

BEISPIELE FÜR BERECHNUNGEN AUS DER PRAXIS

In diesem Kapitel werden verschiedene praxisbezogene Berechnungen zu thermodynamischen und strömungstechnischen Problemen erläutert, welche der Verfasser erfolgreich gemeistert hat. Diese sollen dem Leser als Musterbeispiele für ähnliche Problemfälle dienen. Die rechnerische Nachahmung und deren technische Realisierung erfolgt ausdrücklich auf eigene Gefahr. Im Kapitel sind verschiedene Begriffe mit der Farbe Rot geschrieben. Das soll die Suche der Leser je nach Interesse erleichtern.

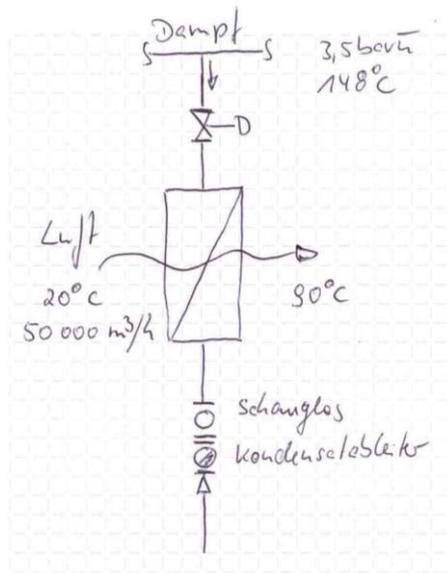
Inhaltsverzeichnis

- Seite 2 bis 9 Erwärmen von Luft mit einem Wärmetauscher
(inkl. Auslegung eines Regelventils, Dampf – Kondensat – Rohrleitungen und Nachverdampfung)
- Seite 10 bis 17 Keine Angst vor großen Dampfkühlungen (Kraftwerk)
(Dampf mit hoher Temperatur wird gemischt und anschließend abgekühlt)
- Seite 18 bis 19 Mischen von zwei Wassermengen mit unterschiedlicher Temperatur
- Seite 20 bis 21 Bestimmung der Wärmedehnung einer Rohrleitung
- Seite 22 bis 29 Auslegung einer Kondensatpumpenstation
(Auslegung der Pumpenstation, Niveauregelventile mit Nachverdampfung, Gegendruck)

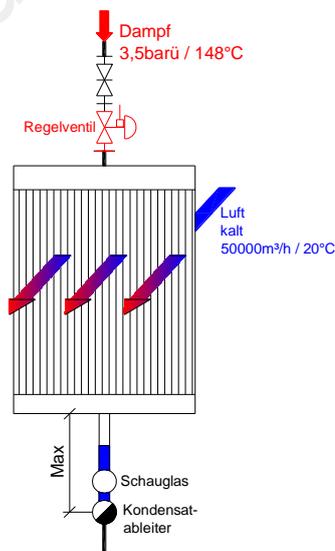
Wie wird der Dampfbedarf ermittelt, den ein Wärmetauscher (WT) zur Erwärmung von Luft benötigt?

- Ausgangswerte: Temperatur der Luft vor dem WT = 20°C
Temperatur der Luft hinter dem WT = 90°C (gewünschte Temperatur)
Luftmenge, die erwärmt werden soll = 50.000 m³/h
Die Luft wird durch einen Ventilator von außen angesaugt.
Dampf steht zur Verfügung = 3,5 barü / 148°C

Hinweis: zunächst eine Skizze anfertigen!



Ohne Skizze hätte man mit einer Dampftemperatur von 148°C gerechnet. Für unser Beispiel ist dies auch nicht so verkehrt. Mit der Skizze stellt man fest, dass ein Regelventil zur Temperaturregelung verwendet werden muss. Ein Regelventil bewirkt aber immer auch einen Druckverlust.



D.h., von dem zur Verfügung stehenden Dampfdruck von 3,5 barü, bleiben je nach Auslegung des Regelventils eventuell nur noch 3,0 barü übrig. (siehe auch Kapitel zu Wärmetauscher / dampfseitige Regelung)

Entsprechend Kapitel „Dampfkühlung“, verringert sich mit dem Dampfdruck aber auch die Temperatur des Dampfes. Die **Temperaturreduzierung** ist in unserem Beispiel zwar vernachlässigbar gering, man sollte aber bei der Auslegung darüber nachdenken.

Welche Wärmemenge wird von der Luft aufgenommen?

Formel:

$$Q_{zu} = Q_{ab}$$

Die zugeführte Wärmemenge ist gleich groß der abgegebenen Wärmemenge.

Ist eine Wärmemenge bekannt, so lässt sich die andere Wärmemenge ermitteln. Die Wärmemenge, die die Luft aufnehmen soll, lässt sich errechnen. Dazu sind alle notwendigen Angaben vorhanden.

$$Q_{ab} = M_L * C_p * \Delta T$$

$$\Delta T = 70^\circ K \quad (20^\circ C - 90^\circ C = 70^\circ K)$$

$$C_p = 1009 \text{ J/kgK} = 1 \text{ kJ/kgK} \quad (\text{spezifische Wärmekapazität von Luft})$$

$$M_L = 50.000 \text{ m}^3/\text{h}$$

Achtung: Die Luftmenge muss in kg/h umgerechnet werden, damit nach dem Kürzen der Einheiten die Einheit der Wärmemenge mit **J/h** ermittelt wird.

Die Dichte von Luft ist abhängig von der Temperatur (und auch vom Druck). Je wärmer – desto größer ist das Volumen und desto kleiner ist die Dichte. In unserem Beispiel beträgt die **Dichte von Luft** am Eintritt zum WT ca. **1,2 kg/m³**.

$$\text{Umrechnen: } 50.000 \text{ m}^3/\text{h} * 1,2 \text{ kg/m}^3 = 60.000 \text{ kg/h}$$

und dann weiter

$$Q_{ab} = 60.000 * 1 * 70 = 4.200.000 \text{ kJ/h}$$

$$Q_{zu} = 4.200.000 \text{ kJ/h}$$

Diese Wärmemenge muss durch den Dampf pro Stunde an die Luft abgegeben werden.

Nun wird die dafür notwendige Dampfmenge bestimmt:

$$4.200.000 \text{ kJ/h} = Q_{ab}$$

$$Q_{ab} = M_D * \Delta h$$

$$\Delta h = 2120 \text{ kJ/kg} \quad \text{bei 3,5 barü} \quad (\text{siehe Tabelle im Anhang „Dampf im Sättigungszustand“})$$

Mehr Angaben benötigt man nicht. Nun muss noch die Formel nach der gesuchten Dampfmenge umgestellt werden.

$$M_D = Q_{ab} / \Delta h$$

$$M_D = 4.200.000 \text{ kJ/h} / 2.120 \text{ kJ/kg}$$

$$M_D = 1981 \text{ kg/h}$$

$$M_D = 2000 \text{ kg/h} \quad (\text{aufgerundet})$$

Da **das Erwärmen** mit Hilfe eines **Wärmetauschers nie verlustfrei** abläuft, (siehe Kapitel zu *Wärmetauscher*) sollte man die errechnete Dampfmenge noch mit dem Faktor 1,2 multiplizieren.

Ergebnis: Zum Erwärmen von 50.000 m³/h Luft mit einer Temperatur von 20°C auf 90°C werden ca. 2400 kg/h Dampf mit einer Temperatur von 148°C (3,5 barü) benötigt. Oder anders geschrieben: von dem zur Verfügung stehenden Dampf werden 2400 kg/h benötigt.

Nun ist die Ermittlung des Dampfbedarfes abgeschlossen. Damit sollte die geistige Arbeit zu diesem Beispiel aber noch nicht abgeschlossen werden.

Auslegung Temperatur-Regelventil: (siehe auch Kapitel „Regelventile“)

Ermittlung des Kv -Wertes:

$$K_v = \frac{M}{31,6} \sqrt{\frac{v''}{\Delta p}} \quad (\text{unterkritische Verhältnisse})$$

M = zu regelnder Mengendurchfluss in kg/h

v'' = spezifisches Volumen von Dampf bei P2 in m³/kg

Δp = Druckverlust (P1 – P2) in bar

$$M = 2400 \text{ kg/h} \quad v'' = 0,42 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (v'' \text{ kann man bei 3,5barü nehmen, weil } \rightarrow \Delta p = 0,1)$$

Mit der richtigen Wahl des **Differenzdruckes** könnte es zu einem Problem kommen. Wählt man den Differenzdruck zu klein, wird die Regelarmatur in der Nennweite eventuell zu groß und damit für diese einfache Anwendung zu teuer. Ist der Differenzdruck zu groß, wird das Regelventil zwar kleiner, aber der zur Verfügung stehende Dampfdruck reduziert sich. (siehe Kapitel zu *Wärmetauscher / dampfseitige Regelung*) Was tun, wenn keine Erfahrungswerte vorliegen. Die Ermittlung des Kv –Wertes ist ohne größeren Aufwand möglich und so kann man diesen Wert schnell für einen Differenzdruck von 0,1 bar oder einem Differenzdruck von z.B. 0,3 bar errechnen.

$$K_v = \frac{M}{31,6} \sqrt{\frac{v''}{\Delta p}} \quad (\text{unterkritische Verhältnisse})$$

$K_v = 155$ bei einem Differenzdruck von 0,1 bar

$K_v = 89$ bei einem Differenzdruck von 0,3 bar

Beide K_v -Werte werden dann noch mit einem Faktor von 1,2 multipliziert.

Jetzt müsste man sich mit Hilfe eines Herstellerkataloges zwei entsprechende Armaturen herausuchen und die Preise der beiden Armaturen vergleichen.

Eine Entscheidungshilfe zur Auswahl des Regelventils, könnte auch die Größe der erforderlichen Nennweite der Rohrleitung sein.

Dimensionierung der Dampfleitung: (siehe auch Kapitel Rohrleitungen)

Dampfleitung:

Dampfdruck = 3,5 barü spezifisches Volumen = 0,42 m³/kg

Dampfmenge x spezifisches Volumen = Volumenstrom

Volumenstrom = 2400 kg/h * 0,42 m³/kg = 1008 m³/h

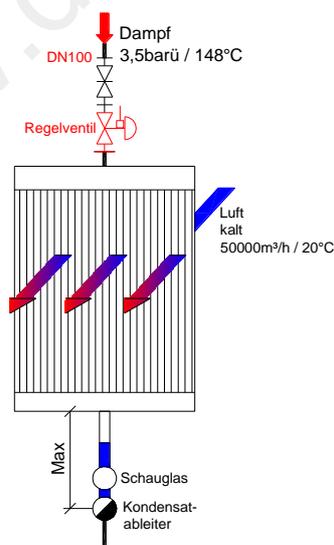
Mit dem Volumenstrom kann die **Auswahl** der **Rohrleitung** durch die **Ermittlung** der **Strömungsgeschwindigkeit** erfolgen. (siehe Tabelle im Anhang)

Man sucht sich irgendeine Nennweite aus und ermittelt die Strömungsgeschwindigkeit.

Bei einer Nennweite DN65 würde die Strömungsgeschwindigkeit ca. 72 m/s betragen. (1008 / 14 = 72) Diese Strömungsgeschwindigkeit wäre zu hoch. Wir suchen nach einem Rohrleitungsquerschnitt, bei welchem die Strömungsgeschwindigkeit ca. 25 - 30 m/s beträgt.

Die nächst größere Nennweite ist die Nennweite DN100. Bei dieser Größe würde man eine Strömungsgeschwindigkeit von ca. 30 m/s errechnen.

Für unser Beispiel könnte man eine Rohrleitung mit der Nennweite DN100 verwenden.



Hinweis: Wäre der Differenzdruck über das Regelventil größer, so müsste man auch noch die Rohrleitung hinter dem Regelventil auslegen. Durch die Verringerung des Druckes vergrößert sich das spezifische Volumen des Dampfes. (siehe dazu Kapitel Rohrleitungen) Es kann nie schaden, auch noch die Nennweite der Rohrleitung hinter dem Regelventil wie oben beschrieben zu überprüfen.

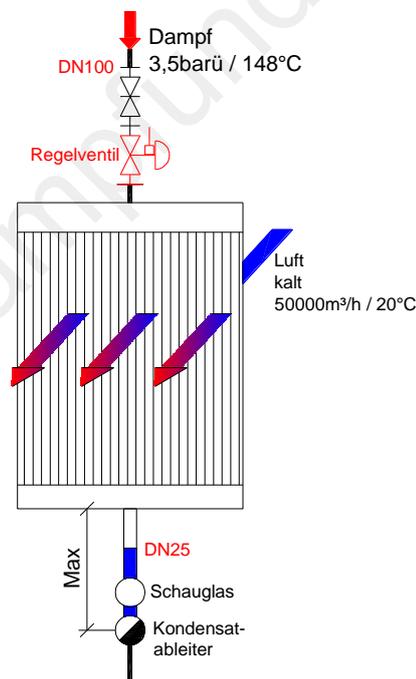
Nun fehlt noch eine Rohrleitung und das sind die Kondensatleitungen hinter dem WT und hinter dem Kondensatableiter. Auch die Nennweite der Kondensatleitungen müssen errechnet werden. Und so wird's gemacht.

Dimensionierung der Kondensatleitung: (siehe auch Kapitel Rohrleitungen)

Die Menge, die in den WT strömt, muss auch wieder rauskommen. Nur in welcher Form die Menge wieder rauskommt, ist manchmal ganz unterschiedlich. Die Dampfmenge von 2400 kg/h wird zum Erwärmen der Luft benötigt. Der Dampf gibt seine Wärme an die Luft ab und kondensiert. D.h., wenn der WT keine Leckage hat, fließen auch wieder 2400 kg/h Kondensat aus dem WT ab. Der Kondensatableiter sollte nach Möglichkeit sehr viel tiefer als der WT montiert werden. (siehe Kapitel Wärmetauscher) Das garantiert eine **einwandfreie Entwässerung** des WT und somit eine vollständige Ausnutzung der **Wärmeübertragerfläche**.

Bis zum **Kondensatableiter** strömt nur Kondensat. Mit Hilfe der Tabelle zu den Strömungsgeschwindigkeiten im Kapitel Rohrleitungen, lässt sich die Kondensatleitung schnell auslegen.

Bei einer Menge von 2400 kg/h Kondensat würde eine Rohrleitung DN25 genügen. (sieht man, ohne zu rechnen)



Hinter dem **Kondensatableiter** kann man je nach Druckverhältnissen nicht mehr nur mit Kondensat rechnen. (siehe Kapitel **Nachverdampfung**) Es ist sehr wichtig die Nachverdampfung hinter dem Kondensatableiter bei allen Betriebsbedingungen zu beurteilen.

Ansonsten kommt es zu **Problemen bei der Entwässerung** des WT und somit zur Leistungsreduzierung, egal wie tief der Kondensatableiter hängt!

Überprüfung der Nachverdampfung: (siehe auch Kapitel Nachverdampfung)

Bei Differenzdrücken über dem Kondensatableiter von 0,1 bar bis 0,2 bar und geringen Kondensatmengen, kann die Nachverdampfung vernachlässigt werden. Was sind aber geringe Kondensatmengen, wenn man keine Erfahrungen hat? Besser man rechnet die Nachverdampfung mit Hilfe der Tabelle im Kapitel Nachverdampfung nach.

In unserem Beispiel der Erwärmung von Luft, soll der Wärmetauscher in einen Kondensatbehälter entwässern. Im Kondensatbehälter herrscht ein Druck von 0,5 barü. Das bedeutet, daß der Differenzdruck über dem Kondensatableiter rein rechnerisch ca. 2,9 barü beträgt.

3,5 barü (Dampfdruck) – 0,1 barü (Differenzdruck Regelventil) – 0,5 barü (Druck im Behälter)

(Der Differenzdruck von 2,9 barü ist der „ungünstigste“ Wert. Siehe dazu auch ganz unten.)

Bestimmung der Nachverdampfung:

Entsprechend der Tabelle im Kapitel zur Nachverdampfung, kommt es bei einer Druckreduzierung von 4,4 **barabs** vor auf 1,5 **barabs** hinter dem Kondensatableiter zu einer Nachverdampfung von 7% bezogen auf die Kondensatmenge von 2400 kg/h. D.h., hinter dem Kondensatableiter bleiben rechnerisch ermittelt etwa 2232 kg/h Kondensat übrig und es entstehen 168 kg/h Dampf.

Hört sich erst einmal nicht viel an. Was sind schon 168 kg/h Dampf gegen 2232 kg/h Kondensat. Entscheidend ist aber das sehr viel größere Volumen vom Dampf. Das Kondensat könnte auch weiterhin durch eine Rohrleitung DN25 strömen. Aber was ist mit dem Dampf? Passt der auch noch durch die gleiche Rohrleitung?

Nun muss die **Kondensatleitung** genauso **wie** eine **Dampfleitung** dimensioniert werden.

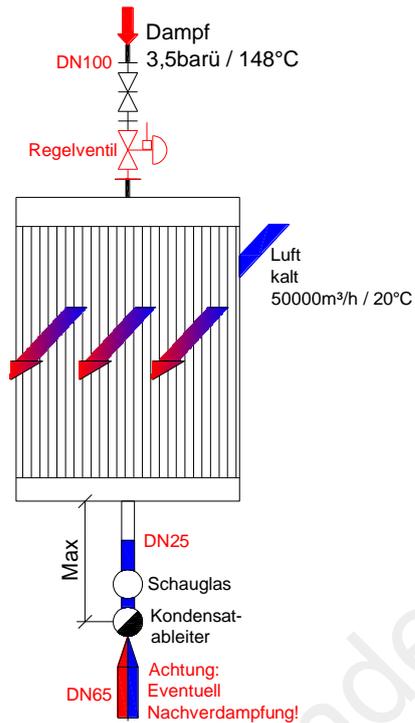
Dampfdruck = 0,5 barü spezifisches Volumen = 1,16 m³/kg

Dampfmenge x spezifisches Volumen = Volumenstrom

Volumenstrom = 168 kg/h * 1,16 m³/kg = 195 m³/h

Damit die Strömungsgeschwindigkeit in der Dampfleitung zwischen 15 m/s und 35 m/s liegt, müsste nun eine Rohrleitung DN65 gewählt werden. (195 : 14 = 13,9 m/s)

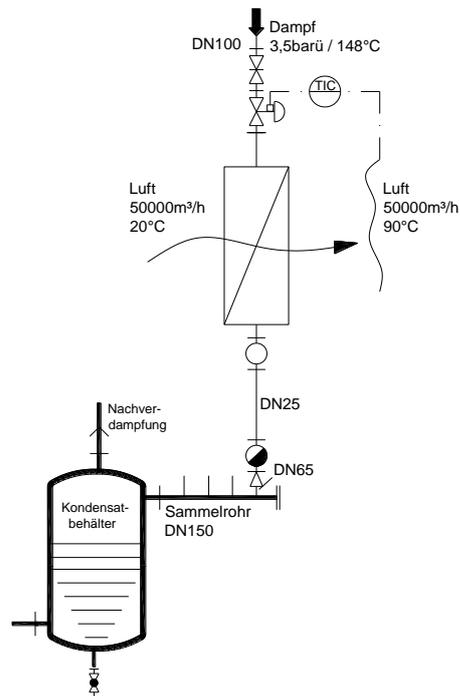
Die Strömungsgeschwindigkeit sollte nicht zu hoch gewählt werden. Es handelt sich immer noch um eine Kondensatleitung, obwohl die Geschwindigkeit durch die Menge des strömenden Dampfes bestimmt wird.



Übrigens, wer das Schauglas hinter den Kondensatableiter montiert, um die Entwässerung des WT beurteilen zu können, sieht nichts. Auf Grund der Nachverdampfung auch bei geringem Druckverlust über dem Kondensatableiter, kann man das abfließende Kondensat nicht richtig oder auch gar nicht beobachten.

Nun wurde sehr ausführlich die Auslegung der Dampfversorgung eines Wärmetauschers beschrieben. Die gleichen Rechenschritte müsste man bei einem WT, welcher Wasser erwärmt, durchführen. Wer dies ein paar Mal gerechnet hat, benötigt **nicht länger als 5 Minuten inkl. Kaffee holen**.

Schema Dampfversorgung Wärmetauscher



Frage: Warum wurde die Nachverdampfung mit einem Druck von 3,4 barü vor dem Kondensatableiter errechnet?

Wie oben schon einmal angedeutet, kann der angenommene Differenzdruck über dem Kondensatableiter stimmen oder auch nicht. Bei der Annahme des Differenzdruckes wird von einem WT ausgegangen, welcher saubere WT –Flächen besitzt. Kondensierender Dampf wird sofort durch „neuen“ Dampf ersetzt.

Für die Rohrleitungsdimensionierung hinter dem Kondensatableiter wird in der Berechnung vom ungünstigsten Zustand, d.h. höchst möglichen Differenzdruck und damit größt möglichen Nachverdampfung ausgegangen. Da die Nachverdampfung direkt hinter dem Kondensatableiter entsteht, wird dieser direkt am Behälter montiert. Hier ist genügend Volumen für die Nachverdampfung vorhanden und man spart sich die Montagekosten einer Rohrleitung DN65!

Dimensionierung einer Dampfkühlung in einem Kraftwerk

In einem Kraftwerk werden 18 t/h 3barü Dampf mit einer Temperatur von 230°C erzeugt. Diese Dampfmenge reichte aber nicht mehr aus, und so wurde ein zusätzlicher Dampferzeuger installiert, welcher noch mal 8 t/h 3barü Dampf mit einer Temperatur von 480°C liefert. Benötigt wird aber 3barü Dampf mit einer Temperatur von 160°C.

Im Kapitel zur **Dampfkühlung** ist ausführlich beschrieben, wie man eine Dampfkühlung dimensioniert und aufbaut. In diesem Beispiel sind die Temperaturen und Drücke etwas höher.

Nochmaliger Hinweis: Die Dimensionierung ist einfach, weil die physikalischen Gesetze bei Dampf mit hohem Druck und hoher Temperatur genauso angewendet werden können wie bei niedrigem Druck und niedriger Temperatur. Aber Achtung, will man die Dampfkühlung kostengünstig selber bauen, müssen weitere **sehr wichtige Vorschriften** hinsichtlich des Einsatzes von Rohrleitungsmaterial und Armaturen entsprechend der Drücke und Temperaturen beachtet werden. Der Verfasser hat diese Dampfkühlung selber dimensioniert, die Armaturen beschafft und auch montieren lassen. Die Dampfkühlung wurde ohne weitere Probleme in Betrieb genommen und funktioniert seit Jahren sehr gut. (!Nachahmung trotzdem auf eigene Gefahr!)

Ausgangslage:

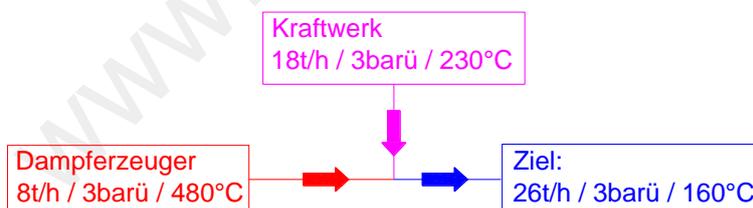
Dampf 1:

Menge: 18 t/h / Druck 3 barü / T=230°C

Dampf 2:

Menge: 8 t/h / Druck 3 barü / T= 480°C

Ziel: Dampf mit einem Druck von 3 barü und 160°C.



Das einfachste wäre, die Dampfmengen mit jeweils einer Dampfkühlung auf 160°C abzukühlen. Oder?

Es gäbe aber auch noch eine Variante, bei welcher man mit nur einer Dampfkühlung auskommen würde. **Man mischt beide Dampfmen**gen miteinander und kühlt dann die Gesamtdampfmenge ab. Diese Idee kann man nur verwirklichen, wenn man die **Mischtemperatur zuverlässig berechnen** kann. Erschwerend kommt noch dazu, daß der Dampferzeuger nur bei maximalem Dampfbedarf in Betrieb genommen wird. D.h., die meiste Zeit werden nur die 18 t/h Dampf vom Kraftwerk genutzt. Keine Panik, es ist leichter als man zunächst annehmen könnte.

Berechnung der Mischtemperatur: (ab jetzt geht es teilweise handschriftlich weiter, da die Kenntnisse des Verfassers im Umgang mit WORD nicht für die nun kommenden Formeln reichen)

Zuerst werden die Enthalpien (Wärmeinhalt) für die Dampfmen

gen ermittelt. Dazu ist ein Nachschlagewerk notwendig. (z.B. VDI-Wasserdampftafeln)

Dampfmen

gen:

$\dot{m}_1 = 8 \text{ t/h}$	$h_1'' = 3442 \text{ kJ/kg}$	(480°C)
$\dot{m}_2 = 18 \text{ t/h}$	$h_2'' = 2923 \text{ kJ/kg}$	(230°C)

Nach dem Gesetz, daß **keine Energien und Mengen verloren** gehen, gibt es eine umgestellte Formel wie folgt: (die exakte physikalische Erklärung was in sog. adiabaten Systemen abläuft, sowie die Herleitung der Formel sparen wir uns an dieser Stelle)

Formel:

$$h_{\text{Gemisch}}'' = \frac{\dot{m}_1 \cdot h_1'' + \dot{m}_2 \cdot h_2''}{\dot{m}_1 + \dot{m}_2}$$
$$h_{\text{emisch}} = \frac{8 \cdot 3442 + 18 \cdot 2923}{8 + 18}$$
$$h_{\text{emisch}} = 3082 \text{ kJ/kg}$$

D.h., bei einem Druck von 3 barü hätte das Gemisch eine Enthalpie (Wärmeinhalt) von 3082 kJ/kg. Mit der Enthalpie ist auch die Temperatur bekannt. Diese lässt sich wieder in dem Nachschlagewerk nachlesen.

Die Temperatur des Dampf

gemisches beträgt 310°C.

Die erste Hürde ist genommen.

Die Dampfkühlung wird auf den ungünstigsten Betriebsfall ausgelegt. Der ungünstigste Betriebsfall ist, wenn die maximale Menge von 26 t/h Dampf mit einer Temperatur von 310°C durch die Rohrleitung strömt.

Auslegung der Dampfkühlung: (siehe auch Kapitel zu Dampfkühlung)

Die Auslegung wird ausführlich im Kapitel Dampfkühlung beschrieben. Deshalb hier nur die Formel.

Berechnung:

$$h_1 = 3082 \text{ kJ/kg} \quad (\text{bei } 310^\circ\text{C})$$

$$h_2 = 2774 \text{ kJ/kg} \quad (\text{bei } 160^\circ\text{C})$$

$$h_w = 417 \text{ kJ/kg} \quad (\text{Kondensat zum Verdüsen mit } 100^\circ\text{C})$$

$$\text{Menge Dampf MD:} \quad = 26 \text{ t/h}$$

$$\text{Menge Kondensat MK:} \quad = \text{ist gesucht}$$

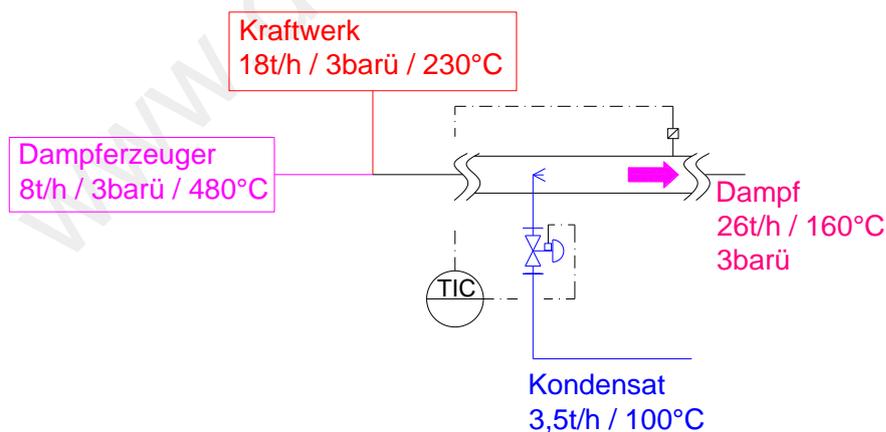
$$\text{MK} = \text{MD} \frac{h_1 - h_2}{h_2 - h_w}$$

$$\text{MK} = \text{MD} * 0,13$$

$$\text{MK} = 26 \text{ t/h} * 0,13$$

$$\text{MK} = 3,38 \text{ t/h} \quad (3,5 \text{ t/h Kondensat aufgerundet})$$

Zum Abkühlen von 26 t/h Dampf mit einer Temperatur von 310°C auf eine Temperatur von 160°C wird eine Kondensatmenge von ca. 3,5 t/h benötigt.



Somit wurde mit Hilfe von zwei einfachen Formeln die Kondensatmenge zur Kühlung berechnet.

Nun sollte man über die weitere technische Realisierung nachdenken. Zum einen gibt es da noch die **unterschiedliche Betriebsweise**, welche aus den **unterschiedlichen Dampfmengen** resultiert.

Zum anderen besteht das Problem darin, eventuell eine vorhandene Kondensatpumpe zu finden, welche genügend Druck erzeugt, um das Kondensat in der Dampfkühlung zu verdüsen. (oder man muss die Pumpe neu kaufen, siehe dazu Kapitel zu Kondensatpumpen)

Eine vorhandene Kondensatpumpe, welche genügend Druck erzeugt, wird gefunden. Wenn die Dampfkühlung benötigt wird, ist diese vorhandene Pumpe auch in Funktion. Die Kondensatpumpe bringt sogar einen Druck von 40 barü. Dies ist für eine Dampfkühlung mehr als ausreichend. Die Verdüsung mit kleinsten Tröpfchen ist so sehr gut möglich.

Hinweise zu Düsen und Düsenrohr:

Die Düsen:

Wie im Kapitel zur Dampfkühlung erklärt, werden die Düsen bei einem entsprechenden Hersteller angefragt.

Angaben, welche für die Auslegung der Düsen notwendig sind:

Einsatzgebiet: Dampfkühlung 310°C auf 160°C

Kondensatmenge: 3,5 t/h

Kondensatmenge besser über mehrere Düsen verteilen

Sprühkegel der Düsen: zwischen 30° und 60°

Druck vor Düsen: 20 bar (Druck hinter Regelventil, siehe Auslegung Regelventil)

Dazu kann man auch die Rohrenweite angeben. Manche Hersteller interessiert die Rohrenweite nicht. Da man keine fertige Dampfkühlung kaufen will, sondern nur ein paar billige Düsen, bleibt die Berechnung der Kondensatmenge sowie die Anordnung der Düsen in der Rohrleitung für den Hersteller meist unbeachtet.

Je nach Auftragslage, erhält man dann nach 2-4 Wochen ca. 4-6 Stck. Düsen.

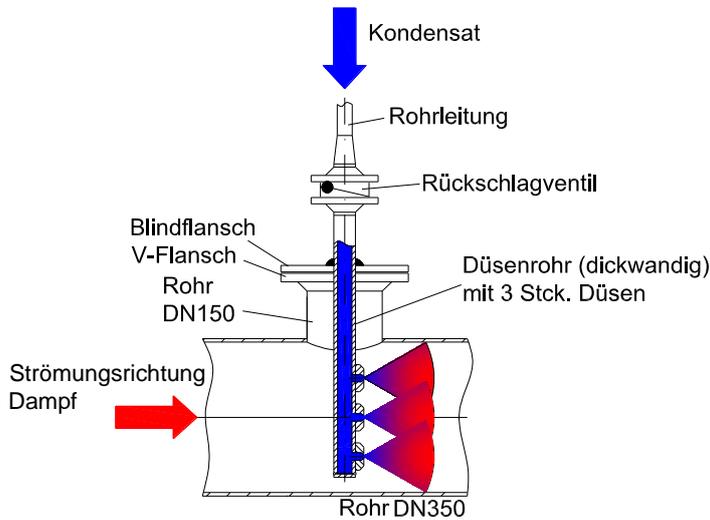
Diese Düsen sollten dann auf 2 Düsenrohre aufgeteilt werden. Das Düsenrohr kann für ca. 650 Euro/Stck. bei jeder metallverarbeiteten Firma bestellt werden. Natürlich sollte man vorher eine einfache Skizze anfertigen.

Eine Düse wird genau so montiert, daß sich diese später genau in der Mitte der Rohrleitung befindet. Die andere(n) Düse(n), werden nicht zu dicht an der Innenwand der Rohrleitung am Düsenrohr montiert.

Die Düsen besitzen entweder ein Innengewinde oder ein Außengewinde. **Entweder man klebt die Düsen ein, oder sichert die Düsen mit Hilfe eines Sicherungsbleches gegen Lösen auf Grund von Vibrationen!**

Das Düsenrohr:

Entsprechend des Druckes, welcher die Pumpe erzeugt, sollte man ein dickwandiges Rohr zum Anfertigen des Düsenrohres verwenden. So könnte ein Düsenrohr aussehen.



Die unterschiedlichen Dampfmengen:

Bestimmung der Nennweite der Rohrleitung

Wie im Kapitel zu Dampfkühlungen beschrieben, ist für die Verdüsung des Kondensates auch eine entsprechende Strömungsgeschwindigkeit des Dampfes in der Rohrleitung wichtig. Deshalb werden wir noch die **Nennweite** der Rohrleitung für das Dampfgemisch **bestimmen**. (siehe dazu auch Kapitel Rohrleitungen)

Berechnung:

Menge min.: 18 t/h mit 3 barü

Menge max.: 26 t/h mit 3 barü

spezifisches Volumen= 0,46 m³/kg bei 3 barü (3 barü = 4 barabs siehe Tabelle im Anhang)

daraus ergibt sich entsprechend der Tabelle zu Strömungsgeschwindigkeiten im Anhang:

Strömungsgeschwindigkeit Menge min.: $18.000 \times 0,46 = 8280$

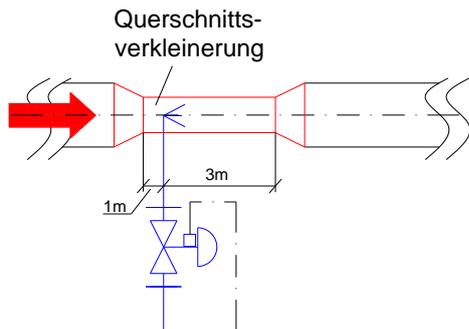
$8280 : 330 = 25 \text{ m/s}$ (für DN350)

Strömungsgeschwindigkeit Menge max.: $26.000 \times 0,46 = 11960$

$11.960 : 330 = 36 \text{ m/s}$ (für DN350)

Für beide Mengen wäre die Strömungsgeschwindigkeit für die gewählte Rohrnenweite DN350 nicht zu langsam. Ebenso wird die Strömungsgeschwindigkeit von 40 m/s nicht überschritten. (siehe auch Kapitel zu Rohrleitungen)

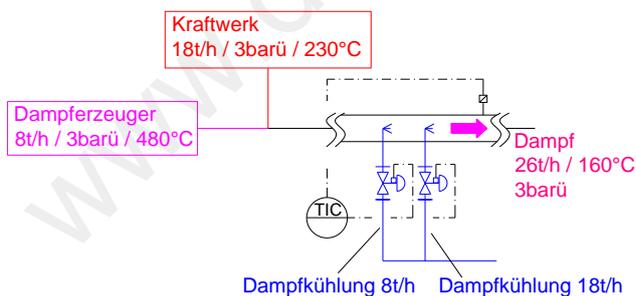
Sollte die Strömungsgeschwindigkeit bei einer anderen Minimum-Menge unter 10 m/s in der Rohrleitung sinken, so könnte es eventuell zu Problemen mit der Effektivität der Dampfkühlung kommen. D.h., das Kondensat wird zwar eingedüst, wird aber vom Dampf nicht aufgenommen. Ein Großteil des eingedüsten Kondensates „fällt ungenutzt in die Rohrleitung“ und fließt durch den Kondensatableiter ab. Dies betrifft meist Dampfkühlungen mit kleinen Rohrnenweiten und größeren Kondensatmengen. Durch die Montage eines Stücks Rohrleitung mit einer kleineren Nennweite vergrößert sich dann im Bereich der Dampfkühlung die Strömungsgeschwindigkeit. (siehe Skizze)



Auslegung der Regelventile: (siehe auch Kapitel zu Regelventilen)

Wieso Regelventile? Ist ein Ventil nicht ausreichend?

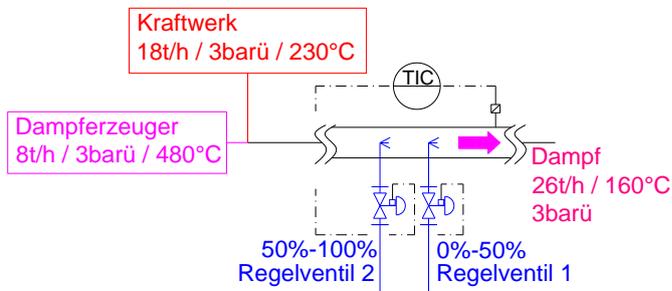
Wie oben beschrieben, strömen meistens nur 18 t/h Dampf mit einer Temperatur von 230°C. Falls bei bestimmten Produktionen die Dampfmenge nicht genügt, werden mit Hilfe eines kleinen Dampferzeugers zusätzlich 6 t/h Dampf erzeugt. Zur Berechnung für die zu verdüsende Kondensatmenge wird vom ungünstigsten Betriebsfall ausgegangen. D.h., eine maximale Dampfmenge von 26 t/h mit einer Temperatur von 310°C. Man könnte nun ein Düsenrohr für die 8 t/h Dampf vom Dampferzeuger montieren und ein oder zwei Düsenrohre für die 18 t/h Dampf vom Kraftwerk.



Es gibt aber auch noch eine andere Möglichkeit:

Es kommen zwei Temperaturregelventile zum Einsatz. Das Regelventil 1 öffnet vom Reglerausgang 0 bis 50%. D.h., bei einem Reglerausgang von 50% ist das Regelventil 1 zu 100% geöffnet.

Das Regelventil 2 fängt bei einem Reglerausgang von 50% an zu öffnen. (da ist das Regelventil 1 schon zu 100% offen) Bei einem Reglerausgang von 100% sind dann beide Regelventile zu 100% geöffnet. Mit Reglerausgang ist das elektrische Signal vom Temperaturregler zum Stellungsregler des Temperaturregelventils gemeint (siehe auch Kapitel zu Regelventilen).



Auf diese Weise wird von den beiden Temperaturregelventilen der gesamte Bereich abgedeckt. D.h., bei geringen Dampfmengen, z.B. auch im Anfahrzustand, öffnet nur ein Regelventil. Bei größeren Dampfmengen reicht dann das eingedüste Kondensat nicht mehr aus und das zweite Temperaturregelventil beginnt zu öffnen, um den gewünschten Sollwert des Temperaturregelkreises zu erreichen (Sollwert Temperaturregelkreis, siehe auch Kapitel Regelventile).

Zur Bestimmung des Kv-Wertes der Regelventile könnte man in unserem Beispiel die Kondensatmenge von 3,5 t/h gleichmäßig auf beide Temperaturregelventile aufteilen.

(Die Verteilung der Kondensatmenge könnte aber auch 1 : 3 sein. Somit würde das Regelventil 1 nur im Minimum-Betrieb öffnen. Beim Überschreiten des gewünschten Sollwertes durch Anstieg der Dampfmenge würde dann das Regelventil 2 öffnen. Diese Verteilung der Kondensatmenge müsste man dann aber auch dem Hersteller der Düsen übermitteln. Dieser berücksichtigt dies beim Bohrungsdurchmesser der Düsen oder bei der Anzahl der Düsen.)

Berechnung des Kv-Wertes

Formel: (siehe auch Kapitel zu Regelventilen)

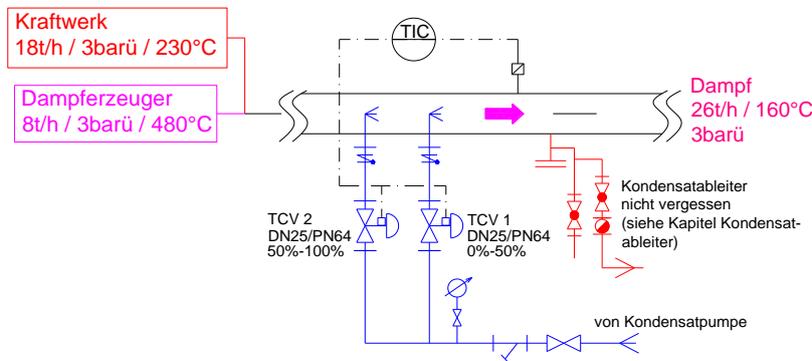
$$Kv = \frac{M}{\sqrt{1000 \cdot \rho \cdot \Delta p}}$$

M = 1750 kg/h Kondensatmenge : 2 = 1750 kg/h
ρ = 958 kg/m³ bei 100°C (siehe Tabelle Anhang)
Δp = 10 bar Annahme Druckverlust über das Regelventil

$$Kv = 0,56$$

$$Kv = 0,56 \times 1,3 = 0,7$$

Durch die relativ hohe Förderhöhe der Pumpe war zu erwarten, daß der Kv-Wert klein ist. Auf Grund des sehr kleinen Kv-Wertes wird wohl auch die kleinste Nennweite der Regelventile DN25 zum Einsatz kommen. Für die Rohrleitung zur Dampfkühlung ist ebenfalls eine Nennweite DN25 oder DN32 ausreichend.



Armaturen z.B. Schmutzfänger:

Nun müssen noch die Armaturen für die Dampfkühlung festgelegt werden. Auf Grund der relativ hohen Förderhöhe der vorhandenen Pumpe werden alle Armaturen und Geräte in der Druckstufe PN64 ausgelegt bzw. eingekauft.

Achtung, die Druckstufe der Armaturen richtet sich nach der maximalen Förderhöhe der Pumpe und nicht nach dem normalen Betriebsdruck!! Die Bestimmung der maximalen Förderhöhe ist mit Hilfe der Kennlinie der Pumpe einfach möglich. (siehe auch Kapitel zu Kondensatpumpen Seite 12) Sowohl die Kreispumpe, als auch eine Seitenkanalpumpe, erreicht bei minimaler Förderhöhe den größten Druck.

Hinweis:

Es wurde eine vorhandene Pumpe verwendet, welche einen relativ hohen Druck erzeugt. Bei der Auswahl dieser Pumpe wurde wie folgt geprüft:

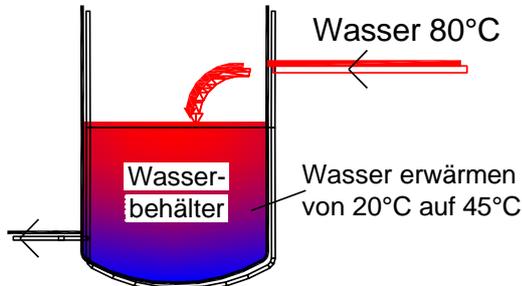
- Pumpe ist in Funktion, wenn die Dampfkühlung benötigt wird
- daß die für die Eindüsung notwendige Kondensatmenge von 3,5 t/h „abgezweigt“ werden können

Achtung: Wird die Dampfkühlung nicht mehr benötigt, die Pumpe bleibt aber weiter in Funktion, so muss durch eine Handabsperrarmatur vor den Regelventilen ein Zulauf von Kondensat in die Rohrleitung der Dampfkühlung unterbunden werden. Auch wenn die Regelventile 100% geschlossen sind, halten diese nicht 100% dicht. Regelventile sind metallisch dicht. D.h., es gibt immer eine nach DIN zulässige Leckagerate. Bei einem Vordruck von 40 bar, kann sich so die Rohrleitung der Dampfkühlung über längere Zeit füllen. Die Kondensatableiter hinter der Dampfkühlung können dieses Kondensat abführen...Eine zusätzliche Handabsperrarmatur ist aber sicherer.

Aufwand für die gesamte Auslegung der Dampfkühlung: nicht länger als 15 Minuten

Mischen von Wassermengen unterschiedlicher Temperatur Beispiel 1

In einem Behälter befinden sich 5 t Wasser mit einer Temperatur von 20°C. Diese Wassermenge soll durch das Beimengen mit Wasser mit einer Temperatur von 80°C auf 45°C erwärmt werden. Welche Menge an 80°C heißem Wasser muss verwendet werden?



Die Menge lässt sich mit der Energiebilanz errechnen:

Formel:

$$Q_{zu} = Q_{ab}$$

$$Q = M_{w1} * C_{pw} * \Delta T_w$$

Da es sich bei beiden Mengen um Wasser handelt, ist der Wert der spezifischen Wärmekapazität gleich. (nur informativ: das stimmt nicht ganz. In Folge der unterschiedlichen Temperaturen ist auch die Dichte von Wasser unterschiedlich. Damit verändert sich auch die spezifische Wärmekapazität. Für unsere Berechnungen kann man diese kleine Abweichung aber vernachlässigen. Wer es genau wissen will: $c_p = h' / T$, 20°C = 4,18 kJ/kgK, 100°C = 4,2 kJ/kgK, 200°C = 4,49 kJ/kgK)

Somit vereinfacht sich die Formel:

$$M_{w1} * \Delta T_{w1} = M_{w2} * \Delta T_{w2}$$

$$M_{w1} = 5 \text{ t} \quad \Delta T_{w1} = 45^\circ\text{C} - 20^\circ\text{C} = 25^\circ\text{K}$$

$$M_{w2} = ? \quad \Delta T_{w2} = 80^\circ\text{C} - 45^\circ\text{C} = 35^\circ\text{K}$$

$$M_{w2} = M_{w1} * \Delta T_{w1} / \Delta T_{w2}$$

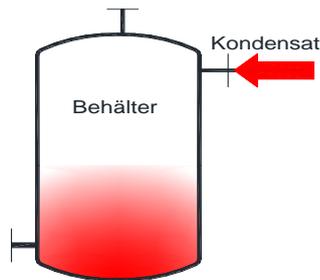
$$M_{w2} = 5 \text{ t} * 25^\circ\text{K} / 35^\circ\text{K} \quad (\text{Kelvin kürzt sich raus})$$

$$M_{w2} = 3,5 \text{ t} \quad (\text{aufgerundet } 4 \text{ t/h})$$

Zum Erwärmen von 5 t Wasser von 20°C auf 45°C, werden ca. 4 t Wasser mit einer Temperatur von 80°C benötigt.

Aufwärmen einer Wassermenge in einem Behälter (Mischen Beispiel 2)

In einem Behälter befinden sich 5 t Wasser mit einer Temperatur von 35°C. Da sich das Wasser schon eine längere Zeit im Behälter befindet hat sich die Temperatur auf 25°C verringert. Es wäre möglich das Wasser mit Hilfe von Kondensat mit einer Temperatur von 85°C wieder aufzuwärmen. Wie viel Kondensat müsste in den Behälter strömen um die Temperatur des Wassers wieder auf 45°C zu erhöhen?



Die Gleichung für die Mischtemperatur der beiden Wassermengen lautet:

$$\bar{T}_M = \frac{c_1 \cdot m_1 \bar{T}_1 + c_2 \cdot m_2 \bar{T}_2}{c_1 m_1 + c_2 m_2}$$

m = Masse
 c = Wärmekapazität
 \bar{T}_M = Mischtemperatur

c ist die spezifische Wärmekapazität. Für Wasser und Kondensat ist dieser Wert annähernd gleich. Dadurch vereinfacht sich die Formel wie folgt:

$$\bar{T}_M = \frac{m_1 \bar{T}_1 + m_2 \bar{T}_2}{m_1 + m_2} \quad \text{gesucht } m_2 ?$$

Gesucht ist die Menge an Kondensat m_2 , welche in den Behälter einströmen muss damit die Mischtemperatur \bar{T}_M wieder 35°C erreicht.

$$m_2 = m_1 \frac{\bar{T}_1 - \bar{T}_M}{\bar{T}_M - \bar{T}_2} \quad [^\circ\text{C}]$$

Da es sich um eine Temperaturdifferenz handelt, braucht die Temperatur nicht in °K umgerechnet zu werden.

$$m_2 = 5000 \text{ kg} \frac{25^\circ\text{C} - 35^\circ\text{C}}{35^\circ\text{C} - 85^\circ\text{C}}$$

$$m_2 = 5000 \text{ kg} * 0,2$$

$$m_2 = 1000 \text{ kg}$$

Vereinfacht wurde hier auch, dass die Dichte von Wasser gleich 1000kg/m³ beträgt.

Bestimmung der Wärmedehnung einer Rohrleitung

Im Kapitel Wärmedehnung sind ausführlich einige Probleme der Wärmedehnung beschrieben. In einem Rechenbeispiel wurde die Wärmedehnung mit Hilfe einer Tabelle ermittelt, in welcher die Längenänderungen in Abhängigkeit zur Temperatur aufgeführt sind.

Will man die Längenänderung rechnerisch ermitteln, die ein Rohrleitungskompensator aufnehmen soll, so könnte man auch eine einfache Formel benutzen:

$$LÄ = \frac{L_{FP} \cdot dT \cdot T_k}{100} \quad (\text{mm})$$

LÄ = Längenänderung = gesucht

LFP = Rohrlänge zwischen den Festpunkten = 20 m

dT = Temperaturdifferenz = 170°C – 20°C = 150°C

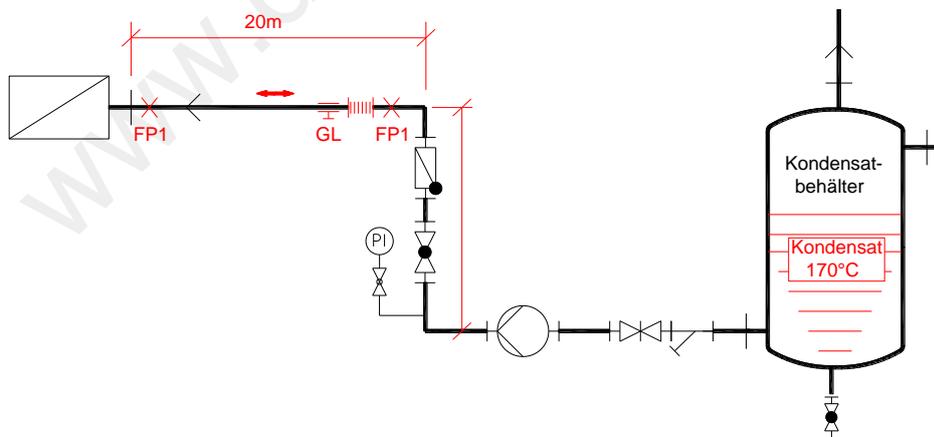
T_k = Temperaturkonstante = 1,2

Tabelle Temperaturkonstante:

Temperatur	Rohre ST	Rohre VA
0 - 200°C	1,2	1,7

Die beiden Werte lassen sich leicht merken.

Beispiel: Eine Kondensatpumpe soll mit Hilfe eines Kompensators vor Schäden bzw. unzulässigen Spannungen durch Wärmedehnung geschützt werden. Dazu soll ein Kompensator angefragt werden. Welche **Längenänderung** muss der Kompensator aufnehmen?



Berechnung:

$$LÄ = \frac{L_{FP} * dT * T_k}{100} \text{ (mm)}$$

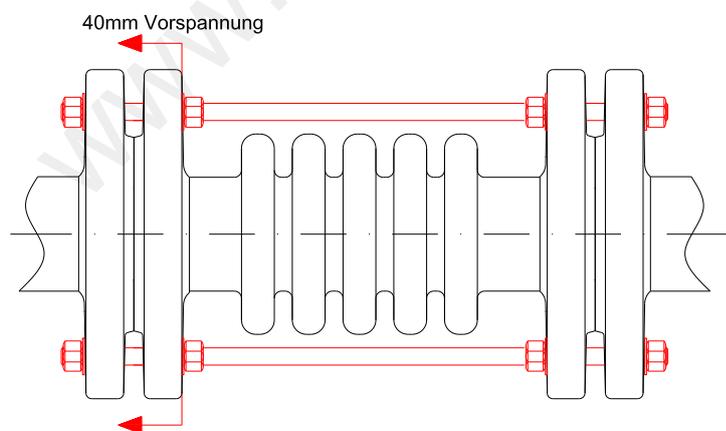
LÄ = Längenänderung	= gesucht
LFP = Rohrlänge zwischen den Festpunkten	= 20m
dT = Temperaturdifferenz	= 170°C – 20°C = 150°C
Tk = Temperaturkonstante	= 1,2

$$LÄ = 36\text{mm}$$

Der Kompensator müsste auf eine Längenänderung der Rohrleitung von 40 mm (36 mm aufgerundet) ausgelegt werden.

Entsprechend der Tabelle zur Rohrdehnung auf Seite 3 des Kapitels zu Wärmedehnung, würde man auch den Wert von ca. 40 mm ermitteln. Aber Achtung, in dieser Tabelle ist die Längenänderung bei einer bestimmten Temperatur und nicht bei einer Temperaturdifferenz aufgeführt.

Hinweis: Der Kompensator muss mit Vorspannung montiert werden, da dieser bei Ausdehnung der Rohrleitung „gedrückt“ wird. D.h., im kalten Zustand ist der Kompensator dann 40 mm länger. Die Vorspannung kann je nach Nennweite des Kompensators mit Hilfe von zwei oder mehr Gewindestangen erreicht werden. Eine andere Möglichkeit wäre, daß der Flansch von der Rohrleitung mit einem Abstand von 40 mm zum Flansch des Kompensators montiert wird. Danach kann mit entsprechend langen Schrauben der Flansch des Kompensators zum Rohrleitungsflansch gezogen werden. Ein Gleitlager vor dem Kompensator bewirkt, daß der Kompensator immer senkrecht d.h., in Rohrachse belastet wird und dieser nicht abknickt.



Auslegung Kondensatpumpe und Niveauregelventile

Im Kapitel zu den Kondensatpumpen wurde ausführlich die Auslegung einer Kondensatpumpe erklärt. In diesem Beispiel soll das erworbene Wissen noch einmal gefestigt werden.

Problem: Ein Wärmetauscher, welcher in einer Höhe von ca. 15 m montiert wurde, soll mit Kondensat beheizt werden. Das Kondensat strömt anschließend in einen Behälter mit Innendruck.

Ausgangslage:

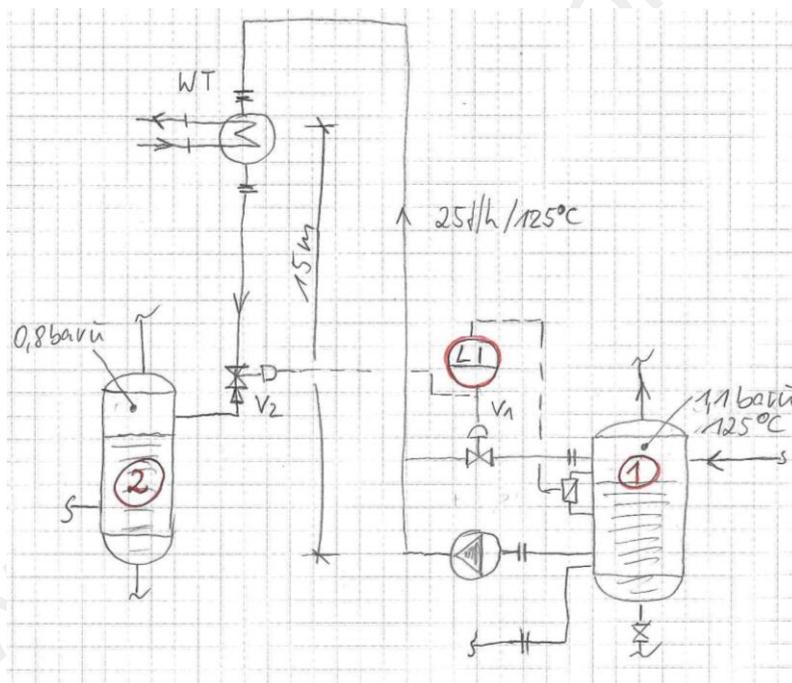
Geodätischer Höhenunterschied zwischen Pumpe und WT ca. 15 m

Pumpe an Kondensatbehälter (1) angeschlossen, im Behälter 1,1 barü / 125°C

Benötigte Kondensatmenge zum Beheizen des WT ca. 25 t/h (Auslegung, wie in Kapitel zu WT beschrieben)

Kondensat fließt anschließend in Behälter (2) mit Innendruck von 0,8 barü

Zunächst ist eine einfache Skizze wie immer sehr hilfreich.



Wie im Kapitel zu den Kondensatpumpen beschrieben, sollte an einer Pumpenstation auch ein Trockenlaufschutz installiert werden. Dies ließe sich mit Hilfe einer Niveauregelung realisieren.

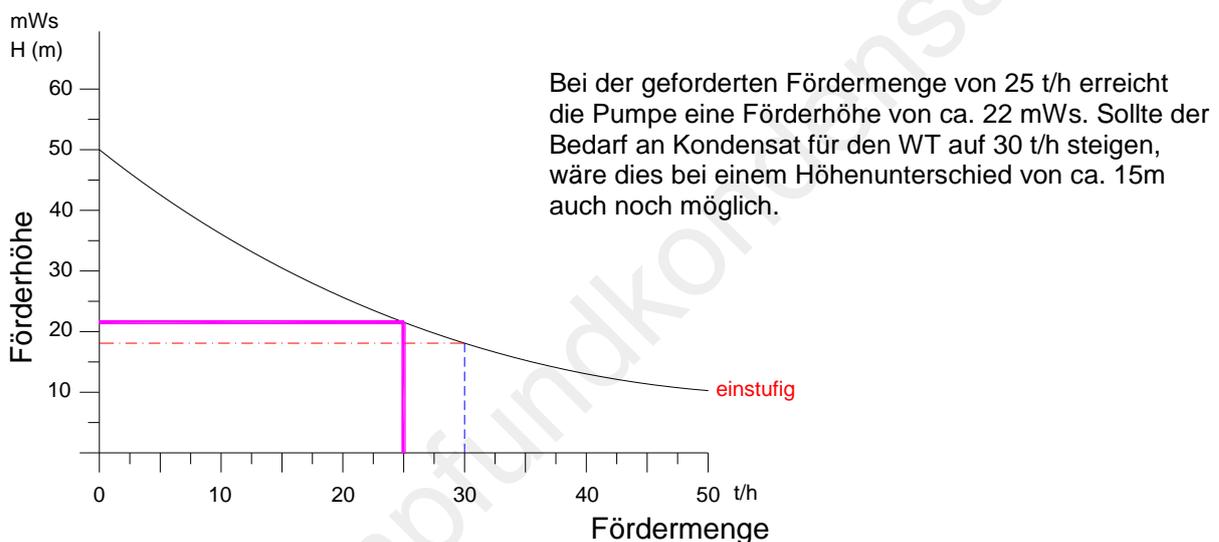
Somit wären die wichtigsten Anlagenkomponenten aufgeführt. Die Regelventile V1 und V2 übernehmen mit dem Niveautransmitter und dem Niveauregler die Aufgabe des

Trockenlaufschutzes / der Niveauregelung (siehe auch Kapitel zu Regelventilen und Kondensatpumpen). Anstelle von Regelventil V1 wäre es auch denkbar, eine Lochblende oder ein Überströmventil zu montieren. Dazu später mehr.

Zunächst erfolgt die Pumpeauslegung

Es steht noch eine Seitenkanalpumpe im Lager. Mit den Angaben auf dem Typenschild kann man sich im Pumpenkatalog vom Hersteller über die Pumpe informieren.

Auf Grund der Typenbezeichnung der Pumpe ...-01 handelt es sich um eine einstufige Pumpe. Entsprechend der Kennlinie der Pumpe (siehe Kapitel Kondensatpumpen) könnte die Pumpe bei einer Förderhöhe von 15 Meter die benötigten 25 t/h Kondensat fördern. Diese Pumpe könnte man verwenden. Nach der ersten groben Auswahl sollte man nun die Förderhöhe der Pumpe genauer bestimmen.



Die Bestimmung der wirklichen Förderhöhe der Pumpe ist nicht schwierig und wurde schon im Kapitel zu den Kondensatpumpen ausführlich beschrieben. Bei der Ermittlung der Förderhöhe geht es nur darum herauszufinden, welche Verluste an Höhe, Rohrreibungsverluste und Verluste durch Rohreinbauten der Pumpe entgegen wirken. Entweder wird die Förderhöhe bzw. werden die Verluste genau berechnet, oder mit Erfahrungen aus dem „Bauch heraus“ abgeschätzt.

Der geodätische Höhenunterschied:

Der Wärmetauscher befindet sich in einer Höhe von ca. 15 Meter über der Pumpe. Der geodätische Höhenunterschied beträgt demnach 15 Meter.

Die Verluste durch Rohrreibung und Armaturen:

Die Verminderung der Förderhöhe der Pumpe auf Grund von Druckverlusten entsteht zum einen durch die Rohrleitung und zum anderen durch Rohreinbauten.

Gesamtdruckverlust = Druckverlust Rohr + Druckverlust Rohreinbauten

Die neu zu verlegende Rohrleitung, welche Pumpe, Wärmetaucher und Behälter verbinden soll, ist ca. 30 m lang und es müssten 6 Stck. Rohrbögen 90° montiert werden.

Die Rohrleitung hätte eine Nennweite DN80 (30 t/h – 1,6m/s, *siehe Kapitel zu Rohrleitungen*)

Mit Erfahrungen stellt sich folgendes Bauchgefühl ein: „...Nur 6 Stck. Rohrbögen..., die Strömungsgeschwindigkeit im Rohr ist OK..., Verlust von 2 Meter Wassersäule der Förderhöhe der Pumpe müsste reichen...“.

Hat man einen Chef, der alles ganz genau wissen will, so müsste man ungeachtet der bisher guten Erfahrungen den Druckverlust in der Rohrleitung sowie den Druckverlust durch Rohreinbauten bestimmen. (Der Verfasser hat noch nie Einzeldruckverluste bzw. Druckverluste einer Rohrleitung zur Pumpenauslegung berechnet und hatte durch diese Nichtbeachtung auch noch keine Probleme.)

Deshalb nur ganz kurz zur Information für jene, die es wirklich genauer wissen wollen:

Den Druckverlust der Rohreinbauten erhält man, wenn man die Zeta-Werte (Widerstandszahlen) der Rohrformstücke und eventueller Armaturen in der Rohrleitung addiert und damit den Druckverlust berechnet. Das fängt kompliziert an, weil man aus einem Nachschlagewerk die richtigen Widerstandszahlen herausuchen müsste. (*siehe auch im Anhang*)

Bei einem Rohrbogen 90° wäre dies der Wert 0,16.

Die Formel zur Ermittlung des Druckverlustes durch Rohreinbauten ist

$$\Delta P_v = \zeta * \rho * V/2 \quad \zeta - \text{Summe Zeta Werte}$$

Übersetzt heißt die Formel: Der Druckverlust ergibt sich aus der Summe der Zeta-Werte multipliziert mit der Dichte des strömenden Mediums und multipliziert mit der Hälfte der Strömungsgeschwindigkeit.

Die Formel sieht schwierig aus, ist sie aber nicht. Hat man erst einmal die richtigen Zeta-Werte für die Rohrformstücke gefunden und addiert, so wird nur noch die Dichte benötigt, da die Strömungsgeschwindigkeit schon bei der Auslegung der Rohrleitung ermittelt wurde. Damit man eine Einheit des Druckes erhält, muss die Geschwindigkeit von m/s in m/h umgerechnet werden.

Für die Rohrleitung sieht die Formel ähnlich aus.

Formel: $\Delta P_v = \lambda * L/D * V/2$ λ – (Lamda) Rohrreibungszahl

Die Lamda-Zahl ist von der Reynolds-Zahl der Strömung und von der Rauigkeit der Rohrleitung abhängig (*Reynolds-Zahl siehe Kapitel Theorie*). Die Formel beschreibt die Abhängigkeit des Druckverlustes vom Rohrmaterial bzw. der Rohrrauigkeit, der Rohrgeometrie sowie der Geschwindigkeit in der Rohrleitung.

Addiert man nun die Ergebnisse aus beiden Formeln so erhält man den Gesamtdruckverlust.

Förderhöhe etwas schneller und ohne größeren Rechenaufwand ermittelt:

Geodätischer Höhenunterschied: 15 m

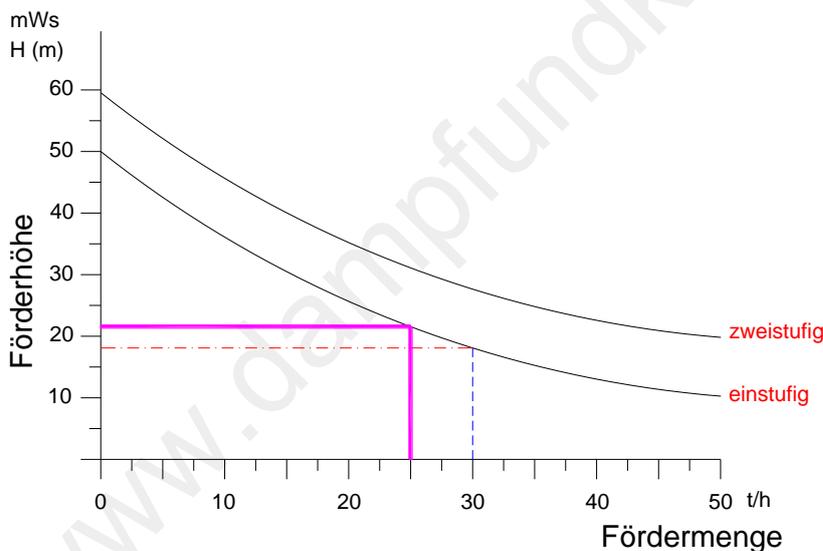
Druckverlust Rohrleitung: 1 m (geschätzt)

Druckverlust Armaturen/Rohreinbauten: 1 m (geschätzt)

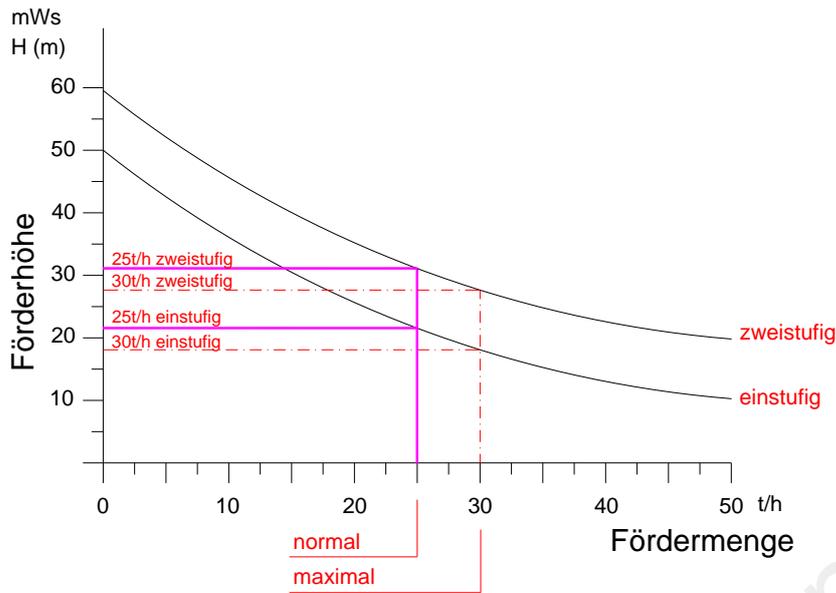
Nichts vergessen? Was ist eigentlich mit dem Druck von 0,8 barü im Behälter 2?

Dieser wirkt der Pumpe eigentlich entgegen. Würde die Pumpe direkt in den Behälter fördern, so müsste die Pumpe eine Förderhöhe von 8m Ws leisten (überwinden). Wie ist das aber zu bewerten, dass die Pumpe zunächst den Wärmetauscher in 15m Höhe mit Kondensat versorgt und anschließend das Kondensat im „freien Fall“ zum Behälter strömt? Gar nicht. Der Druck im Behälter in Förderhöhe umgerechnet, ist nicht größer als die Montagehöhe des Wärmetauschers. Ist das Kondensat erst einmal am Wärmetauscher braucht die Pumpe keine Arbeit mehr zu leisten, um in den Behälter zu fördern. Das Kondensat würde auch ohne Pumpe trotz Gegendruck vom Wärmetauscher in den zweiten Behälter strömen.

Ergebnis: Damit das Kondensat zum Wärmetauscher gepumpt werden kann, müsste die Pumpe eine Förderhöhe von 17 mWs (mWs - Meter Wassersäule) erreichen.



Bei einer erforderlichen Fördermenge von 25 t/h wäre die Pumpe geeignet. Was aber, wenn der Bedarf an Kondensat auf Grund von Verschmutzung des Rohrbündel-WT auf 30 t/h ansteigt? Auch dann wäre die Pumpe **gerade noch** ausreichend. Besser (betriebssicherer) wäre es aber, nun die Pumpe mit einer zusätzlichen Stufe ausrüsten zu lassen, damit auch die 30 t/h Kondensat gefördert werden können.

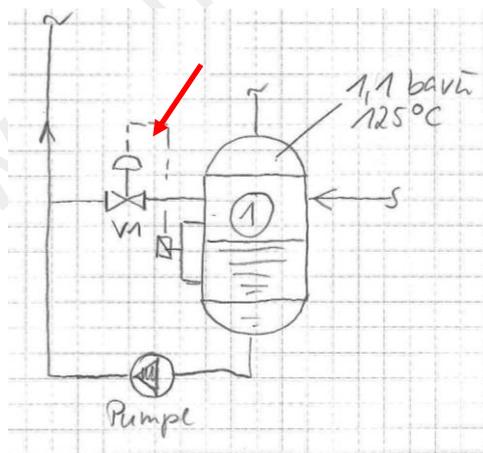


Um bei allen Bedingungen den Wärmetauscher mit ausreichend Kondensat versorgen zu können, wird eine zweistufige Pumpe gewählt. Entweder der Hersteller der Pumpe kann eine zusätzliche Druckstufe bei der vorh. Seitenkanalpumpe montieren, oder es müsste eine neue Pumpe beschafft werden.

Somit ist die Auslegung der Pumpe hinsichtlich der Förderhöhe und Fördermenge beendet.

Auslegung der Regelventile:

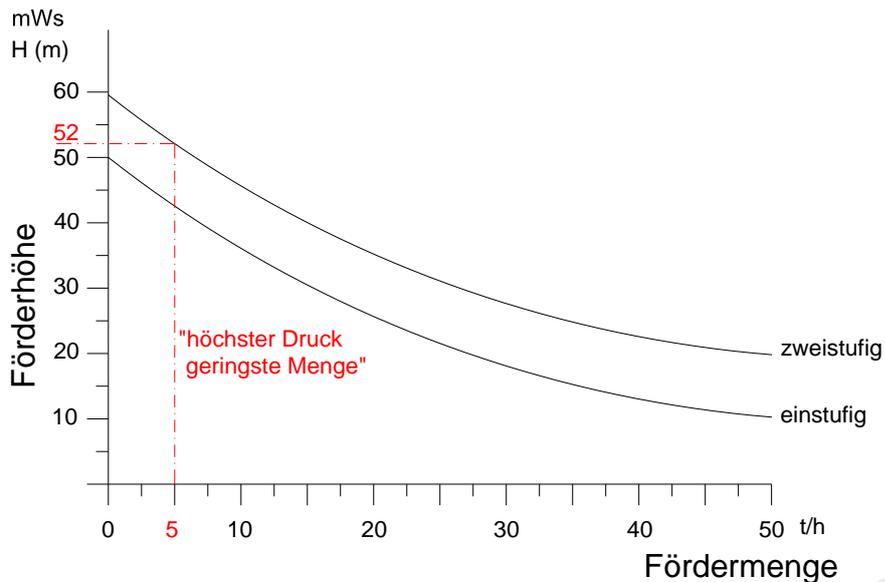
Ermittlung Kv-Wert Ventil V1:



Dieses Ventil wird nach dem Prinzip „Höchster Druck - Geringste Menge“

ausgelegt. Aber welcher Druck und welche Menge?

Damit ist der Druck von der Pumpe bei geringer Fördermenge gemeint.



In der Grafik oben ist der Betriebspunkt zu „Höchster Druck – Geringste Menge“ markiert. Dabei wird nicht der ganz linke Punkt in der Kennlinie genommen. Bei einer Fördermenge von 5 t/h hätte die Pumpe eine Förderhöhe von 52 mWs. Mit diesen beiden Angaben lässt sich das Regelventil dimensionieren (*Auslegung Regelventil siehe auch Kapitel zu Regelventil*).

Daten Medium:

Druck vor dem Regelventil: P1= Druck Pumpe + Druck im Behälter 1
Druck hinter dem Regelventil: P2= Druck im Behälter 1
Menge, die durch das Ventil strömen soll: M = Menge Pumpe

Druck vor dem Regelventil: P1= 5,2 + 1,1 = 6,3 barü
Druck hinter dem Regelventil: P2= 1,1 barü
Menge, die durch das Ventil strömen soll: M = 5000 kg/h

Rechnerische Ermittlung des Kv-Wertes:

Formel für Medium Wasser/Kondensat

$$K_v = \frac{M}{\sqrt{1000 \cdot \rho \cdot \Delta p}}$$

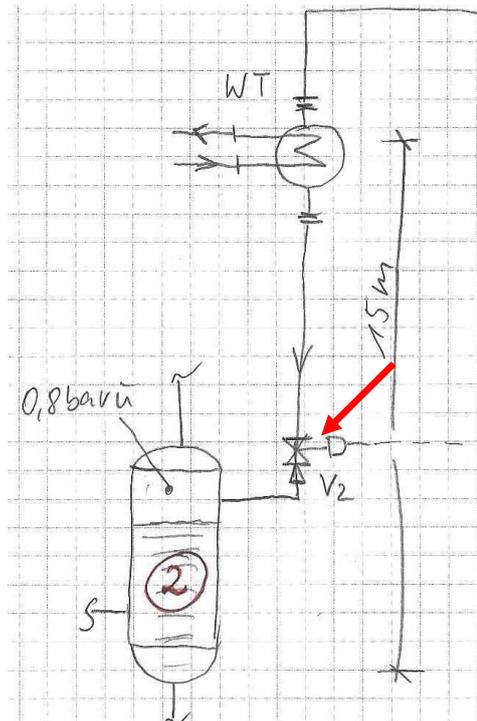
M = zu regelnder Mengendurchfluß in kg/h
 ρ = Dichte Kondensat in kg/m³
 Δp = Druckverlust (P1 – P2) in bar

Die Dichte des Wassers oder des Kondensats lässt sich in Abhängigkeit von der Temperatur in entsprechenden Fachbüchern nachschlagen oder es wird als Dichte einfach der Wert 1000 kg/m³ angenommen (*siehe Tabelle im Anhang*).

Kv = 2,2 Kvs = 2,7

Hinweis: Will man Kosten sparen, wäre auch der Einsatz einer Lochblende oder eines Überströmventils an der Stelle V1 möglich. Die Lochblende müsste man sich vom Hersteller der Pumpe auslegen lassen. Der Ansprechdruck des Überströmventils (ähnlich Sicherheitsventil) wäre 5,2 barü und der Durchsatz durch die Armatur würde 5000 kg/h betragen. Funktioniert auch.

Ermittlung Kv-Wert Ventil V2:



Die Pumpe fördert Kondensat mit einem Druck von 1,1 barü und einer Temperatur von 125°C zum Wärmetauscher und anschließend durch das Regelventil V2 in den Behälter Nr.2. Im Behälter besteht ein Druck von 0,8 barü.

Ist der Wärmetauscher richtig ausgelegt und bleiben die Wärmetauscherrohre sauber (*siehe Kapitel zu Wärmetauscher*), so wird sich das Kondensat unter 100°C abkühlen. Das bedeutet, dass hinter dem Ventil V2 **keine Nachverdampfung** zu erwarten ist. Das Problem der Nachverdampfung muss berücksichtigt werden. Für alle Fälle sollte das Regelventil V2 möglichst dicht an den Behälter montiert werden. Hinter dem Regelventil die Rohrleitung am besten eine Nennweite größer bis zum Behälter verlegen. Bei 25 t/h Kondensat und einer Bildung von nur 1% Nachverdampfung entstehen 250 kg/h Dampf. Das könnte zu Problemen mit der Niveauregelung führen (*siehe dazu ausführlich Kapitel zur Nachverdampfung*).

In der weiteren Berechnung wird davon ausgegangen, dass es zu keiner Nachverdampfung kommt.

Daten Medium:

Druck vor dem Regelventil: $P_1 = \text{Druck Pumpe} + \text{Druck Wassersäule von WT}$
Druck hinter dem Regelventil: $P_2 = \text{Druck im Behälter 2}$
Menge, die durch das Ventil strömen soll: $M = \text{Menge Pumpe}$

Druck vor dem Regelventil: $P_1 = 3,1 + 1,5 = 4,6 \text{ barü}$
Druck hinter dem Regelventil: $P_2 = 0,8 \text{ barü}$
Menge, die durch das Ventil strömen soll: $M = 25000 \text{ kg/h (Normalzustand)}$

Rechnerische Ermittlung des Kv-Wertes:

Formel für Medium Wasser/Kondensat

$$K_v = \frac{M}{\sqrt{1000 \cdot \rho \cdot \Delta p}}$$

M = zu regelnder Mengendurchfluß in kg/h
 ρ = Dichte Kondensat in kg/m³
 Δp = Druckverlust ($P_1 - P_2$) in bar

Die Dichte des Wassers oder des Kondensats lässt sich in Abhängigkeit von der Temperatur in entsprechenden Fachbüchern nachschlagen oder es wird als Dichte einfach der Wert 1000 kg/m³ angenommen (siehe Tabelle im Anhang).

$K_v = 12,8$ $K_{vs} = 15,4$

Da die Niveauregelung bei allen Betriebszuständen funktionieren soll, müsste man jetzt noch den Kv-Wert des Regelventils bei einem Durchsatz von 30 t/h errechnen. Die Förderhöhe der Pumpe würde sich dann aber auf ca. 27 mWs (2,7 barü) verringern. (Druck vor Ventil: $2,7 + 1,5 = 4,2 \text{ barü}$)

Fertig!

Nachbetrachtung: Wer mitgedacht hat, wird sich nun generell die Frage stellen, warum bei einem Druck von 1,1 barü im Behälter 1 eine zweistufige Pumpe gewählt wurde. Bei einem Druck von 1,1 barü würde das Kondensat ganz ohne Pumpe knapp 11 Meter Höhenunterschied überwinden. Eine kleine Pumpe müsste dann noch die fehlenden 5 Meter Wassersäule (0,5 barü) erzeugen. Würde es sich nicht um Kondensat mit einer Temperatur von 125°C handeln sondern um kaltes Wasser, so wäre dies auch richtig. Dann könnte man eine kleine Pumpe mit einer Förderhöhe von 10 Meter Wassersäule verwenden. Bei Kondensat muss aber die Nachverdampfung auf Grund von Druckreduzierung berücksichtigt werden. Am Wärmetauscher muss mindestens der gleiche Druck herrschen wie unten im Behälter. Ansonsten kommt es zur Dampfbildung und damit verbunden zu einer Vergrößerung der Strömungsgeschwindigkeit in der Rohrleitung kurz vor dem Wärmetauscher. Besonders bei Wärmetauschern mit geringer Wanddicke der WT-Rohre führt diese hohe Strömungsgeschwindigkeit zu Schäden (siehe auch Kapitel zu Nachverdampfung und Kapitel Aus Schaden wird man klug...).