c_ein	0,8	( für staubförmiges Gut )			
Gutreibungsverlustbeiwert [ ]	lambda_FS * l_0 / d	0,08	( für mehliges Fördergut mit Schüttdichte ca. 550 kg/m³ )			
Länge Wellrohrschlauch [ m ]	l_WS	20,000				
Reibungszahl Wellrohr [ ]	lambda_WR	0,070	( für Wellrohrschlauch Typ RS 331 DN 50 Firma Witzenmann )			
Volumenstrom Luft Anschluss 1 [ m³ / h ]	V_pkt_Luft	262,5				
Volumenstrom Luft Anschluss 1 [ m³ / s ]	V_pkt_Luft_SI	0,073				
Massenstrom Feststoff pro Anschluss [ kg / h ]	m_pkt_Feststoff	250,0				
<b>ABSCHNITT A</b>	<b>Leitungsanschluss 1: E4-3 (Block E, Bunker 4, Wand zur Maschinenhalle)</b>					
Volumenstrom Luft Eintritt [ m³ / h ]	V_pkt_Luft_Start	262,5				
			Rohreinlauf	Saugschlauch	Rohrleitung	Rohrbogen DN 50
				(Wellrohr)	(horizontal)	90° - Bauart 5
						Rohrleitung (vertikal, n. oben)
Rohr-Innendurchmesser [ m ]	d	0,0545	0,0545	0,0545	0,0545	0,0545
Querschnittsfläche [ m² ]	A	0,0023	0,0023	0,0023	0,0023	0,0023
Volumenstrom Luft Eintritt [ m³ / s ]	V_pkt_ein	0,073	0,074	0,090	0,091	0,091
Druck Eintritt [ Pa ]	p_ein	101325	100423	81699	81516	80846
Dichte Eintritt [ kg / m³ ]	rho_ein	1,2925	1,2810	1,0422	1,0398	1,0313
Strömungsgeschwindigkeit Eintritt [ m / s ]	c_ein	31,26	31,54	38,77	38,85	39,17
Reynoldszahl [ ]	Re	128745	128745	128745	128745	128745
	d / k	273	273	273	273	273
Rohrreibungszahl [ ]	lambda	0,0286	0,0286	0,0286	0,0286	0,0286

Beladung [ kg FS / kg Luft ]	mue	0,74	0,74	0,74	0,74	0,74
Feststoffgeschwindigkeit [ m / s ]	c_FS	25,01	25,23	31,01	31,08	31,34
Rohr-Froude-Zahl [ ]	Fr	1827	1860	2811	2823	2870
Radius [ m ]	R				0,135	
Rohrbogenwinkel [ ° ]	alpha				90	
Rohrlänge [ m ]	l		20,000	0,400	0,212	1,850
zeta Rohreinlauf [ ]	zeta_RoEi	0,050				
zeta Rohreinlauf Wandnähe [ ]	zeta_RoWa	0,200				
zeta Rohrreibung [ ]	zeta_lambda		25,688	0,210		0,970
zeta Reibung Rohrbogen [ ]	zeta_RR				0,111	
zeta Umlenkung Rohrbogen [ ]	zeta_U				0,140	
zeta Erweiterung Diffusor [ ]	zeta_E					
zeta Reibung Diffusor [ ]	zeta_RD					
Widerstandsbeiwert gesamt [ ]	zeta	0,250	25,688	0,210	0,252	0,970
Druckverlust Luftströmung [ Pa ]	delta_p_L	158	17973	164	197	771
Druckverlust durch Querschnittsänderung [ Pa ]	delta_p_dA					
Beschleunigungsdruckverlust FS [ Pa ]	delta_p_B	744				
Krümmendruckverlust FS [ Pa ]	delta_p_K				463	
Druckverlust Hubarbeit FS [ Pa ]	delta_p_H					17
Druckverlust durch Gutreibung FS [ Pa ]	delta_p_GR		751	18	10	86
<b>Druckverlust gesamt [ Pa ]</b>	<b>delta_p</b>	<b>902</b>	<b>18724</b>	<b>183</b>	<b>670</b>	<b>875</b>
Druck Austritt [ Pa ]	p_aus	100423	81699	81516	80846	79971
Dichte Austritt [ kg / m³ ]	rho_aus	1,2810	1,0422	1,0398	1,0313	1,0201
Strömungsgeschwindigkeit Austritt [ m / s ]	c_aus	31,54	38,77	38,85	39,17	39,60
Volumenstrom Luft Austritt [ m³ / s ]	V_pkt_aus	0,074	0,090	0,091	0,091	0,092
mittlere Dichte [ kg / m³ ]	rho_mittel	1,2868	1,1616	1,0410	1,0355	1,0257
mittlere Strömungsgeschwindigkeit [ m / s ]	c_mittel	31,40	34,78	38,81	39,01	39,39
mittlerer Volumenstrom [ m³ / s ]	V_pkt_mittel	0,073	0,081	0,091	0,091	0,092
<b>mittlere Förderleistung [ W ]</b>	<b>P</b>	<b>66</b>	<b>1519</b>	<b>17</b>	<b>61</b>	<b>80</b>
<b>Druckverlust gesamt Abschnitt [ Pa ]</b>	<b>delta_p_Abs</b>	<b>23852</b>				
<b>mittlere Förderleistung Abschnitt [ W ]</b>	<b>P_abs</b>	<b>1975</b>				

**Tabelle 5-7: Ausschnitt der Berechnungen von Abschnitt A**

In Tabelle 5-7 ist ein Ausschnitt der Berechnungen des Abschnitts zu sehen. Der Eintrittsvolumenstrom für diesen Abschnitt wird zu Beginn der Berechnung eingestellt. Hier beträgt er:

$$\dot{V}_{ein} = 262,5 \frac{m^3}{h}$$



Im Anschluss an die nach oben weiterführende Rohrleitung (rechte Spalte in der Tabelle) folgen noch: Rohrbogen 90°, Rohrleitung (horizontal, DN 50), Diffusor DN 50/65, Rohrleitung (horizontal, DN 65).

Dies führt für den Abschnitt A mit dem Volumenstrom  $\dot{V}_{ein}$ , dem Massenstrom Sauggut  $\dot{m}_{Sauggut} = 250 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$  und der Eintrittsluft im Normzustand zu folgenden Werten:

- Druckverlust für den gesamten Abschnitt:  $\Delta p_{Abschnitt} = 23852 \text{ Pa}$
- Mittlere benötigte Förderleistung des Gebläses:  $\bar{P} = 1975 \text{ W}$

Anhand der Tabellenwerte wird ersichtlich, wie die Dichte  $\rho_{aus}$  von Element zu Element sinkt und die Strömungsgeschwindigkeit  $c_{aus}$  ansteigt.

In Tabelle 5-8 ist die Berechnung der Vereinigung I dargestellt. Hier treffen die Saugstränge der Anschlüsse E4-3 und E4-2 zusammen.

<b>VEREINIGUNG I</b>	<b>Leitungsvereinigung: T-Stück 45° 65 / 50 Anschluss 1 und Anschluss 2</b>			
		<b>Anschluss 1</b>	<b>Anschluss 2</b>	<b>Austritt</b>
		<b>(Durchgang d)</b>	<b>(Zugang a)</b>	<b>(Austritt w)</b>
Volumenstrom Luft [m³ / h]	V_pkt_Luft	343,3	357,9	701,2
Volumenstrom Luft [m³ / s]	V_pkt_Luft_SI	0,095	0,099	0,195
Rohr-Innendurchmesser [m]	d	0,0703	0,0545	0,0703
Querschnittsfläche [m²]	A	0,0039	0,0023	0,0039
Strömungsgeschwindigkeit [m / s]	c_Luft	24,57	42,62	50,18
Rohrreibungszahl [-]	lambda	0,0271	0,0286	0,0264
Exponent [-]	n	6,07	5,92	6,15
Energiestrombeiwert [-]	alpha	1,08	1,08	1,07
Druckverlust Vereinigung 45°-Bogen [Pa]	delta_p_45°		132	
V_pkt_a / V_pkt_w [-]	x			0,51
Widerstandsbeiwert Abzweigstück 45 ° [-]	zeta	0,15	0,10	
Druck Eintritt [Pa]	p_ein	77473		
Dichte Eintritt [kg / m³]	rho_ein	0,9882		
<b>Druck Austritt [Pa]</b>	<b>p_aus</b>			<b>76271</b>
Druck Eintritt [Pa]	p_ein		76889	
Dichte Eintritt [kg / m³]	rho_ein		0,9808	
<b>Druck Austritt [Pa]</b>	<b>p_aus</b>			<b>76271</b>
Dichte Austritt [kg / m³]	rho_aus			0,9729

**Tabelle 5-8: Berechnung der Leitungsvereinigung I**

Der Volumenstrom  $\dot{V}_{ein}$  des Anschlusses 1, Tabelle 5-8, wird in Abschnitt A voreingestellt. Er steigt entlang des Leitungsstrangs auf  $\dot{V} = 343,3 \text{ m}^3/h$  an.

Da der Druckverlust der beiden parallelen Stränge (Abschnitt A und B) gleich sein muss, wird der Eintrittsvolumenstrom  $\dot{V}_{ein}$  am Anschluss E4-2 in Abschnitt B so eingestellt, dass sich am Austritt der Vereinigung I der gleiche Druck einstellt. Die Werte des Austrittsdruckes  $p_W$  sind in Tabelle 5-8 grün hervorgehoben.

Der Volumenstrom am Anschluss E4-2 muss in diesem Fall auf  $\dot{V}_{ein} = 271,6 \text{ m}^3/h$  gestellt werden. Dies ergibt am Anschluss 2 der Vereinigung I einen Volumenstrom von  $\dot{V} = 357,9 \text{ m}^3/h$ . Der Austrittsdruck der beiden Stränge beträgt dann:

$$p_W = 76271 \text{ Pa}$$

Diese beschriebene Vorgehensweise wird in der EXCEL-Berechnung für alle Abschnitte und Vereinigungen fortgeführt. Die EXCEL-Berechnung für den maximal geforderten Volumenstrom am Gebläse  $\dot{V}_{max} = 2100 \text{ m}^3/h$  ist im Anhang ausführlich aufgeführt.

### 5.3.5 Theoretische Gebläseleistung

Die maximal benötigte theoretische Förderleistung  $P_{gesamt}$  wird erreicht, wenn der maximal geforderte Volumenstrom am Gebläse  $\dot{V}_{max} = 2100 \text{ m}^3/\text{h}$  und der maximale Massenstrom des Sauggutes an den 4 Anschlüssen  $\dot{m}_{Sauggut,max.} = 1000 \text{ kg/h}$  anliegt.

Dazu wird der Eintrittsvolumenstrom am Anschluss E4-3 auf den Wert  $\dot{V}_{ein,E4-3} = 262,5 \text{ m}^3/\text{h}$  eingestellt.

In Tabelle 5-9 sind die Ergebnisse der EXCEL-Berechnung dargestellt:

[ kg / h ]	[ m³ / h ]	[ m³ / h ]	[ m³ / h ]	[ m³ / h ]	[ m³ / h ]
Massenstrom Feststoff	Anschluss 1 E4-3	Anschluss 2 E4-2	Falschluff	Anschluss 3 E3-3	Anschluss 4 E3-2
m_pkt_FS	V_pkt_Luft_1	V_pkt_Luft_2	V_pkt_FL	V_pkt_Luft_3	V_pkt_Luft_4
1000	262,5	271,6	0,0	271,6	281,1
[ m³ / h ]	[ m³ / h ]	[ mbar ]	[ kW ]		
Lufteintritt gesamt	Luftaustritt gesamt	Druckverlust	mittlere Förderleistung		
V_pkt_Luft_ein	V_pkt_Luft_aus	delta_p	P_ges		
1086,8	2100,0	476	22,0		

Tabelle 5-9: Berechnungsergebnisse für die maximale Förderleistung

Für die geforderten Werte entsteht ein maximaler Druckverlust im Rohrleitungssystem von:

$$\Delta p_{max} = 476 \text{ mbar}$$

Die maximal benötigte mittlere Förderleistung für den isothermen Fall beträgt:

$$P_{gesamt} = 22,0 \text{ kW}$$

Sie wird aus den mittleren Förderleistungen eines jeden Rohrleitungselementes zusammengesetzt. Dabei wird der mittlere Volumenstrom pro Element verrechnet.

In den Abbildungen 5-22 und 5-23 sind der Druckverlust sowie die mittlere Förderleistung über dem Volumenstrom am Gebläse aufgetragen.

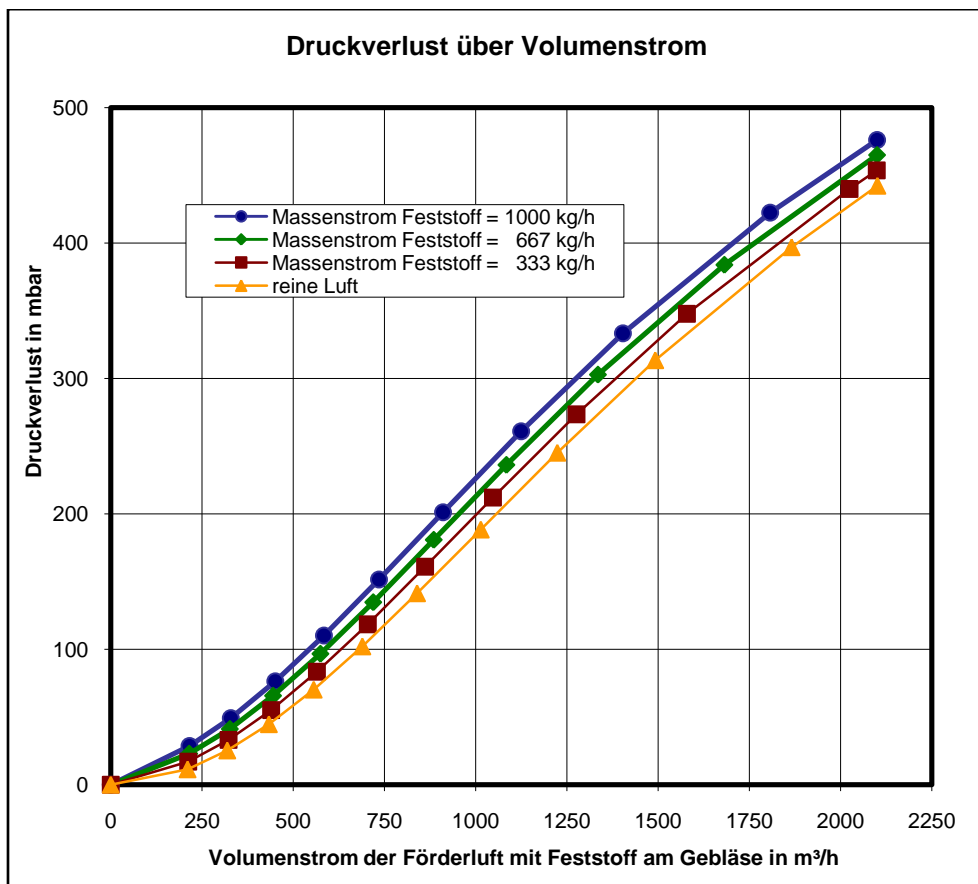


Abbildung 5-22: Druckverlust über Gebläsevolumenstrom

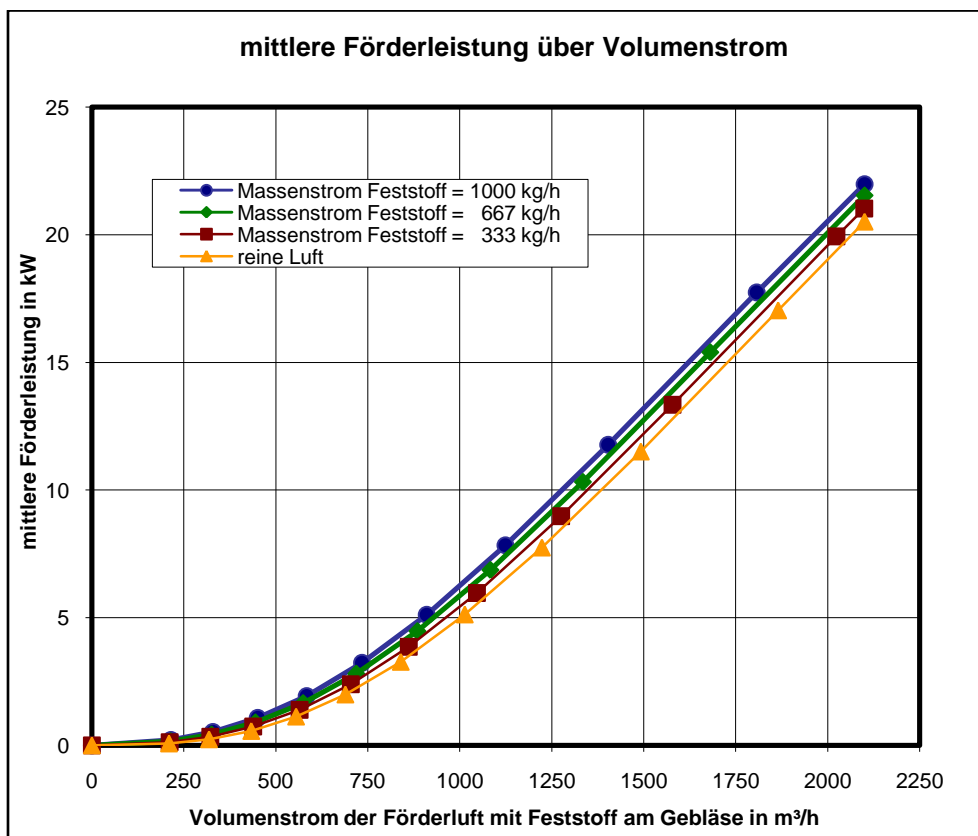


Abbildung 5-23: Förderleistung über Gebläsevolumenstrom

In den Diagrammen ist deutlich zu erkennen, dass Druckverlust und Förderleistung mit der Beladung zunehmen. Ebenfalls wird deutlich, dass die Förderleistung eine quadratische Funktion des Volumenstroms darstellt.

Bei der bestehenden mobilen Sauganlage sorgt ein Drehkolbengebläse mit konstanter Drehzahl für den erforderlichen Unterdruckvolumenstrom. Das Gebläse presst den Volumenstrom gegen Atmosphärendruck. Dabei muss die Druckdifferenz  $\Delta p_{max}$  überwunden werden. Bei dieser Verdichtung darf man die Temperaturänderung des Strömungsmediums nicht vernachlässigen. Denn beim Energieaustauschprozess in einer thermischen Arbeitsmaschine wird nicht nur der Druck, sondern der gesamte Zustand (Druck, Volumen, Temperatur) des Strömungsmediums verändert. **Daher muss die Gebläseleistung höher als die aufzubringende Förderleistung sein.**

Die aerodynamische Leistung eines thermischen Verdichters berechnet sich aus der spezifischen Stutzenarbeit  $Y$  multipliziert mit dem Massenstrom  $\dot{m}$ :

$$P_{aero} = Y \cdot \dot{m}$$

Die Stutzenarbeit  $Y$  wird aus der Energiebilanz für kompressible eindimensionale Strömung gebildet. Dabei wird die Änderung der inneren Energie berücksichtigt. Entlang einer Stromröhre mit den Punkten 1 und 2 ergibt sich:

$$Y = h_{2,s} - h_1 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}$$

/7/

Da es sich um Gasströmung handelt, kann der hydrostatische Höhenterm vernachlässigt werden. Die spezifische Enthalpie  $h$  kann unter Annahme einer konstanten Wärmekapazität  $c_p$  aus der Temperatur  $T$  berechnet werden:

$$h = c_p \cdot T$$

Wie auch bei den hydraulischen Strömungsmaschinen werden die spezifischen Stutzenarbeiten in verlustfreier Strömung gerechnet. Daher ergibt sich der Index 2,s für die Austrittsenthalpien, der ausdrücken soll, dass es sich bei der hier bilanzierten Zustandsänderung um eine isentrope (d.h. verlustfreie) Zustandsänderung handelt.

Der Wirkungsgrad bei isentroper Prozessführung  $\eta_{sV}$  (auch innerer Wirkungsgrad genannt) gibt das Verhältnis zwischen idealer isentroper Verdichtung und realer Verdichtung mit Entropieerhöhung wieder.

$$\eta_{sV} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

/12/

Für ein ideales Gas lässt sich der isentrope Wirkungsgrad umformen zu:

$$\eta_{sV} = \frac{T_1 \cdot \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{R/c_p} - 1 \right]}{T_2 - T_1}$$

/13/

Die Höhe des isentropen Wirkungsgrades ist von der Prozessführung abhängig. Eine Rolle spielt dabei die Austrittstemperatur  $T_2$  des Verdichters. Der Wirkungsgrad ist damit abhängig vom verwendeten Verdichter.

Die gesamte Verdichterleistung wird zusätzlich durch den mechanischen Wirkungsgrad erhöht. Er entsteht durch Verluste bei der Umwandlung der Wellenarbeit in Strömungsenergie. Hinzu kommt noch der elektrische Wirkungsgrad im Antriebsmotor. Er berücksichtigt den Verlust bei der Umwandlung von elektrischer Energie in Wellenarbeit.

Der gesamte Wirkungsgrad ist abhängig vom Hersteller. Beispielhaft wird hier ein Drehkolbengebläse der Firma „RKR Gebläse und Verdichter GmbH“ gewählt. Für die Vorgabe  $\dot{V}_{max} = 2100 \text{ m}^3/h$  und  $\Delta p_{max} = 500 \text{ mbar}$  kommt das Model „K90-54 R250“ mit einer Gebläsedrehzahl  $n = 1050 \text{ min}^{-1}$  in Frage.

Die Kupplungsleistung (Wellenarbeit) des Gebläses beträgt:  $P_K = 39,4 \text{ kW}$

Die Motorleistung (elektrisch) beträgt:  $P_{el} = 45,0 \text{ kW}$

Die Austrittstemperatur beträgt (bei Lufteintritt  $t_{ein} = 20 \text{ °C}$ )  $t_{aus} = 71 \text{ °C}$

/14/

## 5.4 Nachweis der tatsächlichen Volumenströme

Um die berechneten Volumenströme und Strömungsverhältnisse zu überprüfen, werden Messungen am bestehenden Rohrleitungssystem durchgeführt. Der erforderliche Unterdruckvolumenstrom wird von der vorhandenen mobilen Saugeinheit zur Verfügung gestellt.

Die Messung wird von der Abteilung PKT-CM (Technische Dienste – Messwesen) vorgenommen.

### 5.4.1 Versuchsaufbau

Die Messung der auftretenden Volumenströme wird nach dem Staudruckverfahren durchgeführt. Dies geschieht mittels eines Prandtl-Rohres, welches in die Rohr-Innenströmung gehalten werden muss. Dazu wird ein Stück des Rohrleitungssystems entfernt und durch ein Stück mit aufgeschweißtem Messstutzen ersetzt. Der Messstutzen befindet sich in Strömungsrichtung gesehen am Ende des Strangs, der durch die Blöcke D und E verläuft. Bei der Positionierung des Stutzens wird auf ausreichenden Abstand zu anderen Einbauten vor und nach der Messstelle geachtet. Somit wird ein symmetrisches Geschwindigkeitsprofil im Rohr gewährleistet. In Abbildung 5-24 ist die Position des Messstutzens angedeutet.

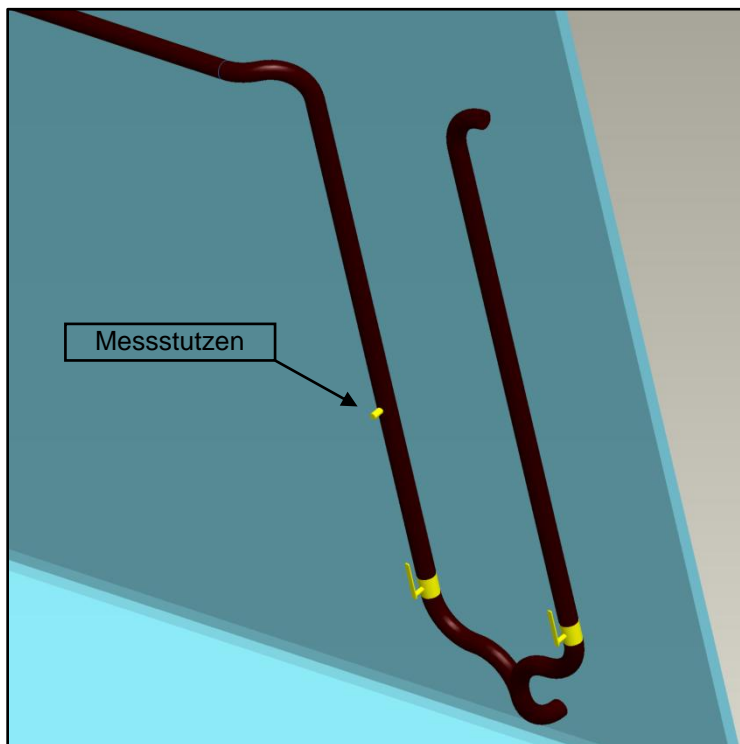


Abbildung 5-24: Position des Messstutzens



Der Stutzen befindet sich in einer Höhe von ca. 3,5 m relativ zum Boden der 42m-Ebene. Zur Erleichterung der Messung wurde deshalb eine Arbeitsbühne errichtet. Die exakte Positionierung des Stutzens kann der Isometriezeichnung im Anhang entnommen werden.

Bei der theoretischen Strömungsberechnung wird die Position des Stutzens berücksichtigt. Um Berechnung und Messung vergleichen zu können, wird das Rohrleitungssystem nur bis zur Stelle des Stutzens berechnet.

Im normalen Saugbetrieb ist der Messstutzen mit einer Schraubkappe verschlossen. Zur Messung wird die Kappe entfernt. Durch die Öffnung werden die benötigten Messsonden ins Rohr eingebracht. Um keine Falschluf anzusaugen, wird die verbleibende Öffnung abgedeckt.

Um die Strömungsverhältnisse im Rohrleitungssystem zu erfassen, ist zusätzlich eine Messung an den Einzelleitungen E4.3, E4-2, E3-3 und E3-2 vorgesehen. Dazu werden Rohrleitungsstücke (DN 50) mit Messstutzen zwischen Anzapfstelle und Saugschlauch angebracht.

Zur Messung der Drücke und Temperaturen werden folgende Geräte verwendet:

- Prandtl-Rohr
- Mikromanometer Airflow PVM-100
- Absolutdruckmessumformer mit angeschlossenem Multimeter
- Thermometer Model TES 1312A Typ K mit NiCr-Ni-Ausgleichsleitung
- Psychrometer Ahlborn FN-A-846

## 5.4.2 Messung der statischen und dynamischen Drücke

Als Gesamtdruck  $p_{ges}$  wird der Druck bezeichnet, der an der Spitze des Staurohres gemessen wird. Als statischer Druck  $p_{st}$  wird der Druck bezeichnet, den ein parallel zur Rohrwand strömendes Medium auf diese ausübt. Durch eine seitliche Bohrung im Prandtl-Rohr kann der statische Druck gemessen werden. Als dynamischer Druck  $p_{dyn}$  wird die Differenz aus Gesamtdruck und statischem Druck bezeichnet, die gemäß Bernoullischer Gleichung ein Maß für die Strömungsgeschwindigkeit darstellt.

$$p_{ges} = p_{st} + p_{dyn}$$

Das Prandtl-Rohr ist mit zwei luftführenden Schlauchleitungen versehen. Die eine Leitung ist mit der Spitze des Staurohres verbunden und führt somit den Gesamtdruck des durchströmten Rohres einschließlich Staudruck am Prandtl-Rohr. Die andere Leitung ist an einer seitlichen Bohrung im Prandtl-Rohr angebracht und gibt den statischen Druck in der Rohrleitung wieder. Mit einem Mikromanometer kann die Druckdifferenz zwischen den beiden Schlauchleitungen gemessen werden. Die Differenz entspricht dem dynamischen Druck. /8/

Die Geschwindigkeitsverteilung im durchströmten Rohr kann bei ungestörter rotationssymmetrischer Strömung aus einigen wenigen Messpunkten bestimmt werden. Dazu werden Messpunkte mit dem Schwerlinienverfahren nach Richtlinie VDI/VDE 2640 Blatt 3 gewählt. Der Messquerschnitt wird in konzentrisch angeordnete, flächengleiche Kreisinge aufgeteilt. Die Schwerelinie des Kreisinges ist der Kreis, der die Kreisingfläche halbiert. Die einzelnen Messpunkte ergeben sich dann als Schnittpunkte von Messdurchmesser und Schwerelinie.

Mit diesem Verfahren können die maßgebenden Wandabstände  $y_i$  abhängig vom Rohr-Innendurchmesser  $d$  berechnet werden. Dabei steht  $n$  für die Gesamtanzahl der Messpunkte pro Querschnittshälfte:

$$\frac{y_i}{d} = \frac{1}{2} \cdot \left( 1 - \sqrt{1 - \frac{2 \cdot i - 1}{2 \cdot n}} \right)$$

Aus Symmetriegründen ergeben sich die Messpunkte auf der anderen Querschnittshälfte aus:

$$\frac{y'_i}{d} = 1 - \frac{y_i}{d}$$

Für die Messung werden hier 4 Messpunkte gewählt. Damit ist  $n = 2$  und es ergeben sich mit den Rohr-Innendurchmessern  $d \approx 125 \text{ mm}$  und  $d \approx 52 \text{ mm}$  folgende Messpunkte:

Messpunktnr.	Faktor	Tauchtiefe in mm für Rohr DN 125	Tauchtiefe in mm für Rohr DN 50
$i$	$\frac{y_i}{d} \text{ bzw. } \frac{y'_i}{d}$	$y_i$	$y_i$
1	0,067	8,4	3,5
2	0,250	31,3	13,0
2'	0,750	93,8	39,0
1'	0,933	116,6	48,5

Tabelle 5-10: Messpunkte in den Rohren DN 125 und DN 50

Der statische Druck wird mit einem Absolutdruckmessumformer in ein proportionales elektrisches Signal umgewandelt und an ein angeschlossenes Multimeter geleitet. Am kalibrierten Multimeter kann das Signal in einem entsprechenden Druck umgerechnet und ausgegeben werden. Der statische Druck wird in den Messergebnissen als Druckdifferenz zum Umgebungsdruck angegeben.

### 5.4.3 Bestimmung der Luftfeuchte

Zur Bestimmung der Feuchte der durchströmenden Luft wird ein Psychrometer verwendet. Die Feuchtigkeitsmessung mit einem Psychrometer basiert auf den Temperaturmessungen an einem „trockenen“ und einem „feuchten“ Thermometer, dem Trocken- und dem Feuchtkugelthermometer. Am Trockenkugelthermometer wird die Temperatur der Luft im Ursprungszustand  $t_{trocken}$  gemessen. Am Feuchtkugelthermometer wird die Luft durch Verdunstung flüssigen Wassers befeuchtet und die sich dabei im Wasser einstellende Kühlgrenztemperatur  $t_{feucht}$  gemessen.  $t_{feucht}$  ist gleich der Temperatur der Luft unmittelbar am Feuchtkugelthermometer (Grenzschicht), welche zu 100 % mit Wasserdampf gesättigt ist (Punkt auf der Sättigungslinie). Da also der Luftzustand unmittelbar am Feuchtkugelthermometer durch Befeuchtung von Luft des Ausgangszustandes mit Wasser der Temperatur  $t_{feucht}$  entstanden ist, kann auf den ursprünglichen Zustand der Luft geschlossen werden: Schnittpunkt der Nebelisotheime  $t_{feucht}$  mit der Isotheime  $t_{trocken}$ . In Abbildung 5-25 ist die grafische Bestimmung der Luftfeuchte dargestellt. /15/

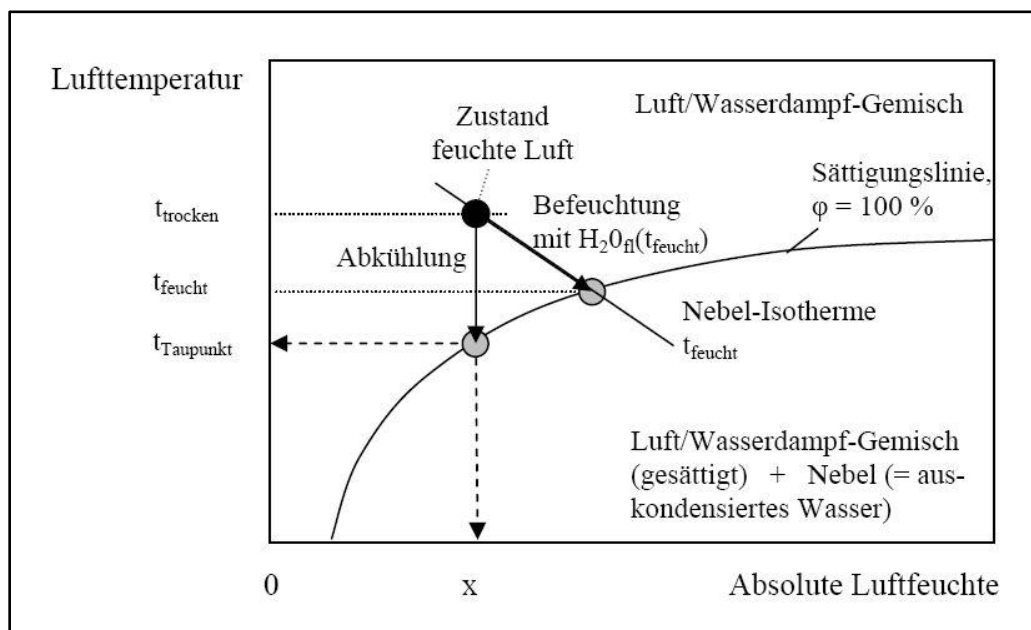


Abbildung 5-25: Bestimmung der Luftfeuchte /15/

Zur Berechnung der Luftfeuchte müssen demnach zwei Temperaturen aufgenommen werden. Zunächst wird die Temperatur mit dem Trockenkugelthermometer bestimmt. Anschließend wird die Kugel mit destilliertem Wasser befeuchtet und damit erneut die Temperatur gemessen. Dies ergibt die Temperatur am Feuchtkugelthermometer. Desweiteren muss der barometrische Druck gegeben sein. Dieser ist aus der Messung des statischen Druckes bekannt.

Die Berechnung der relativen Feuchte  $\varphi$  und der absoluten Feuchte  $x$  erfolgt mit der Sprung'schen Psychrometerformel. Im Anhang sind die zur Berechnung benötigten Formeln und Konstanten sowie der Rechenweg angegeben.

Mit den gemessenen Werten

$$t_{trocken} = 20,0^\circ C$$

$$t_{feucht} = 12,0^\circ C$$

$$p_{Luftdruck} = 993 \text{ mbar}$$

ergeben sich folgende Feuchtwerte:

- relative Feuchte  $\varphi = 37,3 \%$
- absolute Feuchte  $x = 5,52 \frac{\text{g}_{\text{Wasser}}}{\text{kg}_{\text{Luft}}}$

#### 5.4.4 Volumenstrom nach vereinfachtem Rechenansatz

Zur Berechnung der Anströmgeschwindigkeit an der Spitze des Prandtl-Rohres wird die Bernoulli-Gleichung für ein inkompressibles Fluid angesetzt. Umgeformt und nach der Geschwindigkeit aufgelöst ergibt sich:

$$c = \sqrt{2 \cdot \frac{p_{dyn}}{\rho}}$$

Da die Dichte  $\rho$  vom Zustand der Luft abhängt, müssen Luftdruck und Temperatur der Luft bei der Berechnung der Anströmgeschwindigkeit berücksichtigt werden:

$$c = \sqrt{2 \cdot \frac{p_{dyn}}{\rho} \cdot \frac{T}{T_N} \cdot \frac{p_N}{p}}$$

An den 4 Messpunkten werden somit 4 Geschwindigkeiten berechnet. Daraus erhält man die mittlere Anströmgeschwindigkeit  $\bar{c}$ :

$$\bar{c} = \frac{c_1 + c_2 + c_3 + c_4}{4}$$

Mit der mittleren Anströmgeschwindigkeit kann der Volumenstrom der feuchten Luft im Betriebszustand bestimmt werden:

$$\dot{V}_{i.B.,fe.} = \bar{c} \cdot A$$

Der Volumenstrom beträgt im Normzustand:

$$\dot{V}_{i.N.,fe.} = \dot{V}_{i.B.,fe.} \cdot \frac{p}{p_N} \cdot \frac{T_N}{T}$$

Diese Vorgehensweise zur Bestimmung der Volumenströme wird bei der Messung durch die Abteilung PKF-CM (Technische Dienste – Messwesen) verwendet.

### 5.4.5 Volumenstrom nach ausführlicher Betrachtung

Die tatsächlichen Volumenströme sind im Vergleich mit den nach Kapitel 5.4.4 bestimmten Volumenströmen geringer. Beim vereinfachten Rechenansatz wird die Anströmgeschwindigkeit an den Messpunkten bestimmt und dann der Mittelwert der Anströmgeschwindigkeit gebildet. Bei ausführlicher Betrachtung muss berücksichtigt werden, dass die Geschwindigkeit an der Rohr-Innenwand gleich Null ist. Das Geschwindigkeitsprofil stellt über dem Rohrquerschnitt eine Parabel dar. Das Maximum der Geschwindigkeit tritt bei ungestörter Strömung in der Mitte auf. Die Bestimmung der exakten Volumenströme kann beispielsweise mit Hilfe folgender Methoden erfolgen:

- Der Geschwindigkeitsverlauf in Wandnähe wird durch einen Randzonen-Korrekturfaktor berücksichtigt. Dieses Verfahren ist ausführlich in der Richtlinie VDI/VDE 2640 Blatt 3 beschrieben.
- Der Volumenstrom wird durch Integration gebildet:  $\dot{V} = \int \bar{c} \cdot dA$ . Das Oberflächenelement  $dA$  stellt dabei einen Kreisring zwischen zwei Messpunkten dar, siehe Abbildung 5-26:

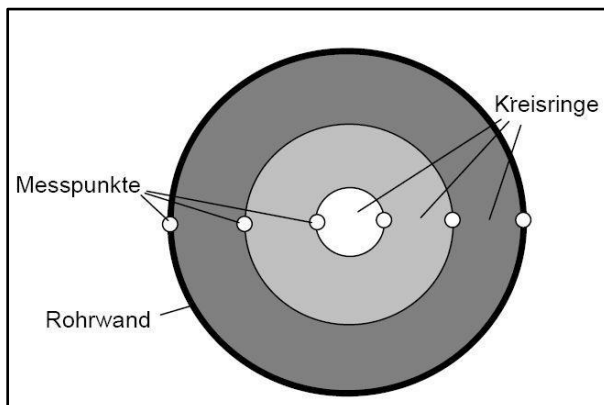


Abbildung 5-26: Aufteilung eines Rohrquerschnitts in Kreisringe /8/

Jede Geschwindigkeitsmessung mit dem Prandtl-Rohr repräsentiert dabei die Luftgeschwindigkeit am Rand eines Kreisrings. Die repräsentative mittlere Geschwindigkeit  $\bar{c}$  in jedem Kreisring ist daher durch Mittelwertbildung zu bestimmen. /8/

Mit Hilfe des Volumenstroms kann anschließend die tatsächliche mittlere Geschwindigkeit berechnet werden.

Die Genauigkeit dieses Verfahrens steigt mit der Anzahl der Messpunkte. Jedoch ist es schwierig, Messpunkte unmittelbarer an der Rohrwand zu erhalten, da ein Prandtl-Rohr auch eine gewisse Dicke aufweist.

Ein Fehler bei der Bestimmung der Volumenströme nach vereinfachtem Rechenansatz ist vorhanden, jedoch bleibt er gering. Da die Strömung turbulent ist, ist der Anstieg des Geschwindigkeitsprofils in Wandnähe sehr hoch und somit gibt es nur einen kleinen Bereich mit niedriger Strömungsgeschwindigkeit.

## 5.4.6 Messergebnisse

Geschwindigkeits-, Temperaturnetzmessung

Schauer, CM

Staubsaugeranlage Bl. D/E, Bekohlung +42m

Datum: 28.06.07  
 Uhrzeit: 09:00-11:00  
 Versuchs.-Nr.: 1  
 Barometerstand: 993 mbar  
 Außentemperatur: 20,0 °C  
 Dichte i.N.f.: 1,293 kg/m<sup>3</sup>  
 Feuchtemperatur: 12,0 °C

Einzelleitung:  
 Kanaldurchmesser: 0,052 m  
 Meßquerschnitt: 0,002123 m<sup>2</sup>  
 Gesamtleitung:  
 Kanaldurchmesser: 0,125 m  
 Meßquerschnitt: 0,012266 m<sup>2</sup>  
 rel. Feuchte der Luft: 37,3 %

Volumenstrom im Normzustand bez. auf 0 °C, 1013 mbar

Messreihe 1

Gesamtlfg. D/E, (A-C auf)  
 kein Saugbetrieb

TT	pdyn	pstat	t	w
-	mbar	mbar	°C	m/s
1	0,45	-428	20	11,57
2	0,49	-428	20	12,08
3	0,53	-428	20	12,56
4	0,56	-428	20	12,91
	0,51	-428	20	12,3

Messreihe 2

Gesamtlfg. D/E, (A-C zu)  
 kein Saugbetrieb

pdyn	pstat	t	w
mbar	mbar	°C	m/s
0,40	-429	20	10,92
0,48	-429	20	11,96
0,53	-429	20	12,57
0,55	-429	20	12,80
0,49	-429	20	12,1

Messreihe 3

Gesamtlfg. D/E, (A-C zu)  
 Saugbetr. E 4.3/4.2/3.3/3.2

pdyn	pstat	t	w
mbar	mbar	°C	m/s
2,83	-319	20	26,57
3,31	-319	20	28,73
3,66	-319	20	30,21
3,85	-319	20	30,99
3,41	-319	20	29,1

Vol.i.B., fe. 542,3 m<sup>3</sup>/h  
 Vol.i.N., fe. 281,6 Nm<sup>3</sup>/h

532,7 m<sup>3</sup>/h  
 276,3 Nm<sup>3</sup>/h

1286,1 m<sup>3</sup>/h  
 797,1 Nm<sup>3</sup>/h

Messreihe 4

Gesamtlfg. D/E, (A-C zu)  
 Saugbetr. E 4.2/3.3/3.2

TT	pdyn	pstat	t	w
-	mbar	mbar	°C	m/s
1	2,61	-341	20	25,94
2	2,90	-341	20	27,35
3	2,97	-341	20	27,67
4	3,08	-341	20	28,18
	2,89	-341	20	27,3

Messreihe 5

Gesamtlfg. D/E, (A-C zu)  
 Saugbetr. E 3.3/3.2

pdyn	pstat	t	w
mbar	mbar	°C	m/s
1,78	-372	20	21,95
2,92	-372	20	28,12
3,10	-372	20	28,97
2,25	-372	20	24,68
2,51	-372	20	25,9

Messreihe 6

Gesamtlfg. D/E, (A-C zu)  
 Saugbetr. E 3.2

pdyn	pstat	t	w
mbar	mbar	°C	m/s
1,10	-402	20	17,69
1,18	-402	20	18,32
1,30	-402	20	19,23
1,26	-402	20	18,93
1,21	-402	20	18,5

Vol.i.B., fe. 1204,8 m<sup>3</sup>/h  
 Vol.i.N., fe. 722,4 Nm<sup>3</sup>/h

1144,9 m<sup>3</sup>/h  
 653,8 Nm<sup>3</sup>/h

818,8 m<sup>3</sup>/h  
 445,0 Nm<sup>3</sup>/h

Messreihe 7

Einzelrtg. E 3.2 (A-C zu)  
 Saugbetr. E 3.2

TT	pdyn	pstat	t	w
-	mbar	mbar	°C	m/s
1	5,40	-306	20	36,35
	5,40	-306	20	36,4

Messreihe 8

Einzelrtg. E 3.2 (A-C zu)  
 Saugbetr. E 3.2/3.3

pdyn	pstat	t	w
mbar	mbar	°C	m/s
4,35	-305	20	32,60
4,35	-305	20	32,6

Messreihe 9

Einzelrtg. E 3.2 (A-C zu)  
 Saugbetr. E 3.2/3.3/4.2

pdyn	pstat	t	w
mbar	mbar	°C	m/s
5,40	-260	20	35,19
5,40	-260	20	35,2

Vol.i.B., fe. 277,8 m<sup>3</sup>/h  
 Vol.i.N., fe. 175,5 Nm<sup>3</sup>/h

249,1 m<sup>3</sup>/h  
 157,6 Nm<sup>3</sup>/h

268,9 m<sup>3</sup>/h  
 181,3 Nm<sup>3</sup>/h

Messreihe 10

Einzelrtg. E 3.2 (A-C zu)  
 Saugbetr. E 3.2/3.3/4.2/4.3

TT	pdyn	pstat	t	w
-	mbar	mbar	°C	m/s
1	2,60	-228	20	23,90
	2,60	-228	20	23,9

Vol.i.B., fe. 182,7 m<sup>3</sup>/h  
 Vol.i.N., fe. 128,5 Nm<sup>3</sup>/h

Anordnung der Einzelleitungen Bl. E

Türkis hinterlegter Versuch:  
 Keine plausiblen Meßwerte,  
 wahrscheinlich bedingt durch  
 unterschiedliches Saugverhalten  
 der einzelnen Stränge.

Abbildung 5-27: Messergebnisse



In Abbildung 5-27 sind die Messergebnisse dargestellt. Insgesamt wurden 10 Messreihen durchgeführt: 6 Messreihen am Rohr DN 125 (Gesamtltg.) und 4 Messreihen am Anschluss E3-2 (Einzeltg.).

Während der Messungen wurde der normale Saugbetrieb durch das Reinigungspersonal aufrechterhalten. Da verschiedene Bereiche der Anlage abgesaugt wurden, könnte kein konstanter Sauggutmassenstrom erreicht werden. Ebenfalls variierte der Druckverlust beim Absaugen durch das Anheben und Absetzen der Saugdüsen.

Zusätzlich geplant waren Messreihen an den Sauganschlüssen E3-3, E4-2 und E4-3, jedoch erwies sich die Messung der dynamischen Drücke am Rohrdurchmesser DN 50 als äußerst schwierig. Die gemessenen dynamischen Drücke schwankten sehr stark. Wahrscheinliche Ursache war zu geringer Abstand des Messstutzens zum zuvor durchströmten Wellrohrschlauch, wodurch kein rotationssymmetrisches Strömungsprofil gewährleistet werden konnte. Die berechneten Eintauchtiefen des Prandtl-Rohres konnten an dieser Messstelle nicht eingehalten werden. Es wurde nur ein Messwert pro Reihe aufgenommen. Dabei wurde versucht, eine Position im Messstutzen zu finden, an der die Schwankungen des dynamischen Druckes minimal waren. Aufgrund dieser Ungenauigkeiten wurde auf Messungen an den übrigen Sauganschlüssen verzichtet.

Folgende Messreihen wurden durchgeführt:

#### Messungen an der Gesamtleitung (DN 125)

1. Stränge A-C und D/E geöffnet, kein Saugbetrieb
2. Nur Strang D/E geöffnet, kein Saugbetrieb
3. Nur Strang D/E geöffnet, Saugbetrieb an den Anschlüssen E4-3, E4-2, E3-3, E3-2
4. Nur Strang D/E geöffnet, Saugbetrieb an den Anschlüssen E4-2, E3-3, E3-2
5. Nur Strang D/E geöffnet, Saugbetrieb an den Anschlüssen E3-3, E3-2
6. Nur Strang D/E geöffnet, Saugbetrieb am Anschluss E3-2

#### Messungen an der Einzelleitung E3-2 (DN 50)

7. Nur Strang D/E geöffnet, Saugbetrieb am Anschluss E3-2
8. Nur Strang D/E geöffnet, Saugbetrieb an den Anschlüssen E3-2, E3-3
9. Nur Strang D/E geöffnet, Saugbetrieb an den Anschlüssen E3-2, E3-3, E4-2
10. Nur Strang D/E geöffnet, Saugbetrieb an den Anschlüssen E3-2, E3-3, E4-2, E4-3

## 5.5 Vergleich von Theorie und Messung

### 5.5.1 Simulation der Messergebnisse

Zur Überprüfung der theoretischen Berechnung werden die Ergebnisse mit den Werten der Messungen verglichen. Dazu wird die Berechnung mit dem Luftzustand durchgeführt, der am Tag der Messung herrschte:

$$p_{\text{Luftdruck}} = 993 \text{ mbar}$$

$$t_{\text{Luft}} = 20,0^\circ \text{C}$$

Die Luftfeuchte bewirkt eine Zunahme der Gesamtdichte  $\rho$  der eintretenden Luft. Die Gesamtdichte ergibt sich als Summe der Dichte der trockenen Luft  $\rho_L$  und der Wasserdampfdichte  $\rho_D$ . Sie kann mit der absoluten Luftfeuchte  $x$  berechnet werden:

$$\rho = \rho_L + \rho_D = \rho_L \cdot (1 + x)$$

Dies ergibt mit der Luftdichte im Normzustand  $\rho_L$  und der aus der Messung bestimmten absoluten Luftfeuchte:

$$\rho = 1,2925 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot (1 + 0,00552) = 1,2996 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Damit steigt die Dichte unter Berücksichtigung der Feuchte um 0,55 %. Bei dieser Simulation wird jedoch nur die Dichte der trockenen Luft zur Berechnung verwendet, da der Einfluss der Luftfeuchte auf die Gesamtdichte sehr gering ist.

Um die theoretische Berechnung mit den Messwerten vergleichen zu können, werden die Eintrittsvolumenströme am Rohrleitungssystem variiert. Dadurch werden der Gesamtvolumenstrom  $\dot{V}_{\text{ges}}$  und die statische Druckdifferenz  $\Delta p_{\text{stat}}$  an der Position der Messstelle simuliert. Der gemessene Gesamtvolumenstrom  $\dot{V}_{\text{ges}}$  wird in der Berechnung durch den aus dem Rohrleitungssystem austretenden Volumenstrom  $\dot{V}_{\text{Luft,aus}}$  dargestellt. Die gemessene Druckdifferenz  $\Delta p_{\text{stat}}$  entspricht dem gesamten berechneten Druckverlust  $\Delta p$  des Rohrleitungssystems.

Bei der Berechnung der theoretischen maximalen Förderleistung in Kapitel 5.3.5 wurde die Falschlufansaugung am Ende des Rohrleitungsstrangs zunächst außer Acht gelassen. Nun kann der eintretende Falschlufvolumenstrom  $\dot{V}_{\text{FL}}$  aus dem Vergleich von Theorie und Messung bestimmt werden.

Die Falschlufansaugung besteht aus einer federbelasteten Drosselklappe. Sie öffnet abhängig vom Unterdruck in der Saugleitung. Mit dem Öffnungsgrad dieser Regelarmatur entsteht ein Druckverlust, der durch einen Widerstandsbeiwert beschrieben wird. Je geringer die Öffnung der Drosselklappe ist, desto größer ist der Widerstandsbeiwert. Bei geschlossener Klappe geht der Strömungswiderstand gegen unendlich und es tritt kein Volumenstrom mehr ein.

Zur Berechnung des Lufteintritts an der Falschlufthansaugung wird mit einem gesamten Widerstandsbeiwert  $\zeta_{FL}$  gerechnet. Dieser beinhaltet Verluste durch Rohreinlauf, Schalldämpfer, Drosselöffnungsgrad und Luftreibung entlang des Rohres.

#### Messreihe 1: kein Saugbetrieb, Stränge A-C und D/E geöffnet

Ohne Saugbetrieb tritt nur Luft über die Falschlufthansaugung ins Rohrsystem ein. Da nur der Strang D/E berechnet wurde, kann der Einfluss des offenen Strangs A-C nicht simuliert werden.

#### Messreihe 2: kein Saugbetrieb, nur Strang D/E geöffnet

Bei dieser Messreihe tritt Luft nur über die Falschlufthansaugung des Strangs D/E ins System ein. Dazu werden in der Berechnung der Eintrittsvolumenstrom  $\dot{V}_{FL}$  und der Widerstandsbeiwert  $\zeta_{FL}$  so variiert, dass sich an der Position der Messstelle ein Volumenstrom  $\dot{V}_{Luft,aus}$  und ein Druckverlust  $\Delta p$  entsprechend der Messung einstellen.

In der Messreihe sind folgende Werte ermittelt worden:

$$\Delta p_{stat} = 429 \text{ mbar}, \quad \dot{V}_{ges} = 532,7 \text{ m}^3/\text{h}$$

Durch Simulation ergeben sich die Daten in Tabelle 5-11:

[ kg / h ]	[ m³ / h ]	[ m³ / h ]	[ m³ / h ]	[ m³ / h ]	[ m³ / h ]
Massenstrom FS	Anschluss 1 E4-3	Anschluss 2 E4-2	Falschluff	Anschluss 3 E3-3	Anschluss 4 E3-2
m_pkt_FS	V_pkt_Luft_1	V_pkt_Luft_2	V_pkt_FL	V_pkt_Luft_3	V_pkt_Luft_4
0	0,0	0,0	300,6	0,0	0,0
[ m³ / h ]	[ m³ / h ]	[ mbar ]	[ kW ]	[ m³ / h ]	[ ]
Lufteintritt gesamt	Luftaustritt gesamt	Druckverlust	mittl. Förderleistung	mittl. Vol.strom	Falschluff
V_pkt_Luft_ein	V_pkt_Luft_aus	delta_p	P_ges	V_pkt_mittel	Zeta
300,6	532,3	430	4,6	388	1900

Tabelle 5-11: Simulation von Messreihe 2

Wenn ein Volumenstrom  $\dot{V}_{FL} = 300,6 \text{ m}^3/\text{h}$  eintritt, ergibt sich auf Höhe der Messstelle ein Volumenstrom  $\dot{V}_{Luft,aus} = 532,3 \text{ m}^3/\text{h}$ . Der Druckverlust beträgt dabei  $\Delta p = 430 \text{ mbar}$ . Dazu muss ein Widerstandsbeiwert  $\zeta_{FL} \approx 1900$  eingestellt werden.

### Messreihe 6: Saugbetrieb am Anschluss E3-2, nur Strang D/E geöffnet

Bei dieser Messreihe wird am Anschluss E3-2 abgesaugt. Zusätzlich kann Luft über die Falschlufansaugung ins System gelangen.

Gemessen wurde:

$$\Delta p_{stat} = 402 \text{ mbar}, \quad \dot{V}_{ges} = 818,8 \text{ m}^3/\text{h}$$

Durch Simulation ergeben sich die Daten in Tabelle 5-12:

[ kg / h ]	[ m <sup>3</sup> / h ]	[ m <sup>3</sup> / h ]	[ m <sup>3</sup> / h ]	[ m <sup>3</sup> / h ]	[ m <sup>3</sup> / h ]
Massenstrom FS	Anschluss 1 E4-3	Anschluss 2 E4-2	Falschluf	Anschluss 3 E3-3	Anschluss 4 E3-2
m_pkt_FS	V_pkt_Luft_1	V_pkt_Luft_2	V_pkt_FL	V_pkt_Luft_3	V_pkt_Luft_4
250	0,0	0,0	140,7	0,0	335,5
[ m <sup>3</sup> / h ]	[ m <sup>3</sup> / h ]	[ mbar ]	[ kW ]	[ m <sup>3</sup> / h ]	[ ]
Luft Eintritt gesamt	Luft Austritt gesamt	Druckverlust	mittl. Förderleistung	mittl. Vol.strom	Falschluf
V_pkt_Luft_ein	V_pkt_Luft_aus	delta_p	P_ges	V_pkt_mittel	Zeta
476,2	820,4	402	7,1	638	7800

Tabelle 5-12: Simulation von Messreihe 6

Bei dieser Messreihe saugt der Strang mit dem Anschluss E3-2 parallel zum Strang mit der Falschlufansaugung. Die beiden Stränge treffen bei Vereinigung VI (siehe Abbildung 5-21) zusammen. Somit muss der Druckverlust der beiden Stränge gleich sein. Zur Simulation werden  $\dot{V}_{FL}$  und  $\zeta_{FL}$  variiert, bis sich die benötigten Werte an der Messstelle ergeben. Der Volumenstrom an der Ansaugung E3-2 stellt sich so ein, dass der Druckverlust der beiden Stränge gleich ist. Die parallelen Stränge sind in Abbildung 5-17 dargestellt.

Es ist zu erkennen, dass der Falschlufvolumenstrom  $\dot{V}_{FL}$  im Vergleich zu Messreihe 2 abnimmt. Die Drosselklappe lässt aufgrund des geringeren Unterdruckes im Rohrleitungssystem weniger Falschluf einströmen. Der Widerstandsbeiwert  $\zeta_{FL}$  steigt an.

### Messreihe 5: Saugbetrieb an den Anschlüssen E3-2 und E3-3, nur Strang D/E geöffnet

Es wird an den Anschlüssen E3-2 und E3-3 abgesaugt. Zusätzlich kann Luft über die Falschlufansaugung ins System gelangen.

Folgende Werte wurden ermittelt:

$$\Delta p_{stat} = 372 \text{ mbar}, \quad \dot{V}_{ges} = 1144,9 \text{ m}^3/\text{h}$$

Durch Simulation ergeben sich die Daten in Tabelle 5-13:

[ kg / h ]	[ m³ / h ]	[ m³ / h ]	[ m³ / h ]	[ m³ / h ]	[ m³ / h ]
Massenstrom FS	Anschluss 1 E4-3	Anschluss 2 E4-2	Falschluf	Anschluss 3 E3-3	Anschluss 4 E3-2
m_pkt_FS	V_pkt_Luft_1	V_pkt_Luft_2	V_pkt_FL	V_pkt_Luft_3	V_pkt_Luft_4
500	0,0	0,0	130,5	276,8	286,5
[ m³ / h ]	[ m³ / h ]	[ mbar ]	[ kW ]	[ m³ / h ]	[ ]
Lufteintritt gesamt	Luftaustritt gesamt	Druckverlust	mittl. Förderleistung	mittl. Vol.strom	Falschluf
V_pkt_Luft_ein	V_pkt_Luft_aus	delta_p	P_ges	V_pkt_mittel	Zeta
693,8	1145,3	373	9,6	931	7800

Tabelle 5-13: Simulation von Messreihe 5

Bei dieser Messreihe saugen die Stränge der Anschlüsse E3-2 und E3-3 parallel, bis sie in Vereinigung IV zusammenströmen. Der Druckverlust der beiden Stränge muss gleich sein. Der weiterführende Gesamtstrang trifft in Vereinigung VI mit dem parallel verlaufenden Strang der Falschlufansaugung zusammen. Der Druckverlust dieser beiden Stränge muss ebenfalls gleich sein.

Durch erneutes Variieren von  $\dot{V}_{FL}$  und  $\zeta_{FL}$  können die Werte an der Messstelle simuliert werden. Man sieht, dass der Falschlufvolumenstrom im Vergleich zu Messreihe 6 kaum kleiner wird.

#### Messreihe 4: Saugbetrieb an den Anschlüssen E3-2, E3-3 und E4-2, nur Strang D/E geöffnet

Es wird an den Anschlüssen E3-2, E3-3 und E4-2 abgesaugt. Zusätzlich kann Luft über die Falschlufansaugung ins System gelangen.

Folgende Werte wurden ermittelt:

$$\Delta p_{stat} = 341 \text{ mbar}, \quad \dot{V}_{ges} = 1204,8 \text{ m}^3/h$$

Durch Simulation ergeben sich die Daten in Tabelle 5-14:

[ kg / h ]	[ m³ / h ]	[ m³ / h ]	[ m³ / h ]	[ m³ / h ]	[ m³ / h ]
Massenstrom FS	Anschluss 1 E4-3	Anschluss 2 E4-2	Falschluf	Anschluss 3 E3-3	Anschluss 4 E3-2
m_pkt_FS	V_pkt_Luft_1	V_pkt_Luft_2	V_pkt_FL	V_pkt_Luft_3	V_pkt_Luft_4
750	0,0	290,0	1,1	257,1	265,8
[ m³ / h ]	[ m³ / h ]	[ mbar ]	[ kW ]	[ m³ / h ]	[ ]
Lufteintritt gesamt	Luftaustritt gesamt	Druckverlust	mittl. Förderleistung	mittl. Vol.strom	Falschluf
V_pkt_Luft_ein	V_pkt_Luft_aus	delta_p	P_ges	V_pkt_mittel	Zeta
814,0	1209,0	338	10,1	1081	1,0E+08

Tabelle 5-14: Simulation von Messreihe 4

Bei dieser Messreihe saugt der Strang des Anschlusses E4-2 parallel zum Falschlufstrang, bis die Stränge in Vereinigung III zusammentreffen. Die Stränge E3-2 und E3-3 saugen bis Vereinigung IV parallel. Der Gesamtstrang aus E3-2 und E3-3 saugt parallel zum Gesamtstrang aus E4-2 und Falschlufansaugung. Die Druckverluste der entsprechenden parallelen Stränge müssen gleich sein.

Zur Simulation werden  $\dot{V}_{FL}$  und  $\zeta_{FL}$  variiert, bis sich die benötigten Werte an der Messstelle ergeben. Es tritt fasst keine Falschluf mehr ins System ein. Der Widerstandsbeiwert  $\zeta_{FL}$  geht gegen unendlich.

Messreihe 3: Saugbetrieb an den Anschlüssen E3-2, E3-3, E4-2 und E4-3, nur Strang D/E geöffnet

Es wird an den Anschlüssen E3-2, E3-3, E4-2 und E4-3 abgesaugt. Zusätzlich kann Luft über die Falschlufansaugung ins System gelangen.

Folgende Werte wurden ermittelt:

$$\Delta p_{stat} = 319 \text{ mbar}, \quad \dot{V}_{ges} = 1286,1 \text{ m}^3/\text{h}$$

Durch Simulation ergeben sich die Daten in Tabelle 5-15:

[ kg / h ]	[ m³ / h ]	[ m³ / h ]	[ m³ / h ]	[ m³ / h ]	[ m³ / h ]
Massenstrom FS	Anschluss 1 E4-3	Anschluss 2 E4-2	Falschluf	Anschluss 3 E3-3	Anschluss 4 E3-2
m_pkt_FS	V_pkt_Luft_1	V_pkt_Luft_2	V_pkt_FL	V_pkt_Luft_3	V_pkt_Luft_4
1000	218,0	225,1	0,0	226,8	234,2
[ m³ / h ]	[ m³ / h ]	[ mbar ]	[ kW ]	[ m³ / h ]	[ ]
Luft Eintritt gesamt	Luft Austritt gesamt	Druckverlust	mittl. Förderleistung	mittl. Vol.strom	Falschluf
V_pkt_Luft_ein	V_pkt_Luft_aus	delta_p	P_ges	V_pkt_mittel	Zeta
904,1	1285,4	289	9,7	1205	∞

Tabelle 5-15: Simulation von Messreihe 3

Bei dieser Messreihe tritt keine Falschluf mehr ins System ein. Es ergeben sich parallele Stränge nach Abbildung 5-17. Zur Simulation wird der Eintrittsvolumenstrom am Anschluss E4-3 verändert, bis der Volumenstrom am Austritt des berechneten Systems dem Messwert entspricht. Die übrigen Volumenströme ergeben sich aus den Druckverlusten der parallelen Stränge.

Bei dieser Simulation kann der gemessene Unterdruck nicht erreicht werden. Gemessen wurde  $\Delta p_{stat} = 319 \text{ mbar}$ . Beim geforderten Volumenstrom  $\dot{V}_{Luft,aus}$  entsteht in der Berechnung nur ein Druckverlust von  $\Delta p = 289 \text{ mbar}$ .



## Fazit

Unter Berücksichtigung der Falschlufthansaugung können die gemessenen Werte hinreichend genau simuliert werden. Aus dem Vergleich von Berechnung und Messung kann die Schließcharakteristik der Falschlufthansaugung ermittelt werden. Der Falschlufthansaugungsstrom wird kleiner, je mehr Saugstellen verwendet werden und je geringer damit der Unterdruck an der Falschlufthansaugung wird. In Abbildung 5-28 ist der Falschlufthansaugungsstrom  $\dot{V}_{FL}$  über dem Druckverlust  $\Delta p$  aufgetragen. Der Druckverlust bezieht sich dabei auf die Stelle im Rohrleitungssystem direkt hinter der Falschlufthansaugung.

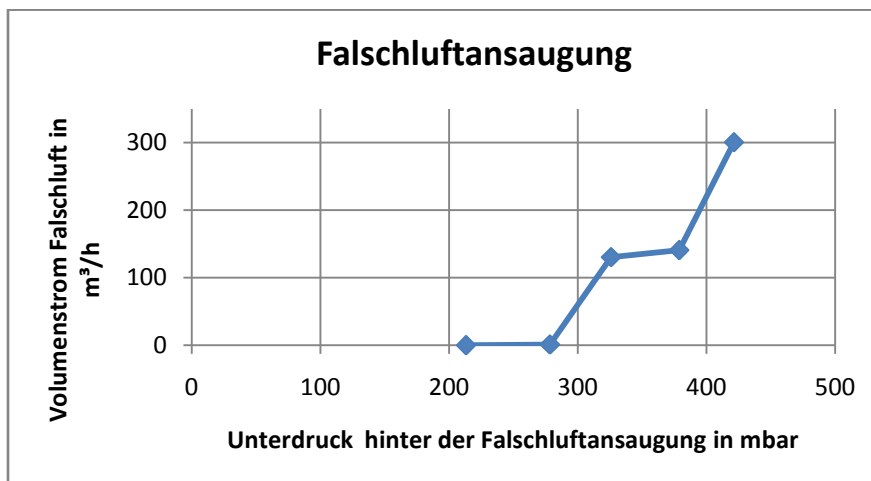


Abbildung 5-28: Charakteristik der Falschlufthansaugung

Die Abbildung verdeutlicht, dass  $\dot{V}_{FL}$  stark sinkt, sobald an einem Anschluss gesaugt wird. Beim Saugen an zwei Anschlüssen sinkt  $\dot{V}_{FL}$  hier nur geringfügig. Dies liegt daran, dass der Gesamtstrom der beiden hier gewählten Anschlüsse parallel zum Falschlufthansaugungsstrom saugt. Sobald ein weiterer Absaugungsstrom parallel zum Falschlufthansaugungsstrom aktiviert wird, sinkt  $\dot{V}_{FL}$  erneut stark.

Die Messwerte bei vierfacher Absaugung können hier nicht exakt simuliert werden. Beim geforderten Gesamtvolumenstrom stellt sich in der Berechnung ein etwas geringerer Druckverlust ein. Auch die Werte der gemessenen Volumenströme an den Einzelleitungen (Messreihen 7-10) weichen von den berechneten Daten ab. Dies kann folgende Ursachen haben:

- Schwankungen des Sauggutmassenstroms
- Schwankungen des Druckverlusts durch Anheben und Absetzen der Saugdüsen
- Schwankungen des Druckverlusts durch Biegen des Wellrohrschlauches

Insgesamt kann festgehalten werden, dass die theoretischen Berechnungen durch die Messungen bestätigt wurden. Geringe Abweichungen von Berechnung und Messung führen kaum zu Unterschieden bei der Bestimmung der benötigten Förderleistung.

## 5.5.2 Überprüfung der Berechnungsannahmen

Durch den Vergleich der theoretischen Berechnung mit den Ergebnissen der Messreihen hat sich die Berechnung als hinreichend genau erwiesen. Da einige Daten zur Berechnung der Strömung unbekannt waren, wurden in Kapitel 5.3.3 Annahmen getroffen. Diese Annahmen scheinen nun bestätigt.

Trotzdem ist der Einfluss dieser Annahmen auf das Endergebnis der Berechnungen von Interesse. Dazu werden die getroffenen Annahmewerte im sinnvollen Bereich variiert und die Veränderung der maximal benötigten Förderleistung berechnet. Zum Vergleich bleibt der geforderte Gesamtvolumenstrom am Austritt konstant.

### Rohrrauigkeit

Die Rauigkeit der Rohr-Innenwand wurde angenommen als:

$$k = 0,2 \text{ mm}$$

(für mäßig verrostete bzw. leicht verkrustete Stahlrohre nach längerer Benutzung)

Dieser Wert wird variiert:

[ mm ]	[ m³ / h ]	[ mbar ]	[ kW ]	[ % ]
Rauigkeit	Luftaustritt gesamt	Druckverlust	mittl. Förderleistung	Veränderung
k	V_pkt_Luft_aus	delta_p	P_ges	delta_P_ges
0,05	2100	462	21,5	- 2,3
0,1	2098	467	21,7	- 1,4
<b>0,2</b>	<b>2100</b>	<b>476</b>	<b>22,0</b>	<b>-</b>
0,5	2098	491	22,4	+ 1,8
1,0	2100	508	22,8	+ 3,6

Tabelle 5-16: Einfluss der Rohrrauigkeit

In Tabelle 5-16 ist zu erkennen, dass der Einfluss der Rauigkeit auf die Förderleistung mäßig ist. Bei Verwendung von sehr glatten Rohren mit  $k = 0,05 \text{ mm}$  (für neue nahtlose Stahlrohre mit Walzhaut /6/) sinkt die mittlere Förderleistung um 0,5 kW. Bei  $k = 1,0 \text{ mm}$  (für verrostete gusseiserne Rohre /6/) steigt sie um 0,8 kW.

### Gutreibungsverlustbeiwert

Der Gutreibungsverlustbeiwert zur Bestimmung der Gutreibung bei Flugförderung wurde angenommen als:

$$\left( \lambda_s \cdot \frac{l_0}{d} \right) = 0,08$$

(für mehliges Gut mit Partikelgrößen  $d_p \ll 1 \text{ mm}$  und einer Schüttdichte  $\rho_{ss} \approx 550 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ )

Dieser Wert wird variiert:

[ ]	[ m³ / h ]	[ mbar ]	[ kW ]	[ % ]
Verlust-beiwert	Luftaustritt gesamt	Druckverlust	mittl. Förderleistung	Veränderung
$\left( \lambda_s \cdot \frac{l_0}{d} \right)$	V_pkt_Luft_aus	delta_p	P_ges	delta_P_ges
0,04	2101	459	21,8	- 0,9
<b>0,08</b>	<b>2100</b>	<b>476</b>	<b>22,0</b>	-
0,12	2100	483	22,2	+ 0,9

Tabelle 5-17: Einfluss der Gutreibung

Die gewählten Gutreibungsverlustbeiwerte entsprechen folgendem Fördergut:

- $\left( \lambda_s \cdot \frac{l_0}{d} \right) = 0,04$ : Holzspäne, PE-Granulat, Reis, Bohnen
- $\left( \lambda_s \cdot \frac{l_0}{d} \right) = 0,12$ : Stahlkugeln, Zinkoxid

/5/

In Tabelle 5-17 ist zu erkennen, dass der Gutreibungsverlustbeiwert in dieser Berechnung kaum einen Einfluss auf die benötigte Förderleistung hat. Dies liegt an der hier gewählten niedrigen Beladung der Förderluft bei Flugförderung.

### Reibungszahl Wellrohrschlauch

Die Reibungszahl des verwendeten Wellrohrschlauches wurde angenommen als:

$$\lambda_{Wellrohr} \approx 0,07$$

Dieser Wert wird in Tabelle 5-18 variiert:

[ ]	[ m³ / h ]	[ mbar ]	[ kW ]	[ % ]
Reibungs-zahl	Luftaustritt gesamt	Druckverlust	mittl. Förderleistung	Veränderung
Lambda_WR	V_pkt_Luft_aus	delta_p	P_ges	delta_P_ges
0,04	2100	429	21,1	- 4,1
0,06	2100	462	21,7	- 1,4
<b>0,07</b>	<b>2100</b>	<b>476</b>	<b>22,0</b>	-
0,08	2099	489	22,2	+ 0,9
0,10	2100	513	22,5	+ 2,3

Tabelle 5-18: Einfluss der Wellrohrreibung

Der Einfluss des Wellrohrtyps hält sich in Grenzen. Bei der Wahl von  $\lambda_{Wellrohr} = 0,10$  steigt die mittlere Förderleistung lediglich um 0,5 kW.

## 5.6 Auslegung eines Staubabscheiders

Ein Staubabscheider dient der Phasentrennung: Die feste disperse Phase (hier: Staub) soll möglichst vollständig aus der fluiden Phase (hier: Luft) entfernt werden. Das verfahrenstechnische Ziel liegt dabei in der Reinhaltung der Luft am Saugebläseeintritt.

Jede Staubabscheidung muss zwei Grundvorgänge realisieren:

1. Das Gas und die Partikeln müssen auf verschiedene Bahnlinien gebracht werden, damit sie getrennt an verschiedenen Stellen des Abscheiders anfallen.
2. Die Partikeln müssen in irgendeiner Weise aufgefangen und festgehalten werden, damit sie aus dem Abscheider entfernt werden können.

Bei der großtechnischen Staubabscheidung hat sich eine Reihenschaltung aus Fliehkraftabscheider (Gaszyklon) und Abreinigungsfilter bewährt.

/5/

### 5.6.1 Zyklon

Zyklone gehören zur Gruppe der Massenkraftabscheider. Das Prinzip eines Massenkraftabscheiders besteht darin, dass die Partikeln durch massenproportionale Feldkräfte in Zonen des Abscheiders geraten, aus denen sie vom Strömungsmittel nicht mehr heraustransportiert werden können.

Das Rohgas strömt durch den Einlaufkanal tangential in den zylindrischen Teil des Zyklons. Die entstehende Drehströmung setzt sich nach unten fort und wird nach ihrer Umkehr im Kern des Zyklons durch das Tauchrohr wieder abgeführt. Die Fliehkraft schleudert den im Rohgas enthaltenen Staub nach außen an den zylindrischen Mantelteil, von wo er in spiraligen Strähnen am Konus entlang nach unten in den Staubauffänger rutscht. Feine Partikeln können aber durch die nach innen gerichtete Strömungskomponente in die Kernströmung mitgenommen und mit dem Reingas ausgetragen werden.

Der Vorteil eines Zyklons ist der einfache Aufbau. Er hat keine bewegten Teile, ist betriebssicher und wartungsarm. Aufgrund der hochturbulenten Strömung im Inneren sind seine Abscheideleistungen im Feinkornbereich allerdings nur mäßig. Hier wird er daher als Vorabscheider zur Entlastung des nachfolgenden Filters eingesetzt.

/5/ /16/

Abbildung 5-29 zeigt den schematischen Aufbau eines Zyklons:

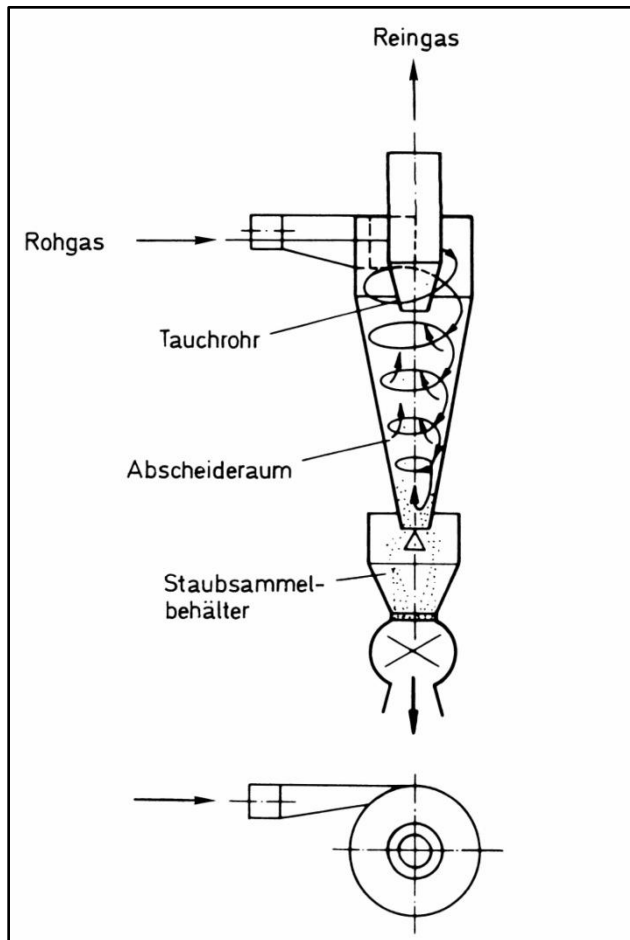


Abbildung 5-29: Zyklonschema /16/

Der Druckverlust eines Zyklons ist abhängig von der Beladung der Förderluft, von der Partikelgrößenverteilung, der Eintrittsgeschwindigkeit sowie von der Bauform. Die Abschätzung des Druckverlusts ist schwierig und hängt stark von den veränderlichen Betriebsbedingungen ab. Richtwerte für einen Zyklondruckverlust liegen nach /5/ im Bereich von  $\Delta p_{\text{Zyklon}} \approx 5 \dots 3000 \text{ Pa}$ .

### 5.6.2 Abreinigungsfilter

Bei einem Filter trifft das staubbeladene Gas auf eine durchlässige poröse Schicht, die den Staub zurückhält und das Gas passieren lässt. Dabei soll das austretende Gas möglichst ohne Partikelbeladung und mit möglichst geringem Druckverlust austreten.

Um die Bauform der Abreinigungseinheit möglichst gering zu halten, empfiehlt es sich, die Filterschicht aus mehreren Schlauchfiltern zusammenzusetzen. Dadurch wird die Filteroberfläche vergrößert.

Auf der Oberfläche des Filtermittels sammelt sich der Feststoff als Staubkuchen an und wirkt seinerseits wieder als wirksam filternde Schicht. Der Druckverlust steigt mit dem Wachsen der Staubschicht an, und nach Erreichen einer maximalen Druckdifferenz erfolgt die Abreinigung.

Abgereinigt wird mittels Druckluftstoß. Dabei wird ein sehr kurzer Druckstoß aus einem Überdruckbehälter in die Filterschlauch-Reihe geleitet. Die Luft expandiert, bläht das Tuch schlagartig auf und schleudert den Kuchen dadurch ab. Da die Druckstöße nur Zehntelsekunden dauern, kann die Abreinigung während des Filterbetriebes stattfinden. In Abbildung 5-30 ist das Prinzip der Druckstoßabreinigung dargestellt.

/5/ /16/

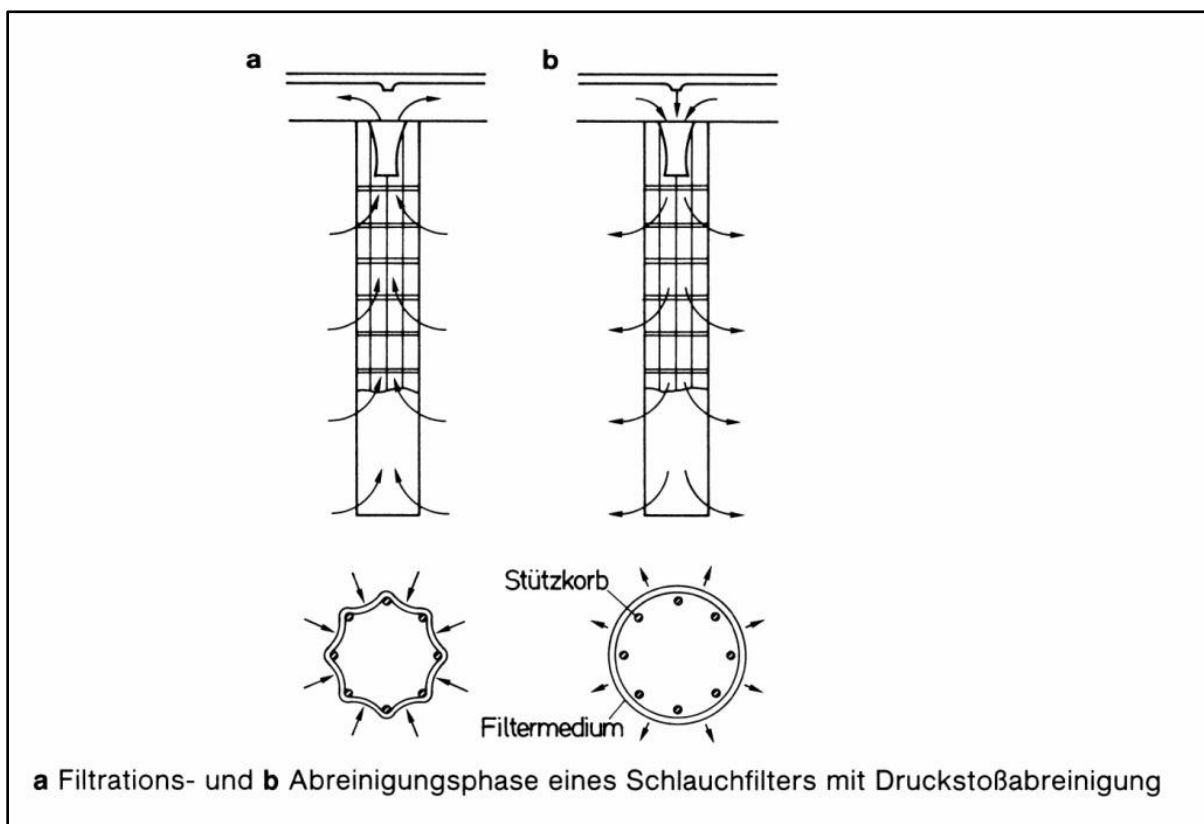


Abbildung 5-30: Druckstoßabreinigung eines Schlauchfilters /16/

Auch beim Abreinigungsfilter ist der Druckverlust stark von den veränderlichen Betriebsbedingungen abhängig. Richtwerte liegen im Bereich von  $\Delta p_{Filter} \approx 1000 \dots 5000 \text{ Pa}$ .

## 5.7 Erforderliche Gesamtaugleistung der Anlage

Die erforderliche Gesamtaugleistung der Anlage setzt sich aus folgenden Anteilen zusammen:

- Maximal benötigte Förderleistung im Rohrleitungssystem
- Förderleistung zum Überwinden des Druckverlusts im Staubabscheider
- Anteil durch nichtisotherme Kompression in der Arbeitsmaschine

Die maximal benötigte Förderleistung im Rohrleitungssystem wurde in Kapitel 5.3.5 für die Auslegungsvorgaben berechnet. Sie beträgt:

$$P_{\text{Rohrleitung}} = 22,0 \text{ kW}$$

Zum Überwinden des Druckverlusts im Staubabscheider kann die Förderleistung nur grob aus den maximalen Richtwerten abgeschätzt werden:

$$\Delta p_{\text{Abscheider}} = \Delta p_{\text{Zyklon}} + \Delta p_{\text{Filter}} = (3000 + 5000) \text{ Pa} = 8000 \text{ Pa}$$

$$P_{\text{Abscheider}} = \Delta p_{\text{Abscheider}} \cdot \dot{V}_{\text{max}} = 8000 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot 2100 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \cdot \frac{\text{h}}{3600 \text{ s}} = 4,7 \text{ kW}$$

Damit beträgt die gesamte benötigte Förderleistung:

$$P = 26,7 \text{ kW}$$

Das Gebläse muss diese Förderleistung zum Überwinden des Druckverlusts aufbringen. Da eine reale Gaskompression nicht isotherm ist, kommt es zu einem Temperaturanstieg der Förderluft. Wie in Kapitel 5.3.5 beschrieben, hängt die tatsächlich benötigte Gebläseleistung von der Prozessführung und von der Art des Gebläses ab. Um den entstehenden Druckverlust mit dem maximal benötigten Volumenstrom zu überwinden, kann beispielsweise ein Drehkolbengebläse der Firma „RKR Gebläse und Verdichter GmbH“ gewählt werden. Dabei kommt das Model „K90-54 R250“ mit einer Gebläsedrehzahl  $n = 1050 \text{ min}^{-1}$  in Frage.

Die Kupplungsleistung (Wellenarbeit) des Gebläses beträgt:  $P_K = 39,4 \text{ kW}$

Die Motorleistung (elektrisch) beträgt:  $P_{el} = 45,0 \text{ kW}$

Die Austrittstemperatur beträgt (bei Lufteintritt  $t_{ein} = 20 \text{ °C}$ )  $t_{aus} = 71 \text{ °C}$



Die endgültige Positionierung der stationären Sauganlage im Bekohlungsvorbau ist noch nicht geklärt. Als Abschluss dieser Arbeit wird untersucht, wie sich eine Verlängerung der Sammelleitung DN 125 auf die benötigte Förderleistung auswirkt.

Zu diesem Zweck wird simuliert, dass die letzte horizontale Rohrleitung vor dem Messstutzen (Abschnitt Q) verlängert wird. Die Strömungsberechnung wird für Verlängerungen von 50, 100 und 150 m durchgeführt. In Tabelle 5-19 sind die Ergebnisse dargestellt:

[ m ]	[ m³ / h ]	[ m³ / h ]	[ mbar ]	[ kW ]	[ m³ / h ]
Verlängerung	Anschluss 1 E4-3	Luftaustritt gesamt	Druckverlust	mittl. Förderleistung	mittl. Vol.strom
delta_l	V_pkt_Luft_1	V_pkt_Luft_aus	delta_p	P_ges	V_pkt_mittel
0	262,5	2100,0	476	22,0	1662
50	253,0	2099,3	498	22,3	1609
100	244,6	2099,0	517	22,5	1565
150	237,1	2100,4	534	22,7	1527

**Tabelle 5-19: Einfluss der Sammelleitungsverlängerung**

Bei einer Verlängerung der Sammelleitung um 150 m steigt die mittlere Förderleistung bei konstantem Volumenstrom am Gebläse nur um 0,7 kW. Den größten Einfluss auf den entstehenden Druckverlust haben dabei die Abzweigungen des Rohrleitungssystems. Bei den Querschnitten DN 50 und DN 65 treten hohe Verluste aufgrund der hohen Strömungsgeschwindigkeit auf. Die Sammelleitung ist mit dem Querschnitt DN 125 so gewählt, dass die Strömungsgeschwindigkeiten bei ca. 40 m/s bleiben. Der Druckverlust in der Sammelleitung bleibt deshalb auch bei einer Verlängerung gering.

## 6. Literaturverzeichnis

- /1/ RWE Power AG  
Informationsbroschüre
- /2/ RWE Power AG  
Internet / Intranet
- /3/ Kraftwerk Neurath – Technische Daten  
Zusammenstellung der Betriebsdaten
- /4/ BUND aktuell – Feinstaub aus Tagebauen  
Oktober 2006
- /5/ Mechanische Verfahrenstechnik 2  
M. Stieß  
Springer-Verlag Berlin Heidelberg 1994

- /6/ Technische Strömungslehre  
W. Bohl  
12. Aufl. – Würzburg: Vogel, 2002
  
- /7/ Skriptum Strömungstechnik 1  
W. Müller  
FH Düsseldorf, WS 2005/2006
  
- /8/ Praktikum Strömungstechnik 1  
F. Kameier, W. Müller  
FH Düsseldorf, WS 2005/2006
  
- /9/ Mechanische Verfahrenstechnik 1  
M. Stieß  
Springer-Verlag Berlin Heidelberg 1992
  
- /10/ Labor Mechanische Grundoperationen  
W. Müller  
FH Düsseldorf, SS 2006
  
- /11/ Das Handbuch der Metallschläuche  
Witzenmann GmbH  
Produktkatalog 2007
  
- /12/ Skriptum Thermodynamik  
H. G. Rörtgen  
FH Düsseldorf, WS 2005/2006
  
- /13/ Praktikum Strömungstechnik 2  
F. Kameier  
FH Düsseldorf, SS 2006
  
- /14/ RKR Gebläse und Verdichter GmbH  
Planungsunterlagen Kompaktaggregat Typ K  
Stand 2007
  
- /15/ Praktikum Thermodynamik  
M. Adam  
FH Düsseldorf, WS 2005/2006
  
- /16/ Staubabscheiden  
F. Löffler  
Georg-Thieme-Verlag Stuttgart 1988

## 7. Verzeichnis der Abkürzungen und Formelzeichen

Zeichen	Einheit	Erklärung
$a$	-	Zugang
$\alpha$	-	Energiestrombeiwert
$A$	$m^2$	Fläche
$Ar$	-	Archimedes-Zahl
$c$	$\frac{m}{s}$	Geschwindigkeit
$c_p$	$\frac{kJ}{kg \cdot K}$	Wärmekapazität
$C$	-	Geschwindigkeitsverhältnis
$d$	-	Durchgang
$d$	$m$	Durchmesser
$D$	-	Dampf
$\Delta p$	$Pa$	Druckdifferenz
$F$	-	Fluid
$FL$	-	Falschluf
$FS$	-	Feststoff
$Fr$	-	Froude-Zahl
$g$	$\frac{m}{s^2}$	Erdbeschleunigung
$h$	$m$	Höhe
$h$	$\frac{kJ}{kg}$	Spezifische Enthalpie
$k$	$m$	Rauigkeit
$K$	-	Beiwert für die Umlenkung am Rohrbogen
$l$	$m$	Länge
$L$	-	Luft
$\lambda$	-	Reibungszahl
$\dot{m}$	$\frac{kg}{s}$	Massenstrom

$\mu$	-	Beladung
$n$	-	Exponent der Geschwindigkeitsverteilungskurve
$\eta$	$Pa \cdot s$	Dynamische Viskosität
$\eta$	-	Wirkungsgrad
$p$	$Pa$	Druck
$\varphi$	$^{\circ}$	Winkel
$\varphi$	%	Relative Luftfeuchte
$P$	$W$	Leistung
$P$	-	Partikel
$r$	$m$	Radius
$R_i$	$\frac{J}{kg \cdot K}$	Spezielle Gaskonstante für den Stoff i
$Re$	-	Reynoldszahl
$\rho$	$\frac{kg}{m^3}$	Dichte
$s$	$m$	Wanddicke
$S$	-	Schüttgut
$SS$	-	Schüttdichte Staub
$t$	$^{\circ}C$	Temperatur
$T$	$K$	Temperatur
$v$	$\frac{m^3}{kg}$	Spezifisches Volumen
$\nu$	$\frac{m^2}{s}$	Kinematische Viskosität
$V$	-	Verlust
$\dot{V}$	$\frac{m^3}{s}$	Volumenstrom
$w$	-	Austritt
$x$	-	Absolute Luftfeuchte
$y$	$m$	Wandabstand
$Y$	$\frac{m^2}{s^2}$	Spezifische Stutzenarbeit

$z$	$m$	Geodätische Höhe
$\zeta$	-	Widerstandsbeiwert

## 8. Verzeichnis der Abbildungen und Tabellen

### Abbildungen

Abbildung 3-1:	Rheinisches Braunkohlenrevier /1/ .....	8
Abbildung 3-2:	Kraftwerk Neurath /2/ .....	9
Abbildung 3-3:	Installierte Leistung Kraftwerk Neurath /2/ .....	10
Abbildung 3-4:	Wirkungsgradsteigerung Kraftwerk Niederaußem /1/ .....	10
Abbildung 3-5:	Schematischer Kraftwerksprozess /1/ .....	11
Abbildung 4-1:	Schema der Kohlenverteilung im Kraftwerk Neurath /2/ .....	12
Abbildung 4-2:	Kohlenverteilung im Bekohlungsvorbau .....	13
Abbildung 4-3:	Übergabeschurre .....	14
Abbildung 5-1:	Pneumatische Saugförderanlage /5/ .....	17
Abbildung 5-2:	Referenzfläche zur Bestimmung des Staubaufkommens .....	20
Abbildung 5-3:	Schichtdickenmessung mit $\mu$ -Kamm .....	21
Abbildung 5-4:	Rohrvereinigung .....	25
Abbildung 5-5:	Gesamtansicht Rohrleitungen D und E .....	26
Abbildung 5-6:	Hosenrohr und Verzweigungen D1 und D2 .....	26
Abbildung 5-7:	Verzweigungen E3 und E4 .....	27
Abbildung 5-8:	Falschlufansaugung .....	28
Abbildung 5-9:	Isometriezeichnung des Rohrleitungssystems .....	29
Abbildung 5-10:	Spezifische Energieformen entlang eines Stromfadens /7/ .....	31
Abbildung 5-11:	Vergleich von inkompressibler und kompressibler Strömung /6/ ...	33
Abbildung 5-12:	Widerstandsdiagramm nach Moody /6/ .....	35
Abbildung 5-13:	Horizontale Flugförderung /5/ .....	38
Abbildung 5-14:	Strömung in einem Wellrohrschlauch /11/ .....	43
Abbildung 5-15:	Widerstandsdiagramm für Wellrohrschlauch Typ RS 331 /11/ .....	44
Abbildung 5-16:	Vereinigung von zwei Rohrleitungssträngen .....	46
Abbildung 5-17:	Leitungsstränge .....	47
Abbildung 5-18:	Beiwerte für die Umlenkung am Rohrbogen /6/ .....	51
Abbildung 5-19:	Diffusorgeometrie .....	53
Abbildung 5-20:	Widerstandszahlen bei Strömungsvereinigung /6/ .....	54
Abbildung 5-21:	Aufteilung des Rohrleitungssystems .....	58
Abbildung 5-22:	Druckverlust über Gebläsevolumenstrom .....	64
Abbildung 5-23:	Förderleistung über Gebläsevolumenstrom .....	64
Abbildung 5-24:	Position des Messstutzens .....	67
Abbildung 5-25:	Bestimmung der Luftfeuchte /15/ .....	70
Abbildung 5-26:	Aufteilung eines Rohrquerschnitts in Kreisringe /8/ .....	73
Abbildung 5-27:	Messergebnisse .....	74
Abbildung 5-28:	Charakteristik der Falschlufansaugung .....	82
Abbildung 5-29:	Zyklonschema /16/ .....	86
Abbildung 5-30:	Druckstoßabreinigung eines Schlauchfilters /16/ .....	87

## Tabellen

Tabelle 5-1:	Flächenberechnung von Block A .....	19
Tabelle 5-2:	Gesamte Saugfläche .....	20
Tabelle 5-3:	Vorhandene Nennweiten .....	24
Tabelle 5-4:	Vorhandene Rohrbogen-Bauarten .....	24
Tabelle 5-5:	Mindestluftgeschwindigkeit im Übergangsbereich .....	41
Tabelle 5-6:	Mindestluftgeschwindigkeit im Newton-Bereich .....	41
Tabelle 5-7:	Ausschnitt der Berechnungen von Abschnitt A .....	60
Tabelle 5-8:	Berechnung der Leitungsvereinigung I .....	61
Tabelle 5-9:	Berechnungsergebnisse für die maximale Förderleistung .....	63
Tabelle 5-10:	Messpunkte in den Rohren DN 125 und DN 50 .....	69
Tabelle 5-11:	Simulation von Messreihe 2 .....	77
Tabelle 5-12:	Simulation von Messreihe 6 .....	78
Tabelle 5-13:	Simulation von Messreihe 5 .....	79
Tabelle 5-14:	Simulation von Messreihe 4 .....	80
Tabelle 5-15:	Simulation von Messreihe 3 .....	81
Tabelle 5-16:	Einfluss der Rohrrauigkeit .....	83
Tabelle 5-17:	Einfluss der Gutreibung .....	84
Tabelle 5-18:	Einfluss der Wellrohrreibung .....	84
Tabelle 5-19:	Einfluss der Sammelleitungsverlängerung .....	89

## 9. Anhang

### Protokoll der Schichtdickenmessungen

		[ $\mu\text{m}$ ]	[ d ]	[ $\mu\text{m}$ ]	[ $\mu\text{m} / \text{d}$ ]
		Schichtdicke	Dauer in Tagen	Differenz	Staub / Tag
Di, 20.03.07	10:00 Uhr	0			
Mi, 21.03.07	10:00 Uhr	75	1	75	75,0
Do, 22.03.07	10:00 Uhr	100	1	25	25,0
Fr, 23.03.07	10:00 Uhr	125	1	25	25,0
Mo, 26.03.07	10:00 Uhr	150	3	25	8,3
Di, 27.03.07	10:00 Uhr	150	1	0	0,0
Mi, 28.03.07	10:00 Uhr	175	1	25	25,0
Do, 29.03.07	10:00 Uhr	175	1	0	0,0
Fr, 30.03.07	10:00 Uhr	200	1	25	25,0
Mo, 02.04.07	10:00 Uhr	0			
Di, 03.04.07	10:00 Uhr	75	1	75	75,0
Mi, 04.04.07	10:00 Uhr	125	1	50	50,0
Do, 05.04.07	10:00 Uhr	125	1	0	0,0
Di, 10.04.07	10:00 Uhr	200	5	75	15,0
Di, 10.04.07	10:01 Uhr	0			
Mi, 11.04.07	10:00 Uhr	75	1	75	75,0
Do, 12.04.07	10:00 Uhr	150	1	75	75,0
Fr, 13.04.07	10:00 Uhr	200	1	50	50,0
Mo, 16.04.07	10:00 Uhr	0			
Di, 17.04.07	10:00 Uhr	100	1	100	100,0
Mi, 18.04.07	10:00 Uhr	125	1	25	25,0
Do, 19.04.07	10:00 Uhr	150	1	25	25,0
Do, 19.04.07	10:01 Uhr	0			
Fr, 20.04.07	10:00 Uhr	75	1	75	75,0
Mo, 23.04.07	10:00 Uhr	125	3	50	16,7
Di, 24.04.07	10:00 Uhr	150	1	25	25,0
Mi, 25.04.07	10:00 Uhr	175	2	25	12,5
Mi, 25.04.07	10:01 Uhr	0			
Do, 26.04.07	10:00 Uhr	100	1	100	100,0
Fr, 27.04.07	10:00 Uhr	125	1	25	25,0
Mo, 30.04.07	10:00 Uhr	175	3	50	16,7
Mo, 30.04.07	10:01 Uhr	0			
Mi, 02.05.07	10:00 Uhr	0			
Do, 03.05.07	10:00 Uhr	50	1	50	50,0
Fr, 04.05.07	10:00 Uhr	100	1	50	50,0
Di, 08.05.07	10:00 Uhr	150	4	50	12,5
Di, 08.05.07	10:01 Uhr	0			

Mi, 09.05.07	10:00 Uhr	75	1	75	75,0
Do, 10.05.07	10:00 Uhr	100	1	25	25,0
Fr, 11.05.07	10:00 Uhr	0			
Mo, 14.05.07	10:00 Uhr	175	3	175	58,3
Mo, 14.05.07	10:01 Uhr	0			
Di, 15.05.07	10:00 Uhr	100	1	100	100,0
Mi, 16.05.07	10:00 Uhr	150	1	50	50,0
Mo, 21.05.07	10:00 Uhr	0			
Di, 22.05.07	10:00 Uhr	75	1	75	75,0
Mi, 23.05.07	10:00 Uhr	125	1	50	50,0
Do, 24.05.07	10:00 Uhr	150	1	25	25,0
Di, 29.05.07	10:00 Uhr	0			
Do, 31.05.07	10:00 Uhr	125	2	125	62,5
Fr, 01.06.07	10:00 Uhr	150	1	25	25,0
Mo, 11.06.07	10:00 Uhr	0			
Di, 12.06.07	10:00 Uhr	75	1	75	75,0
Mi, 13.06.07	10:00 Uhr	125	1	50	50,0
Do, 14.06.07	10:00 Uhr	0			
Fr, 15.06.07	10:00 Uhr	75	1	75	75,0
Mo, 18.06.07	10:00 Uhr	150	3	75	25,0
Mo, 18.06.07	10:01 Uhr	0			
Di, 19.06.07	10:00 Uhr	75	1	75	75,0
Mi, 20.06.07	10:00 Uhr	125	1	50	50,0
Do, 21.06.07	10:00 Uhr	0			
Fr, 22.06.07	10:00 Uhr	75	1	75	75,0
Mo, 25.06.07	10:00 Uhr	200	3	125	41,7
Mo, 25.06.07	10:01 Uhr	0			
Di, 26.06.07	10:00 Uhr	75	1	75	75,0
Mi, 27.06.07	10:00 Uhr	125	1	50	50,0
Di, 03.07.07	10:00 Uhr	0			
Fr, 06.07.07	10:00 Uhr	175	3	175	58,3
Fr, 13.07.07	10:00 Uhr	0			
				<b>Mittelwert:</b>	<b>46,0</b>



# Strömungsberechnung für den maximal geforderten Volumenstrom am Gebläse $\dot{V}_{max} = 2100 \text{ m}^3/\text{h}$

Strömungsberechnung unter Berücksichtigung der Kompressibilität von Luft bei isothermer Strömung									
4. x Normalreinigung mit Anschluss DN 50									
Anschlüsse E4-3, E4-2, E3-3, E3-2 (siehe Tabellenblatt "Abschnitte")									
(gelb hervorgehoben: Annahme)									
(hellblau hervorgehoben: veränderbare Werte)									
(hellgrün hervorgehoben: veränderbare Zellen für Solver-Einstellungen)									
Konstanten									
Lufttemperatur [°C] theta	0,0 (Normzustand)								
absoluter Luftdruck [Pa] p_abs	101325 (Normzustand)								
Dichte der angesaugten Luft [kg/m³] rho_Luft	1,2925 (aus idealer Gasgleichung für theta und p_abs)								
dynamische Viskosität der Luft [Pa·s] eta_Luft	1,710E-05 (nach der Gleichung von Sutherland)								
Rohrrauigkeit [m] k_Si	0,00020								
Rohrrauigkeit [mm] k	0,2								
Dichte des Feststoffes [kg/m³] rho_FS	1000 (feuchte rheinische Braunkohle)								
Geschwindigkeitsverhältnis Feststoff zu Luft [-] C_Fs / C_Lin	0,8 (für staubförmiges Gut)								
Graubehavestwert [-] lambda_FS 1,0 / d	0,08 (für mfeiliges Fördergut mit Schüttdichte ca. 550 kg/m³)								
Länge Wellrohrschlauch [m] L_WS	20,000								
Reibungszahl Wellrohr [-] lambda_WR	0,070 (für Wellrohrschlauch Typ RS 331 DN 50 Firma Vitzmann)								
Volumenstrom Luft Anschluss 1 [m³/h] V_pkt_Luft	202,5								
Volumenstrom Luft Anschluss 1 [m³/s] V_pkt_Luft_Si	0,073								
Massenstrom Feststoff pro Anschluss [kg/h] m_pkt_Feststoff	250,0								
ABSCHNITT A									
Leitungsanschluss 1: E4-3 (Block E, Bunker 4, Wand zur Maschinenhalle)									
Volumenstrom Luft Eintritt [m³/h] V_pkt_Luft_Start	202,5								
Rohrreihlauf									
Rohrdurchmesser [m] d	0,0545								
Querschnittsfläche [m²] A	0,0023								
Volumenstrom Luft Eintritt [m³/s] V_pkt_Luft_Start	0,073								
Druck Eintritt [Pa] p_Luft_Start	101325								
Dichte Eintritt [kg/m³] rho_Luft_Start	1,2925								
Strömungsgeschwindigkeit Eintritt [m/s] c_Luft_Start	31,26								
Reynoldszahl [-] Re	128745								
d / k	273								
Reibungszahl [-] lambda	0,0286								
Belastung [kg FS / kg Luft] mue	0,74								
Feststoffgeschwindigkeit [m/s] c_FS	25,01								
Rohr-Froude-Zahl [-] Fr	1827								
Radius [m] R	0,0273								
Rohrbogenwinkel [°] alpha	90								
Rohrlänge [m] l	20,000								
zeta_Rohrreihlauf [-] zeta_RoE	0,050								
zeta_Rohrreihlauf/Wandreibung [-] zeta_RoWa	0,200								
zeta_Rohrreibung [-] zeta_RoMa	25,888								
zeta_Umlenkung Rohrbogen [-] zeta_Ro	0,111								
zeta_Umlenkung Rohrbogen [-] zeta_U	0,140								
zeta_Expansion Diffusor [-] zeta_E									
zeta_Reibung Diffusor [-] zeta_RD									

Solver-Parameter

Zielzelle: **\$C\$110**  
 Zielwert: ☐ Max ☒ Min ☐ Wert:  
 Veränderbare Zellen: **\$C\$110:\$D\$485;\$C\$554:\$D\$810**  
 Nebenbedingungen:  
 \$E\$195 = \$E\$199  
 \$E\$622 = \$E\$622  
 \$E\$639 = \$E\$643  
 \$E\$627 = \$E\$631

Schätzen  
 Hinzufügen  
 Ändern  
 Löschen  
 Zurücksetzen  
 Hilfe

# Auslegung einer stationären Luftförderanlage für den Kraftwerksbetrieb im Braunkohlenkraftwerk Neurath der RWE Power AG

Druck Austritt [Pa] p_aus	100396	80208	79496	78405	77529	76889		
Dichte Austritt [kg / m³] rho_aus	1,2805	1,0231	1,0141	1,0001	0,9890	0,9808		
Strömungsgeschwindigkeit Austritt [m / s] c_aus	32,84	40,86	41,22	41,79	42,27	42,62		
Volumenstrom Luft Austritt [m³ / s] V_pkt_aus	0,076	0,065	0,066	0,068	0,069	0,069		
mittlere Dichte [kg / m³] rho_mittel	1,2865	1,1518	1,0186	1,0071	0,9946	0,9849		
mittlere Strömungsgeschwindigkeit [m / s] c_mittel	32,49	36,29	41,04	41,51	42,03	42,44		
mittlere Volumenstrom [m³ / s] V_pkt_mittel	0,076	0,065	0,066	0,067	0,068	0,069		
mittlere Förderleistung [W] P	71	1708	68	106	86	63		
Druckverlust gesamt Abschnitt [Pa] delta_p_Abs	24436							
mittlere Förderleistung Abschnitt [W] P_Abs	2103							
<b>VEREINIGUNG I</b>								
<b>Leitungsvereinigung: T-Stück 45° 65° / 50° Anschluss 1 und Anschluss 2</b>								
	Anschluss 1 (Durchgang d)	Anschluss 2 (Zugang a)	Austritt (Austritt w)					
Volumenstrom Luft [m³ / h] V_pkt_Luft	343,3	357,9	701,2					
Volumenstrom Luft [m³ / s] V_pkt_Luft_SI	0,095	0,099	0,195					
Rohrinnendurchmesser [m] d	0,0703	0,0545	0,0703					
Querschnittsfläche [m²] A	0,0039	0,0023	0,0039					
Strömungsgeschwindigkeit [m / s] c_Luft	24,57	42,62	50,18					
Rohrreibungszahl [ ] lambda	0,0271	0,0266	0,0264					
Exponent [ ] n	6,07	5,92	6,15					
Energierombwert [ ] alpha	1,08	1,08	1,07					
Druckverlust Vereinigung 45°-Bogen [Pa] delta_p_45°		132						
V_pkt_a / V_pkt_w [ ] x			0,51					
Widerstandsbeiwert Abzweigstück 45° [ ] zeta	0,15	0,10						
Druck Eintritt [Pa] p_ein	77473							
Dichte Eintritt [kg / m³] rho_ein	0,9882							
Druck Austritt [Pa] p_aus			76271 (p_w berechnet aus Energieerhaltung Durchgang - Austritt)					
Druck Eintritt [Pa] p_ein								
Dichte Eintritt [kg / m³] rho_ein			76889					
Druck Austritt [Pa] p_aus			76271 (p_w berechnet aus Energieerhaltung Zugang - Austritt)					
Dichte Austritt [kg / m³] rho_aus			0,9878					
<b>ABSCHNITT C</b>								
<b>Leitung nach Vereinigung</b>								
	Rohrleitung (horizontal)							
Rohrinnendurchmesser [m] d	0,0703							
Querschnittsfläche [m²] A	0,0039							
Volumenstrom Luft Eintritt [m³ / s] V_pkt_ein	0,195							
Druck Eintritt [Pa] p_ein	76271							
Dichte Eintritt [kg / m³] rho_ein	0,9728							
Strömungsgeschwindigkeit Eintritt [m / s] c_ein	50,18							
Reynoldszahl [ ] Re	200703							
d / k	352							
Rohrreibungszahl [ ] lambda	0,0264							
Beladung [kg FS / kg Luft] mue	0,73							
Feststoffgeschwindigkeit [m / s] c_FS	40,15							
Rohr-Froude-Zahl [ ] Fr	3652							
Radius [m] R								
Rohrbogenwinkel [°] alpha								
Rohrlänge [m] l	5,320							
zeta Rohreinlauf [ ] zeta_RoEl								
zeta Rohreinlauf Wandnähe [ ] zeta_RoWa								
zeta Rohrlängung [ ] zeta_Lambda								
zeta Reibung Rohrbogen [ ] zeta_RR								

# Auslegung einer stationären Luftförderanlage für den Kraftwerksbetrieb im Braunkohlenkraftwerk Neurath der RWE Power AG

# Auslegung einer stationären Luftförderanlage für den Kraftwerksbetrieb im Braunkohlenkraftwerk Neurath der RWE Power AG

# Auslegung einer stationären Luftförderanlage für den Kraftwerksbetrieb im Braunkohlenkraftwerk Neurath der RWE Power AG

# Auslegung einer stationären Luftförderanlage für den Kraftwerksbetrieb im Braunkohlenkraftwerk Neurath der RWE Power AG



Druckverlust gesamt [Pa]		939	20177	199	713	949	728	2440	-536	72
Druck Austritt [Pa] p_aus		100366	80209	80011	79298	78349	77620	75180	75717	75644
Dichte Austritt [kg/m³] rho_aus		1,2805	1,0232	1,0206	1,0115	0,9994	0,9901	0,9690	0,9658	0,9649
Strömungsgeschwindigkeit Austritt [m/s] c_aus		32,64	40,85	40,95	41,32	41,82	42,22	43,59	26,01	26,04
Volumenstrom Luft Austritt [m³/s] V_pkt_aus		0,076	0,095	0,096	0,096	0,098	0,098	0,102	0,101	0,101
mittlere Dichte [kg/m³] rho_mittel		1,2865	1,1518	1,0219	1,0161	1,0055	0,9948	0,9746	0,9624	0,9654
mittlere Strömungsgeschwindigkeit [m/s] c_mittel		32,49	40,90	40,90	41,14	41,57	42,02	42,89	34,80	26,02
mittlerer Volumenstrom [m³/s] V_pkt_mittel		0,076	0,095	0,095	0,096	0,097	0,098	0,100	0,108	0,101
mittlere Förderleistung [W] P		71	1708	19	68	92	71	244	-58	7
Druckverlust gesamt Abschnitt [Pa] delta_p_Abs		25681							Diffusor DN 50 auf DN 65 (Redu K50/65):	
mittlere Förderleistung Abschnitt [W] P_Abs		2224							Öffnungswinkel [°] phi	9,03
									Durchmesser Ein [m] d_1	0,0545
									Fläche Ein [m²] A_1	0,0023
									Durchmesser Aus [m] d_2	0,0703
									Fläche Aus [m²] A_2	0,0039
ABSCHNITT G										
Leitungssanschluss 4: E3-2 (Block E, Bunker 2, Zwischen den Bekohlungsbändern)										
Volumenstrom Luft [m³/h] V_pkt_Luft		281,1 ( wird so eingestellt, dass delta_p von Leitung 3 und Leitung 4 gleich ist )								
Rohrreineinflauf										
Saugerschlauch (Wellrohr)										
Rohrbogen DN 50 90° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 180° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 45° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 135° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 225° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 315° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 360° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 375° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 390° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 405° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 420° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 435° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 450° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 465° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 480° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 495° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 510° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 525° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 540° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 555° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 570° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 585° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 600° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 615° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 630° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 645° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 660° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 675° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 690° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 705° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 720° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 735° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 750° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 765° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 780° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 795° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 810° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 825° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 840° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 855° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 870° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 885° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 900° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 915° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 930° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 945° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 960° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 975° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 990° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 1005° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 1020° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 1035° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 1050° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 1065° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 1080° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 1095° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 1110° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 1125° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 1140° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 1155° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 1170° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 1185° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 1200° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 1215° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 1230° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 1245° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 1260° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 1275° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 1290° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 1305° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 1320° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 1335° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 1350° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 1365° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 1380° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 1395° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 1410° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 1425° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 1440° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 1455° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 1470° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 1485° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 1500° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 1515° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 1530° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 1545° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 1560° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 1575° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 1590° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 1605° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 1620° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 1635° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 1650° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 1665° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 1680° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 1695° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 1710° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 1725° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 1740° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 1755° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 1770° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 1785° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 1800° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 1815° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 1830° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 1845° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 1860° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 1875° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 1890° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 1905° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 1920° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 1935° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 1950° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 1965° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 1980° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 1995° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 2010° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 2025° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 2040° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 2055° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 2070° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 2085° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 2100° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 2115° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 2130° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 2145° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 2160° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 2175° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 2190° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 2205° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 2220° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 2235° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 2250° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 2265° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 2280° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 2295° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 2310° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 2325° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 2340° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 2355° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 2370° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 2385° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 2400° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 2415° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 2430° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 2445° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 2460° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 2475° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 2490° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 2505° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 2520° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 2535° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 2550° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 2565° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 2580° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 2595° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 2610° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 2625° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 2640° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 2655° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 2670° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 2685° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 2700° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 2715° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 2730° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 2745° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 2760° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 2775° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 2790° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 2805° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 2820° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 2835° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 2850° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 2865° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 2880° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 2895° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 2910° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 2925° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 2940° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 2955° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 2970° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 2985° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 3000° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 3015° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 3030° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 3045° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 3060° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 3075° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 3090° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 3105° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 3120° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 3135° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 3150° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 3165° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 3180° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 3195° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 3210° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 3225° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 3240° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 3255° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 3270° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 3285° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 3300° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 3315° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 3330° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 3345° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 3360° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 3375° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 3390° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 3405° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 3420° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 3435° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 3450° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 3465° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 3480° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 3495° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 3510° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 3525° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 3540° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 3555° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 3570° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 3585° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 3600° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 3615° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 3630° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 3645° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 3660° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 3675° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 3690° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 3705° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 3720° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 3735° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 3750° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 3765° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 3780° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 3795° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 3810° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 3825° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 3840° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 3855° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 3870° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 3885° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 3900° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 3915° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 3930° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 3945° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 3960° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 3975° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 3990° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 4005° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 4020° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 4035° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 4050° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 4065° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 4080° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 4095° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 4110° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 4125° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 4140° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 4155° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 4170° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 4185° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 4200° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 4215° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 4230° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 4245° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 4260° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 4275° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 4290° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 4305° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 4320° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 4335° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 4350° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 4365° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 4380° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 4395° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 4410° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 4425° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 4440° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 4455° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 4470° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 4485° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 4500° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 4515° - Bauart 5										
Rohrbogen DN 50 4530° - Bauart 5										



Auslegung einer stationären Luftförderanlage für den Kraftwerksbetrieb  
im Braunkohlenkraftwerk Neurath der RWE Power AG

Auslegung einer stationären Luftförderanlage für den Kraftwerksbetrieb  
im Braunkohlenskraftwerk Neurath der RWE Power AG

Auslegung einer stationären Luftförderanlage für den Kraftwerksbetrieb  
im Braunkohlenskraftwerk Neurath der RWE Power AG

Auslegung einer stationären Luftförderanlage für den Kraftwerksbetrieb  
im Braunkohlenkraftwerk Neurath der RWE Power AG

Auslegung einer stationären Luftförderanlage für den Kraftwerksbetrieb  
im Braunkohlenkraftwerk Neurath der RWE Power AG

# Auslegung einer stationären Luftförderanlage für den Kraftwerksbetrieb im Braunkohlenkraftwerk Neurath der RWE Power AG

Auslegung einer stationären Luftförderanlage für den Kraftwerksbetrieb  
im Braunkohlenskraftwerk Neurath der RWE Power AG

# Auslegung einer stationären Luftförderanlage für den Kraftwerksbetrieb im Braunkohlenkraftwerk Neurath der RWE Power AG



# Auslegung einer stationären Luftförderanlage für den Kraftwerksbetrieb im Braunkohlenkraftwerk Neurath der RWE Power AG

Auslegung einer stationären Luftförderanlage für den Kraftwerksbetrieb  
im Braunkohlenkraftwerk Neurath der RWE Power AG

Auslegung einer stationären Luftförderanlage für den Kraftwerksbetrieb  
im Braunkohlenkraftwerk Neurath der RWE Power AG

## Berechnung der relativen und absoluten Feuchte der Luftströmung

<b>RWE Power AG</b> KW Neurath Abt. PKT-CM	<b>Berechnung von Feuchtwerten</b> aus gemessenen Trocken- und Feuchtemperaturen mit Ahlborn Psychrometer FN-A-846	Datum: 26.09.07 Seite : 1 Name : Schauer
--	--	--

<b>Gegeben:</b> Trockentemperatur TT [°C] Feuchtemperatur HT [°C] zusätzlich: Luftdruck Baro [mbar]	<b>Gesucht:</b> Relative Feuchte RH [%] zusätzlich Taupunkttemperatur DT [°C] möglich: Mischungsverhältnis MH [g/kg] Wasserdampfpartialdruck VP [mbar]
---	---

**Gleichungen:**

Berechnung des Sättigungsdampfdruck [mbar]:

$$SVP = C1 \cdot \exp(C2 \cdot TT / (C3 + TT)) \quad (\text{mit gemessener Trockentemperatur TT in } ^\circ\text{C})$$

$$SVP1 = C1 \cdot \exp(C2 \cdot HT / (C3 + HT)) \quad (\text{mit gemessener Feuchtemperatur HT in } ^\circ\text{C})$$

Konstante: C1 = 6.1078 mbar  
 C2 = 17.08085  
 C3 = 234.175 K

Berechnung des Wasserdampfpartialdampfdruck VP [mbar]:

$$VP = SVP1 - C \cdot \text{Baro} \cdot (TT - HT) \quad C = 0.00066 \cdot (1 + 0.00115 \cdot HT)$$

Berechnung der Relativen Feuchte:

$$RH = 100 \cdot VP / SVP$$

Berechnung der Taupunkttemperatur DT [°C]

$$DT = C3 \cdot \ln(VP/C1) / (C2 - \ln(VP/C1))$$

Berechnung des Mischungsverhältnis (absolute Feuchtigkeit) MH [g/kg]:

$$MH = 622 \cdot VP / (\text{Baro} - VP)$$
  

**Beispiel für eine Messung:**

**Gemessen:** Trockentemperatur TT = 20 °C  
 Feuchtemperatur HT = 12 °C  
 Luftdruck Baro = 993 mbar

**Gesucht:** SVP, SVP1, VP, RH, MH, DT

Sättigungsdruck bei TT:	SVP =	23,4 mbar
Sättigungsdruck bei HT:	SVP1 =	14,0 mbar
Wasserdampfpartialdruck:	VP =	8,7 mbar
Relative Feuchte:	RH =	37,3 %
Taupunkttemperatur:	DT =	5,0 °C
Mischungsverhältnis:	MH =	5,52 g H2O/kg Luft