





## PROTOKOLL REAKTIONSTECHNIK II

### SÜK Stoffübergang im begasten Rührkessel

#### Teilnehmer:

Carolin Lohmann  
Anna Tietjen  
Roman-Luca Zank

<b>Gruppe:</b>	III
<b>Protokollführer:</b>	Roman-Luca Zank
<b>Datum der Versuchsdurchführung:</b>	13.10.2020
<b>Abgabedatum:</b>	13.10.2020

Merseburg den 13.10.2020

# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung</b>	<b>3</b>
<b>2</b>	<b>Geräte und Chemikalien</b>	<b>3</b>
<b>3</b>	<b>Durchführung</b>	<b>3</b>
<b>4</b>	<b>Ergebnisse und Berechnungen</b>	<b>4</b>
4.1	Allgemeine Daten und Annahmen . . . . .	4
4.2	Messdaten . . . . .	4
4.3	Berechnungen . . . . .	6
4.4	Leistungen und Wärmeübertragungsparameter . . . . .	7
<b>5</b>	<b>Diskussion</b>	<b>8</b>
<b>6</b>	<b>Fehlerbetrachtung</b>	<b>10</b>

# 1 Einleitung

Im folgenden Protokoll werden generierte Messdaten zum Versuch *SÜK - Stoffübergang im begasten Rührkessel* ausgewertet. Ziel ist es mithilfe des Praktikums und den ermittelten Messdaten Aussagen über den Stoffübergangsprozess eine Absorption zu treffen. Untersucht wird hierfür Leistungswasser in einem Rührkessel, welches per Druckluft zugeführten Sauerstoff absorbiert. Als Parameter wird die Drehzahl des Rührers variiert. Alle weiteren Betriebsvorgaben, wie Rührertyp oder Temperatur des Wasser werden konstant gehalten. In der Auswertung dieses Protokolls sollen die verschiedenen Betriebszustände der Rührerdrehzahl miteinander verglichen werden.

## 2 Geräte und Chemikalien

### Geräte:

- Rührkessel mit Rührer (hier: Ankerrührer)
- Sauerstoffsonde FDO<sup>®</sup> 925
- Dreikanal-Tisch-Messgerät INOLAB<sup>®</sup> MULTI 9430 IDS
- Metallröhrchen und Schläuche

### Proben/Chemikalien:

- Leitungswasser
- Stickstoff-Gas
- Druckluft

## 3 Durchführung

Um den Einfluss der Rührerdrehzahl auf den Absorptionsprozess zu untersuchen, wird zunächst das Absorptionsmittel, in diesem Fall Leitungswasser, in den Rührbehälter gegeben. Das Thermostat, welches eine konstante Wassertemperatur gewährleistet, wird auf 20 °C eingestellt. Danach folgen das Anbringen des Rührers, des gasführenden Metallröhrchens, sowie der Sauerstoffsonde, welche für dieses Praktikum bereits in den entsprechenden Halterungen am Rührkessel montiert wurden. Bei langsamer Drehzahl wird nun überprüft ob der Rührer gegen die zuvor montierte Sauerstoffsonde oder das Metallröhrchen schlägt.

Nach dem Aufbauen der Apparatur wird nun gewartet bis sich das Wasser mit drehenden Rührer auf 20 °C erwärmt. Überprüft wird dies mit der Sauerstoffsonde, welche ebenfalls einen Temperaturfühler besitzt. Gleichzeitig wird mittels Stickstoff der sich im Leistungswasser befindende Sauerstoff ausgetrieben. Dies erfolgte im Praktikum nicht vollständig, sondern jeweils bis zu einem Wert von rund  $0,18 \frac{\text{mg}}{\text{L}}$  an Sauerstoff.

Nun kann mit dem eigentlichen Versuch begonnen werden und es wird bei festgelegter Drehzahl der Luftsauerstoff konstant zugeführt. Gemessen wird der Volumenstrom an zugeführter Luft mittels Schwebekörperdurchflussmesser in L/min. Im Praktikum wurde sich auf einen Volumenstrom von rund  $0,50 \frac{\text{L}}{\text{min}}$  festgelegt. Mit Beginn der Luftzufuhr wird ebenfalls die Messung bzw. das Logging der Temperatur und der Sauerstoffkonzentration im 5 s-Intervall gestartet. Beendet wird die Messung bei einer Sauerstoffkonzentration von rund  $8,7 \frac{\text{mg}}{\text{L}}$ .

Für eine erneute Messung mit neuer Drehzahl wird ebenfalls wird der absorbierte Sauerstoff mit Stickstoff ausgetrieben und die Messung erneut gestartet.

## 4 Ergebnisse und Berechnungen

### 4.1 Allgemeine Daten und Annahmen

Als allgemeine Daten werden unter diesen Abschnitt Daten aufgeführt, welche lediglich einmalig für das Praktikum bestimmt wurden und nicht mit jeder Messerreihe erneut gemessen wurden (siehe Tab. 1).

Tab. 1: Allgemeine Daten

Umgebungsdruck [bar]	Rührerdurchmesser [m]	Luftvolumenstrom $\left[\frac{\text{L}}{\text{min}}\right]$
1,013	0,11	0,5

Ebenfalls werden unter diesem Abschnitt die getroffenen Annahmen für die folgenden Berechnungen aufgeführt (siehe Tab. 2).

Tab. 2: Annahmen

Bezeichnung	Annahme	Begründung
Dichte Wasser	$\rho_{\text{H}_2\text{O}} \approx \text{const.}$	Wassertemperatur ändert sich unwesentlich ( $\Delta T = 0,4 \text{ K}$ )
Partialdruck Sauerstoff	$p_{\text{O}_2}^* \approx p_{\text{Umgebung}}$	$\frac{p_{\text{H}_2\text{O}}}{p_{\text{Umgebung}}} \ll 1 \rightarrow \text{vernachlässigbar}$
Stoffmenge	$n_{\text{ges}} \approx n_{\text{H}_2\text{O}}$	$\frac{n_{\text{O}_2}}{n_{\text{H}_2\text{O}}} \ll 1 \rightarrow \text{vernachlässigbar}$

### 4.2 Messdaten

Zunächst werden allgemein die theoretischen Messdaten in den Tabellen ?? und ?? für die Reihen- und Parallelschaltung dargestellt.

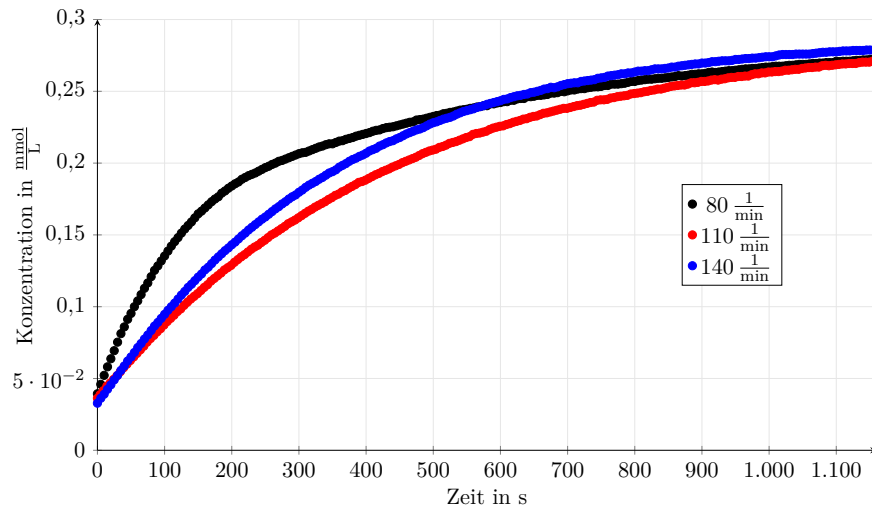


Abb. 1: Konzentrationsverläufe für verschiedene Drehzahlen

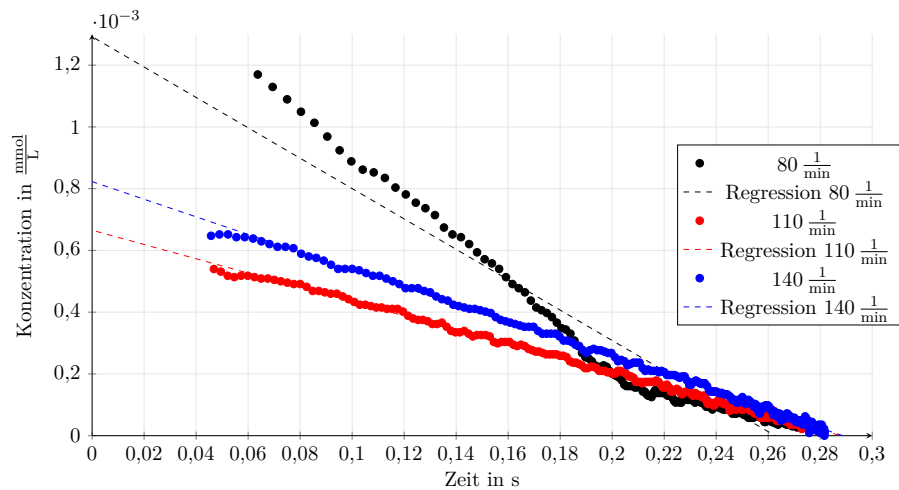


Abb. 2: Stoffmengenänderungsgeschwindigkeiten in Abhängigkeit der Konzentration für verschiedene Drehzahlen

*Regressionsgeraden:*

$$y_{80} = -4,92 \cdot 10^{-3} \cdot x + 0,001292259$$

$$y_{110} = -2,31 \cdot 10^{-3} \cdot x + 0,000665307$$

$$y_{140} = -2,85 \cdot 10^{-3} \cdot x + 0,000822712$$

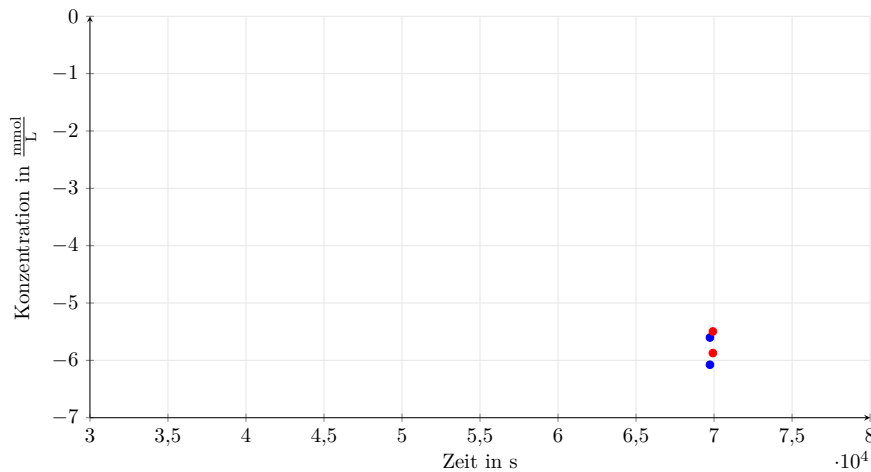


Abb. 3: Natürlich logarithmierter Stoffübertragungskoeffizient  $k_l \cdot a$  in Abhängigkeit der Reynoldszahl  $Re$  für verschiedene Drehzahlen

### 4.3 Berechnungen

Um zu prüfen in welchem Maße der Wärmeübergang stattfindet, werden die Wärmeströme der verschiedenen Schaltungen untersucht. Dabei wird der gemessene Volumenstrom in der Berechnung mit einem Korrekturvolumenstrom angepasst. Daraus ergibt sich, jeweils für die aufgenommene bzw. abgegebene Wärme, ein korrigierter Volumenstrom. Genauere Beschreibungen hierzu finden sich in der Theorie unter Abschnitt ??.

Zur Vereinfachung der Berechnungen wird eine konstante, spezifische Wärmekapazität angenommen. Die Dichten, welche für Berechnungen der Massenströme und den daraus resultierenden Wärmeströmen nötig sind, werden über die jeweils kälteste Temperatur des warmen bzw. kalten Stromes berechnet.

Die berechneten Werte finden sich in den Tabellen 3 und 4.

Tab. 3: Berechnete Wärmeströme und Korrekturvolumenstrom für die Reihenschaltung

System	$Q_{ab}$ [kW]	$Q_{auf}$ [kW]	$\dot{V}_{korr}$ $\left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right]$	$Q_{ab,korr}$ [kW]	$Q_{auf,korr}$ [kW]	$\Delta Q_{korr}$ [kW]
WÜ1	7,58	7,44	$-9,70 \cdot 10^{-7}$	7,53	7,53	0,00
WÜ2	4,83	4,67	$-1,71 \cdot 10^{-6}$	4,76	4,76	0,00
Gesamt	12,42	12,13	$-1,24 \cdot 10^{-6}$	12,30	12,30	0,00

Tab. 4: Berechnete Wärmeströme und Korrekturvolumenstrom für die Parallelschaltung

System	$Q_{ab}$ [kW]	$Q_{auf}$ [kW]	$\dot{V}_{korr}$ $\left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right]$	$Q_{ab,korr}$ [kW]	$Q_{auf,korr}$ [kW]	$\Delta Q_{korr}$ [kW]
WÜ1	7,50	6,72	$-8,00 \cdot 10^{-6}$	7,09	7,09	0,00
WÜ2	7,28	7,12	$-1,64 \cdot 10^{-6}$	7,20	7,20	0,00
Gesamt	14,78	13,84	$-9,64 \cdot 10^{-6}$	14,29	14,29	0,00

#### 4.4 Leistungen und Wärmeübertragungsparameter

Um nun die Effizienz der Anlage besser beschreiben zu können, wird der transportierte Wärmestrom in ein Verhältnis zur elektrischen Leistung einer Kreislpumpe mit 80% Wirkungsgrad gesetzt. Diese Kreislpumpe fördert die jeweilige Flüssigkeit durch das System.

Über die dimensionslosen Kennzahlen  $Re$ ,  $Pr$  und  $Nu$  lassen sich nun die Wärmeübertragungsparameter  $\alpha$  und  $U$  berechnen. Über diese Werte lässt sich der Wärmeübertragungsprozess, unabhängig von der Geometrie, mit anderen vergleichen. Zur Vereinfachung der Rechnungen wird die Wärmeleitfähigkeit vom Stahlrohr mit  $15 \frac{W}{m \cdot K}$  angenommen. Die Wärmeleitfähigkeit des Fluides, sowie die Viskosität werden jedoch als Funktion von der Temperatur eingerechnet.

Die Ergebnisse dieser Rechnungen finden sich in den Tabellen 5 und 6 wieder und lassen sich mithilfe der theoretischen Grundlagen nachvollziehen.

Tab. 5: Berechnete Leistungen, dimensionslose Kennzahlen und Wärmeübertragungsparameter der Reihenschaltung

System	$\Delta p$ [bar]	$P_{Pumpe}$ [kW]	$P_{Elektrisch}$ [kW]	$Q/P_{Elektrisch}$	Re	Pr	Nu	$\alpha$ $\frac{kW}{m^2 \cdot K}$	$U$ $\frac{W}{m \cdot K}$
WÜ1 warm	0,29	$3,76 \cdot 10^{-3}$	$4,70 \cdot 10^{-3}$	1602	$2,20 \cdot 10^4$	5,13	131,9	8,14	31,13
WÜ1 kalt	20,61	$1,78 \cdot 10^{-1}$	$2,22 \cdot 10^{-1}$	34	$3,41 \cdot 10^3$	7,87	35,2	6,93	
WÜ2 warm	0,35	$4,66 \cdot 10^{-3}$	$5,83 \cdot 10^{-3}$	817	$2,87 \cdot 10^4$	3,80	144,5	9,20	34,98
WÜ2 kalt	12,93	$1,12 \cdot 10^{-1}$	$1,40 \cdot 10^{-1}$	34	$5,39 \cdot 10^3$	4,68	41,2	8,57	
Gesamt warm	0,82	$3,00 \cdot 10^{-2}$	$3,76 \cdot 10^{-2}$	328	-	-	-	-	-
Gesamt kalt	2,24				-	-	-	-	-

Tab. 6: Berechnete Leistungen, dimensionslose Kennzahlen und Wärmeübertragungsparameter der Parallelschaltung

System	$\Delta p$ [bar]	$P_{Pumpe}$ [kW]	$P_{Elektrisch}$ [kW]	$Q/P_{Elektrisch}$	Re	Pr	Nu	$\alpha$ $\frac{kW}{m^2 \cdot K}$	$U$ $\frac{W}{m \cdot K}$
WÜ1 warm	0,06	$4,21 \cdot 10^{-4}$	$5,27 \cdot 10^{-4}$	13464	$1,16 \cdot 10^4$	5,39	80,62	4,96	23,97
WÜ1 kalt	2,20	$1,60 \cdot 10^{-2}$	$2,00 \cdot 10^{-2}$	354	$2,87 \cdot 10^3$	7,83	30,57	6,02	
WÜ2 warm	0,01	$7,26 \cdot 10^{-5}$	$9,08 \cdot 10^{-5}$	79320	$1,18 \cdot 10^4$	5,28	81,10	4,99	24,08
WÜ2 kalt	1,07	$7,79 \cdot 10^{-3}$	$9,74 \cdot 10^{-3}$	739	$2,87 \cdot 10^3$	7,83	30,62	6,03	
Gesamt warm	0,07	$2,43 \cdot 10^{-2}$	$3,04 \cdot 10^{-2}$	471	-	-	-	-	-
Gesamt kalt	3,28				-	-	-	-	-



## 5 Diskussion

Beginnend mit den Temperaturprofilen der Wärmetauscher für die Reihen- und Parallelschaltung werden an dieser Stelle die Messergebnisse diskutiert und bewertet. Die in der Abbildung ?? dargestellten Temperaturverläufe, welche über den Rohrabschnitt aufgetragen wurden, geben erste Indizien zur Bewertung der beiden Fahrweisen. Es zeigt sich, dass die Temperaturverläufe für den parallelen Betrieb deutlich steiler zulaufen als für die Reihenschaltung. Zu erkennen ist ebenfalls, dass die Temperaturdifferenzen der Parallelschaltung größer sind, als die der Reihenschaltung. Somit lässt sich die Vermutung aufstellen, dass die Parallelschaltung die effizientere Wärmeübertragung für die jeweils eingestellten Volumina liefert. Jedoch sollte beachtet werden, dass für beide Verfahren unterschiedliche Volumenströme gefahren werden. Somit kann anhand dieses Diagramms lediglich die Fahrweise mit den entsprechenden Betriebsparametern verglichen werden. Es gibt jedoch keine Auskunft über den Vergleich von Reihen- und Parallelschaltung.

Anhand der Wärmeströme lassen sich nun beide Fahrweisen quantitativ unterscheiden. Die Korrektur der Volumenströme ist hierbei notwendig und gibt Auskunft über den Fehler der Messungen am jeweiligen System. An dieser Stelle zeigt sich, dass über die Parallelschaltung, in Bezug auf die Menge an übertragener Wärme, effizienter erscheint als die Reihenschaltung. Doch dass lediglich mehr Wärme übertragen wird, gibt noch keine Aussage über die Effizienz der Schaltung. Es lässt sich jedoch sagen, dass offensichtlich in der Parallelschaltung mehr Wärme übertragen und somit abgeführt werden kann, als es für die Reihenschaltung der Fall ist.

Zieht man in die Betrachtung nun auch die Wirtschaftlichkeit der jeweiligen Fahrweise mit ein, so setzt man die übertragene Wärmemenge in ein Verhältnis zur benötigten elektrischen Leistung für die Förderung des Fluides. Wirtschaftlichkeit bedeutet in diesem Fall, dass maximal viel Wärme übertragen wird, für einen minimalen Einsatz an elektrischer Leistung für die Kreislpumpe. Demnach ist das Ziel möglichst hohe Werte für dieses Verhältnis zu erreichen. Es zeigt sich, dass die Werte für die Parallelschaltung deutlich wirtschaftlicher erscheinen als die Reihenschaltung, aufgrund der höheren Menge an übertragener Wärme über den auszugleichenden Druckverlust. Im Gesamtaufbau überzeugt die Parallelschaltung mit einem Ergebnis, welches um 30% besser ist, als das der Reihenschaltung. So besticht die Parallelschaltung unter diesem Aspekt, sowohl für die einzelnen Wärmeübertrager, als auch im Gesamtsystem für diesen Versuchsaufbau.

Vergleicht man nun zuletzt die Wärmeübergangs- sowie die Wärmedurchgangskoeffizienten zeigt sich die Fahrweise der Reihenschaltung als effektiver. Erkennbar ist dies daran, dass für jeden betrachteten Wärmetauscher der Wert für die übertragene Fläche pro Quadratmeter und Kelvin in der Reihenschaltung höher ist. Auch der Wärmedurchgang, welcher die übertragene Wärme pro Meter Rohrleitung und Kelvin angibt, ist für diesen Versuchsaufbau für die Reihenschaltung größer. Ein Vergleich der Wärmedurchgangskoeffizienten in Diagramm 4 verdeutlicht nochmals grafisch, dass die Wärmetauscher im Reihenbetrieb effizienter arbeiten.

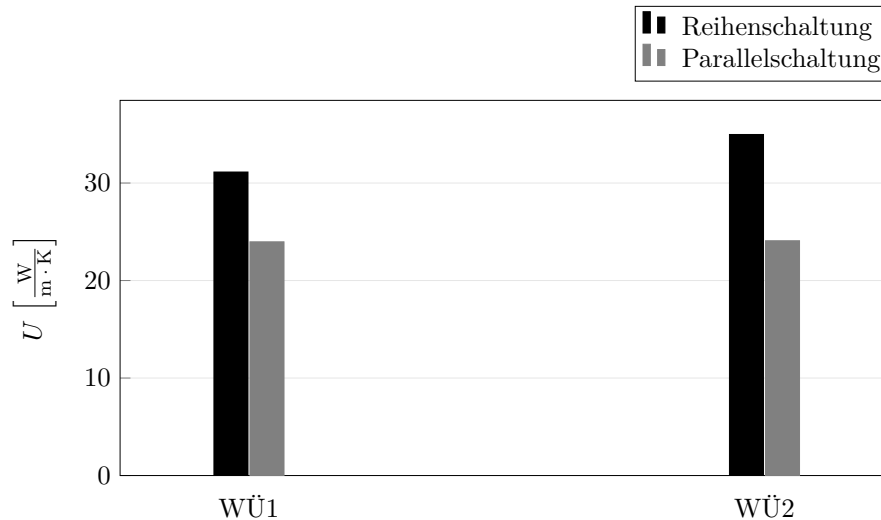


Abb. 4: Grafischer Vergleich der Wärmedurchgangskoeffizienten

Schlussendlich lässt sich sagen, dass für die gegebenen Betriebsparameter die Parallelschaltung in ihrer Effizienz gegenüber der Reihenschaltung überzeugt. Gerade in Bezug auf die Wirtschaftlichkeit hat die Reihenschaltung keine überzeugenden Argumente für den Betrieb hervorgebracht. Jedoch ist die Reihenschaltung in Bezug auf den Wärmeübergangsprozess effizienter als die Parallelschaltung. Da im Regelfall die benötigte Pumpleistung für den Parallelbetrieb, aufgrund von Strömungswiderständen, größer wäre und sich somit auch der wirtschaftliche Faktor ändern würde, ist es sinnvoller eine Reihenschaltung vorzuziehen. Aus den Ergebnissen des theoretischen Versuches für dieses Protokoll ist jedoch laut dem wirtschaftlichen Aspekt die Parallelschaltung vorzuziehen. Der berechnete Wärmeverlust entspricht mit den in Gleichung (??) berechneten 637,5 W 52% der Heizleistung. Dies ist aufgrund der vielen un-isolierten Bereiche an der Kolonne plausibel.

## 6 Fehlerbetrachtung

Für die Fehlerbetrachtung ist davon auszugehen, dass jegliche Messeinrichtungen die Messwerte mit Fehlern in bestimmten Toleranzen aufnehmen. Weiterhin sind Vereinfachungen für die auswertenden Berechnungen angenommen worden, welche die ausgewerteten Ergebnisse ebenfalls verfälschen. Die vorliegenden Ergebnisse sind demnach nur eine Näherung an den realen Zustand. Dennoch sind sie ausreichend um die qualitativen Unterschiede zwischen Reihen- und Parallelschaltung aufzuzeigen.

Um einen Teil der fehlerbehafteten Größen für die einzelnen Wärmetauscher zu quantifizieren bzw. die Wärmeströme entsprechend zu korrigieren, wurde für diesen Versuch ein Korrekturvolumenstrom eingeführt. Für die jeweilige Schaltung und den jeweiligen Wärmetauscher sind diese Korrekturvolumenströme im Diagramm 5 aufgetragen. Dabei ist zu erkennen, dass der Betrag des Korrekturvolumenstroms für den Wärmeübertrager 1 am höchsten hervorsticht. Dies sollte bei der Bewertung der berechneten Daten berücksichtigt werden.

Weiterhin sind Vereinfachungen getroffen worden, dass sich beispielsweise die Volumenströme in der Parallelschaltung gleichmäßig aufteilen, sowie dass für bestimmte, temperaturabhängige Größen Näherungsgleichungen genutzt wurden.

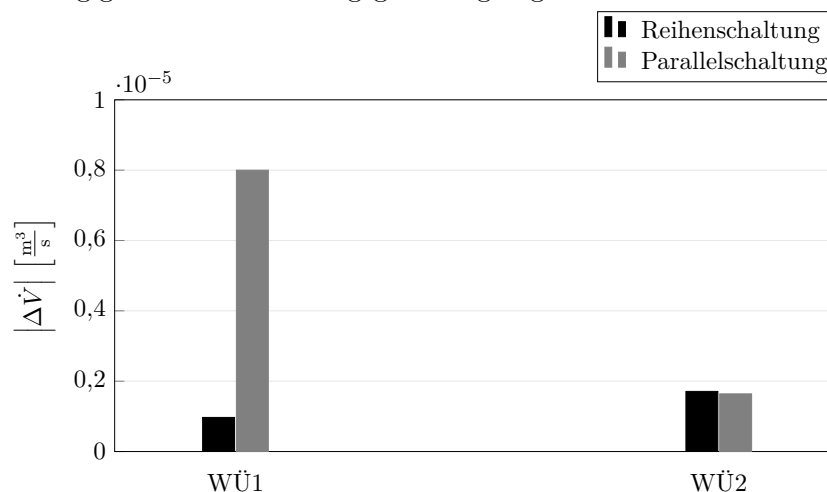


Abb. 5: Grafischer Vergleich der Korrekturvolumenströme

Auffallend für die Fehlerbetrachtung ist noch, dass die Messwerte für diesen theoretischen Versuch eine höhere Pumpleistung für die Reihen- als für Parallelschaltung erfordert wird. Dies erscheint nicht als sinnvoll, da gerade durch die Aufteilung, die Lenkung und wieder Zusammenführung der Strömungen im Parallelbetrieb ein höherer Druckverlust entstehen würde als in der Reihenschaltung. Die Reihenschaltung erfordert nämlich keine Umlenkung oder Aufteilung des Fluidstroms.

Im Endeffekt lässt sich sagen, dass der Versuch erneut durchgeführt werden sollte, um die Ergebnisse dieses Versuches zu überprüfen. Weiterhin sollten beide Fahrweisen unter den selben Volumenströmen gefahren werden, da ein Vergleich sonst nur bedingt sinnvoll erscheint, wenn man lediglich die Schaltungen der Wärmetauscher überprüfen möchte.