



# PROTOKOLL THERMISCHE VERFAHRENSTECHNIK I

## Wärmeübertragungsprozess

### Teilnehmer:

Willy Messerschmidt  
Roman-Luca Zank

<b>Gruppe:</b>	J
<b>Protokollführer:</b>	Roman-Luca Zank
<b>Datum der Versuchsdurchführung:</b>	Online
<b>Abgabedatum:</b>	25.07.2020

Merseburg den 25.07.2020

# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung</b>	<b>2</b>
<b>2</b>	<b>Theoretische Grundlagen</b>	<b>2</b>
<b>3</b>	<b>Durchführung</b>	<b>4</b>
<b>4</b>	<b>Ergebnisse und Berechnungen</b>	<b>5</b>
4.1	Allgemeine Daten . . . . .	5
4.2	Messdaten und Temperaturprofile . . . . .	5
4.3	Wärmeströme . . . . .	6
4.4	Leistungen und Wärmeübertragungsparameter . . . . .	7
<b>5</b>	<b>Diskussion</b>	<b>8</b>
<b>6</b>	<b>Fehlerbetrachtung</b>	<b>9</b>

# 1 Einleitung

Im folgenden Protokoll werden generierte Messdaten zum Versuch *WÜP* ausgewertet. Ziel ist es mithilfe der erklärenden Videos zum Praktikum und Mittels der gegebenen Messdaten Aussagen über den Wärmeübergangsprozess zu treffen. Untersucht werden hierfür zwei Wärmetauscher, welche in Reihen- und Parallelschaltung vorliegen. Über Parameter wie der übertragenen Wärme, der REYNOLDS-, PRANDTL- und NUSSELT-Zahl, sowie des Wärmeübergangs- und des Wärmedurchgangskoeffizienten werden beide Schaltungen mit den entsprechenden Betriebsvorgaben miteinander verglichen.

## 2 Theoretische Grundlagen

Grundlage für den Versuch stellte die Wärmeübertragung am Rohr da. So lässt sich der übertragende Wärmestrom über die spezifische Wärmekapazität, dem Massenstrom, sowie aus der Differenz zwischen eingehender und ausgehender Temperatur des Stromes.

$$\begin{aligned}\dot{Q} &= \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T \\ \dot{Q} &= \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_\omega - T_\alpha) \\ \dot{Q} &= \dot{V} \cdot \rho \cdot c_p \cdot (T_\omega - T_\alpha)\end{aligned}\tag{1}$$

Da die generierten Messwerte dennoch ähnlich real gemessenen Werten sind, wird für die Auswertung ein Korrekturterm für den Volumenstrom eingeführt. Dieser hält die Abweichungen im Volumenstrom fest und korrigiert den Wert für den abgegebene bzw. aufgenommenen Wärmestrom. Mit Hilfe des Korrekturwertes entspricht die abgegebene Wärmemenge  $\dot{Q}_{ab}$  der aufgenommenen Wärme  $\dot{Q}_{auf}$ .

$$\dot{Q} = (\dot{V} \pm \Delta\dot{V}) \cdot \rho \cdot c_p \cdot (T_\omega - T_\alpha)\tag{2}$$

Bestimmt wird der Korrekturvolumenstrom  $\Delta\dot{V}$  durch gleichsetzen der angepassten Gleichungen für die Wärmeströme.

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{ab} &= \dot{Q}_{auf} \\ (\dot{V}_{ab} + \Delta\dot{V}) \cdot \rho \cdot c_p \cdot (T_{\omega,i} - T_{\alpha,i}) &= (\dot{V}_{auf} - \Delta\dot{V}) \cdot \rho \cdot c_p \cdot (T_{\omega,j} - T_{\alpha,j})\end{aligned}\tag{3}$$

Um das Verhältnis zwischen einzusetzender Pumpleistung aufgrund von Druckverlusten und dem übertragenen Wärmestrom berechnen zu können, ist die folgende Gleichung für die Pumpenleistung notwendig:

$$P_{Pumpe} = \Delta p \cdot \dot{V}\tag{4}$$

Unter der Annahme, dass eine elektrische Kreislumpumpe mit einem Wirkungsgrad von 80 % eingesetzt wird, ergibt sich für die einzusetzend, elektrische Leistung:

$$P_{elektr.} = \frac{P_{Pumpe}}{0,8}\tag{5}$$

Für die weitere Charakterisierung der Strömung außerhalb des Rohrs wird der hydraulische Rohrdurchmesser  $d_H$  als theoretische Größe eingeführt. Er soll sicherstellen, dass die vorherrschenden, turbulenten Strömungen ändernd gut beschrieben werden können.

$$d_H (\text{Rohr}) = D_i - d_a \quad (6)$$

Solche Größen sind unter anderem die Reynoldszahl  $Re$  zur Charakterisierung der Strömung als turbulent, laminar oder einem Übergangszustand.

$$Re = \frac{d \cdot w}{\nu} \quad (7)$$

Die Prandtl-Zahl hingegen gibt das Verhältnis zwischen kinematischer Viskosität  $\nu$  und der Temperaturleitfähigkeit  $a$  an.

$$Pr = \frac{c_p \cdot \nu \cdot \rho}{\lambda} \quad (8)$$

Idealer Weise lässt sich so aus den beiden zuletzt genannten Größe eine weitere, neue, dimensionslose Kennzahl definieren um den konvektiven Wärmeübergang zwischen einer festen Oberfläche und einem strömenden Fluid zu beschreiben. Die NUSSELT-Zahl  $Nu$ . Für die äußere Wasserströmung lässt sich dieser Übergang als ideal annehmen, da der Wärmeübergang der Luft deutlich stärker die Übertragung beeinflusst.

$$Nu_{\text{ideal}} = 0,023 \cdot (Re^2 \cdot Pr)^{0,4} \quad (9)$$

Aus einem weiteren Zusammenhang der NUSSELT-Zahl gegenüber der Wärmekonvektion, lässt sich so der Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_a$  für die wasserseitige Wärmeübertragung berechnen.

$$\begin{aligned} Nu &= \frac{\alpha \cdot d}{\lambda} \\ \alpha &= \frac{Nu \cdot \lambda}{d} \end{aligned} \quad (10)$$

Aus den berechneten Wärmeübergangskoeffizienten, den geometrischen Daten der Wärmeübertrager, sowie den Wärmeleitkoeffizienten des Fluides lässt sich als weiterer Kennparameter der Wärmedurchgangswiderstand  $U_a$  einführen. Dieser charakterisiert ebenfalls den Wärmeübergangsprozess.

$$U_a = \left( \frac{d_a}{\alpha_i \cdot d_i} + \frac{d_a}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln \left[ \frac{d_a}{d_i} \right] + \frac{1}{\alpha_a} \right)^{-1} \quad (11)$$

Im Folgenden sind die genutzten geometrischen Rohrdaten, sowie die Stoffdaten hinterlegt.

Tab. 1: Rohrdaten

	<b>warmseitig</b> (Innenrohr)	<b>kaltseitig</b> (Doppelmantel)
$d_i$ [mm]	10	16
$d_a$ [mm]	13	-
$L$ [m]	7,5	

Tab. 2: Stoffdaten

Stoffwert	Einheit	Gleichung
Wärmeleitfähigkeit (Stahl)	$\left[\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}\right]$	$\lambda_{\text{Stahl}} = 15$
Dichte (Wasser)	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]$	$\rho = 1005,7 - 0,375 \cdot T$
Wärmeleitfähigkeit (Wasser)	$\left[\frac{\text{kJ}}{\text{m} \cdot \text{K} \cdot \text{h}}\right]$	$\lambda_{\text{Wasser}} = 2,0107 + 0,007606 \cdot T - 0,000033467 \cdot T^2$
kinematische Viskosität (Wasser)	$\left[\frac{\text{m}^2}{\text{s}}\right]$	$\ln(\nu) = -13,2883 - 0,0280596 \cdot T + 0,000112275 \cdot T^2$
spezifische Wärmekapazität (Wasser)	$\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}\right]$	$c_p = 4,185$

### 3 Durchführung

Um die Fahrweisen in Reihen- und Parallelschaltung miteinander vergleichen zu können, würden im Präsenzpraktikum verschiedene Druck-, Temperatur und Volumenstrommessungen für den warmen und den kalten Strom durchgeführt werden. Die Volumenströme werden dabei mittels Schwebekörperdurchflussmesser gemessen und über Ventile eingestellt. Für die Druck- und Temperaturmessungen ist für das System jeweils der stationäre Zustand abzuwarten. Der schematische Versuchsaufbau, sowie das Schema der Ventile sind in den Abbildungen 1 und 2 dargestellt.

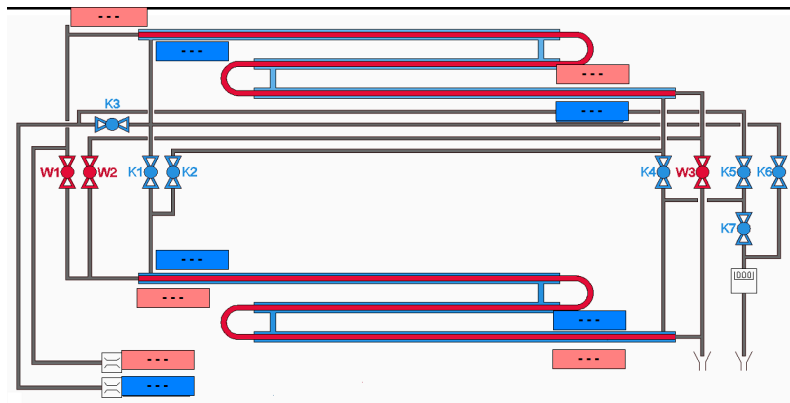


Abb. 1: Schematische Darstellung der Ventile

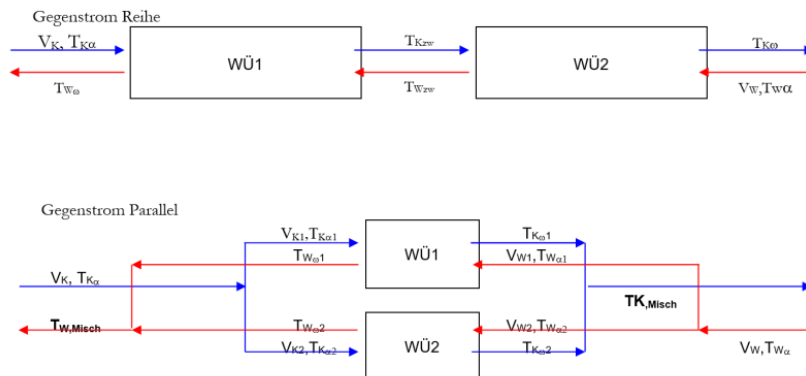


Abb. 2: Schematische Darstellung des Versuchsaufbaus

# 4 Ergebnisse und Berechnungen

## 4.1 Allgemeine Daten

Aus den geometrischen Daten und den gemessenen Volumenströmen lassen sich die Daten der Tabellen 3 und 4 bestimmen. Diese sind relevant für weiterführende Berechnungen in den folgenden Abschnitten.

Tab. 3: Strömungsrelevante Größen der Reihenschaltung

Strom	Fläche [m <sup>2</sup> ]	hydr. Durchmesser [m]	Volumenstrom [ $\frac{\text{m}^3}{\text{s}}$ ]	Geschwindigkeit [ $\frac{\text{m}}{\text{s}}$ ]
warm	$7,85 \cdot 10^{-5}$	0,010	$1,32 \cdot 10^{-4}$	1,68
kalt	$6,83 \cdot 10^{-5}$	0,003	$8,63 \cdot 10^{-5}$	1,26

Tab. 4: Strömungsrelevante Größen der Parallelschaltung

Strom	Fläche [m <sup>2</sup> ]	hydr. Durchmesser [m]	Volumenstrom [ $\frac{\text{m}^3}{\text{s}}$ ]	Geschwindigkeit [ $\frac{\text{m}}{\text{s}}$ ]
warm	$7,85 \cdot 10^{-5}$	0,010	$1,45 \cdot 10^{-4}$	1,85
kalt	$6,83 \cdot 10^{-5}$	0,003	$1,45 \cdot 10^{-4}$	2,12

## 4.2 Messdaten und Temperaturprofile

Zunächst werden allgemein die theoretischen Messdaten in den Tabellen 5 und 6 für die Reihen- und Parallelschaltung dargestellt.

Tab. 5: Temperatur- und Druckmesswerte für die Reihenschaltung

Messstelle	Temperatur [°C]	Druck [bar]
$T_{\alpha,\text{warm}}$	55,38	1,030
$T_{\text{zw1,warm}}$	46,58	0,690
$T_{\text{zw2,warm}}$	46,56	0,500
$T_{\omega,\text{warm}}$	32,73	0,215
$T_{\alpha,\text{kalt}}$	16,10	2,300
$T_{\text{zw2,kalt}}$	36,71	0,900
$T_{\text{zw1,kalt}}$	36,75	1,300
$T_{\omega,\text{kalt}}$	49,68	0,065

Tab. 6: Temperatur- und Druckmesswerte für die Parallelschaltung

Messstelle	Temperatur [°C]	Druck [bar]
$T_{1,\alpha,\text{warm}}$	55,54	0,200
$T_{1,\omega,\text{warm}}$	30,71	0,152
$T_{2,\alpha,\text{warm}}$	55,63	0,310
$T_{2,\omega,\text{warm}}$	31,52	0,300
$T_{1,\alpha,\text{kalt}}$	16,21	1,530
$T_{1,\omega,\text{kalt}}$	38,41	0,400
$T_{2,\alpha,\text{kalt}}$	16,30	1,580
$T_{2,\omega,\text{kalt}}$	39,83	0,507

Die Verläufe der Temperaturen für die einzelnen Wärmetauscher ergibt, zeigt sich in Abbildung 3.

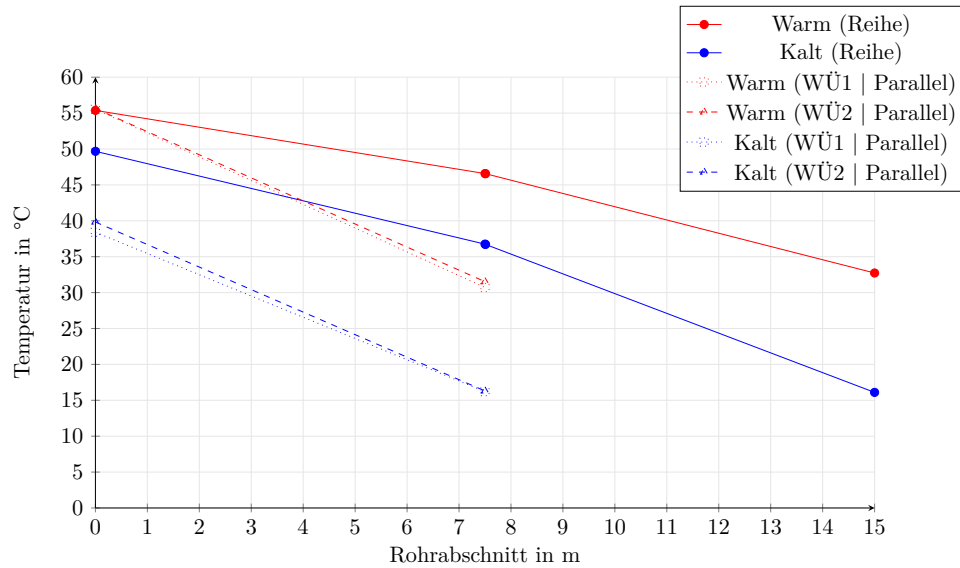


Abb. 3: Temperaturverläufe der Wärmetauscher

### 4.3 Wärmeströme

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. Es ergibt sich daraus jeweils für die aufgenommene bzw. abgegebene Wärme ein korrigierter Volumenstrom. Genauere Beschreibungen hierzu finden sich in der Theorie unter Abschnitt 2.

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 7 und 8.

Tab. 7: Berechnete Wärmeströme und Korrekturvolumenstrom für die Reihenschaltung

System	$Q_{ab}$ [kW]	$Q_{auf}$ [kW]	$\dot{V}_{korr}$ $\left[\frac{m^3}{s}\right]$	$Q_{ab,korr}$ [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. 8: Berechnete Wärmeströme und Korrekturvolumenstrom für die Parallelschaltung

System	$Q_{ab}$ [kW]	$Q_{auf}$ [kW]	$\dot{V}_{korr}$ $\left[\frac{m^3}{s}\right]$	$Q_{ab,korr}$ [kW]	$Q_{auf,korr}$ [kW]	$\Delta Q_{korr}$ [kW]
WÜ1	15,01	13,44	$-8,00 \cdot 10^{-6}$	14,18	14,18	0,00
WÜ2	14,57	14,24	$-1,64 \cdot 10^{-6}$	14,40	14,40	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 die Geometrie unabhängig von der Geometrie miteinander 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 9 und 10 wieder und lassen sich mit Hilfe der theoretischen Grundlagen nachvollziehen.

Tab. 9: Berechnete Leistungen, dimensionslose Kennzahlen und Wärmeübertragungsparameter der Reihenschaltung

System	$\Delta p$ [bar]	$P_{Pumpe}$ [kW]	$P_{Elektrisch}$ [kW]	$Q/P_{Elektrisch}$	Re	Pr	Nu	$\alpha$ $\frac{kW}{m^2 \cdot K}$	$U$ $\frac{W}{m \cdot K}$
Gesamt warm	0,82	$1,07 \cdot 10^{-2}$	$1,34 \cdot 10^{-2}$	916	-	-	-	-	-
Gesamt kalt	2,24	$1,93 \cdot 10^{-2}$	$2,41 \cdot 10^{-2}$	510	-	-	-	-	-
WÜ1 warm	0,29	$3,76 \cdot 10^{-3}$	4,703	1602	$2,20 \cdot 10^4$	5,13	$1,32 \cdot 10^2$	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	$3,52 \cdot 10^1$	6,93	
WÜ2 warm	0,35	$4,66 \cdot 10^{-3}$	$5,83 \cdot 10^{-3}$	817	$2,87 \cdot 10^4$	3,80	$1,45 \cdot 10^2$	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	$4,12 \cdot 10^1$	8,57	

Tab. 10: 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	$8,42 \cdot 10^{-4}$	$1,05 \cdot 10^{-3}$	13464	$2,32 \cdot 10^4$	5,39	$1,40 \cdot 10^2$	8,63	36,13
WÜ1 kalt	2,20	$3,20 \cdot 10^{-2}$	$4,00 \cdot 10^{-2}$	354	$5,74 \cdot 10^3$	7,87	$3,52 \cdot 10^1$	6,93	
WÜ2 warm	0,01	$1,45 \cdot 10^{-4}$	$1,82 \cdot 10^{-4}$	79320	$2,36 \cdot 10^4$	3,80	$1,45 \cdot 10^2$	9,20	36,27
WÜ2 kalt	1,07	$1,56 \cdot 10^{-2}$	$1,95 \cdot 10^{-2}$	739	$5,75 \cdot 10^3$	4,68	$4,12 \cdot 10^1$	8,57	



# 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 3 dargestellten Temperaturverläufe, welche über den Rohrabchnitt aufgetragen wurden, geben erste Indizien zur Bewertung der beiden Fahrweisen. Es zeigt sich, dass die Temperaturverläufe für den parallelen Betrieb deutlich steiler zu laufen 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 Diagramm lediglich die Fahrweisen mit den entsprechenden Betriebsparametern verglichen werden, geben jedoch keine Auskunft über den Vergleich von Reihen- und Parallelschaltung.

Anhand der Wärmeströme lassen sich nun beide Fahrweisen quantitativ in Form von Wärmeströme unterscheiden. Die Korrektur der Volumenströme ist hierbei notwendig und gibt Auskunft über den Fehler der Messungen am jeweiligen System. Auch an dieser Stelle der Auswertung wird deutlich, dass der Parallelbetrieb Vorteile in Bezug wird deutlich, dass die Menge an übertragener Wärme höher ist als bei der Reihenschaltung. Es würde sich demnach auch hier wieder auf eine höhere Effizienz des Parallelbetriebs schließen lassen.

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 eine minimale, elektrische Leistung der Pumpe. 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 übertragenen Wärme über den auszugleichenden Druckverlust. Auch unter diesem Aspekt besticht die Parallelschaltung als Fahrweise in diesem Versuchsaufbau.

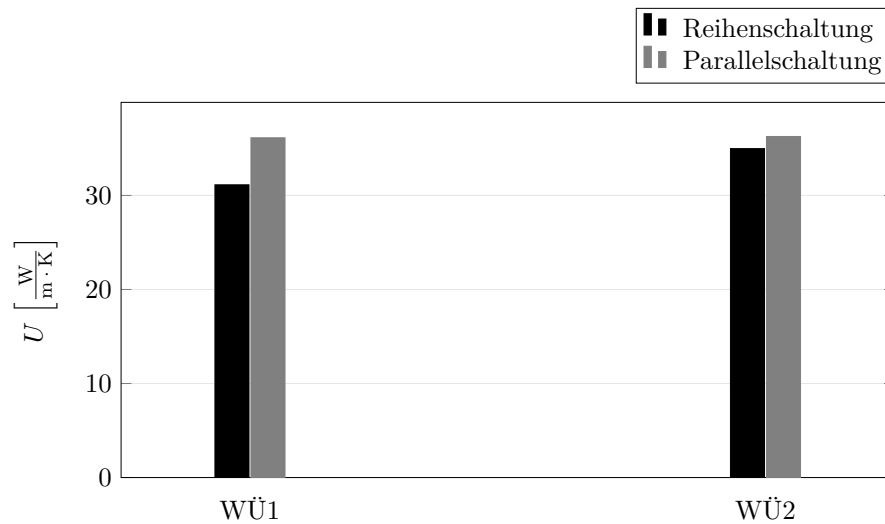


Abb. 4: Grafischer Vergleich der Wärmedurchgangskoeffizienten

## 6 Fehlerbetrachtung

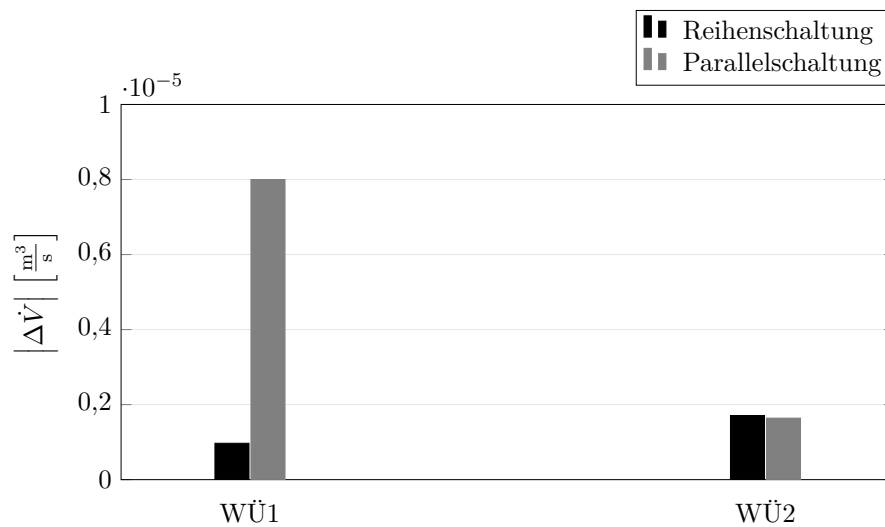


Abb. 5: Grafischer Vergleich der Korrekturvolumenströme