

Wärmeübertragung : Heizen und Kühlen

1 Einleitung

2 Grundlagen

2.1 Wärmeleitung in A. Schönbacher, Thermische Verfahrenstechnik, S. 124-154

2.2 Wärmekonvektion in A. Schönbacher, Thermische Verfahrenstechnik, S. 154-157

2.3 Wärmeübergang in A. Schönbacher, Thermische Verfahrenstechnik, S. 157-182

2.4 Wärmeübergang bei Änderung des Aggregatzustandes

2.4.1 Verdampfung

2.4.2 Kondensation

2.5 Wärmestrahlung in A. Schönbacher, Thermische Verfahrenstechnik, S. 182-214

3 Technischer Wärmetransport

3.1 Wärmeaustauscher (Wärmeübertrager-) -Typen

3.1.1 Doppelrohr- und Rohrbündelwärmeaustauscher

3.1.2 Rohrbündelaustauscher als Verdampfer und Kondensatoren

3.1.3 Rippenrohrwärmeaustauscher

3.1.4 Rieselwärmeaustauscher

3.1.5 Platten- und Spiralwärmeaustauscher

3.1.6 Wärmeaustausch bei Rührkessel

3.1.7 Film- oder Dünnschichtwärmeaustauscher

3.1.8 Apparate mit direktem Wärmeaustausch

3.1.9 Wärmeträger

3.1.9.1 Gase (Wälzgas)

3.1.9.2 Flüssigkeiten und Dämpfe

3.1.9.3 Feststoffe (Regeneratoren)

3.2 Dimensionierung von Wärmeaustauschern

3.2.1 Stromführung

3.2.2 Wärmebilanz und grafische Ermittlung der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz (→ TC I 6/7)

- 3.2.3 Herleitung der mittl. logarithmischen Temp.differenz (TC I 6/7)
- 3.2.4 Berechnungsgang zur Ermittlung der Austauschfläche beim Entwurf (Bemessung) eines Wärmeaustauschers
- 3.3 Verdunstungskühlung (Rückkühlwerke)
 - 3.3.1 Prinzip
 - 3.3.2 Bauarten von Kühltürmen
 - 3.3.3 Wärmebilanz und relativer Luftbedarf (Luftzahl)

1 Einleitung

Heizen und Kühlen gehören zu den thermischen Grundverfahren (Grundoperationen) (—→ TC II/10) und umfassen insbesondere:

Verdampfen, Kondensieren, Verdunsten (Sublimieren)

stationärer Wärmetransport: dT/dx bzw. ΔT : zeitunabhängig

instationärer Wärmetransport: dT/dx bzw. ΔT : $f(t)$, kompliziert
(2. Fourier-Gesetz), z.B. $T(t)$,
Aufheizen oder Abkühlen von
Körpern.

Arten des Wärmetransports:

- Wärmeleitung - - - - -
 - freie und erzwungene Wärmekonvektion
 - Wärmeübergang ohne u. mit Änderung des Aggregatzustands - - - - -
 - Wärmestrahlung
- } Wärmedurchgang

Zweck von Heizen und Kühlen:

- Einstellen erwünschter Temperaturen fester, flüssiger, oder gasförmiger Stoffe
- Zu- bzw. Abfuhr der Reaktionsenthalpie

Indirekter Wärmeaustausch (WA):

Wärmeaustauschende Fluide sind durch wärmeleitende Wände voneinander getrennt:

1. Erhalt des Aggregatzustandes, zwischen:

- Gas / Gas
- Flüssigkeit / Flüssigkeit
- Gas / Flüssigkeit

2. Änderung des Aggregatzustands, zwischen:

- kondensierender Dampf / Gas oder Flüssigkeit
- kondensierender Dampf / verdampfende Flüssigkeit
- verdampfende Flüssigkeit / Gas oder Flüssigkeit —→ Siedekühlung oder Verdampfungskühlung

Direkter Wärmeaustausch (WA):

Direkter Kontakt zwischen den wärmeaustauschenden Fluiden oder Feststoffen:

1. Beheizen oder Kühlen von Feststoffen, durch:

- Verbrennungsgase fester, flüssiger, gasförmiger Brennstoffe oder Kühlgase
- Elektrowärme
- Strahlungsheizung
- Plasmabrenner

2. Regeneratoren

zum WA zwischen 2 Gasen durch period. Aufheizen und Abkühlen ruhender Wärmespeichermassen

3. Umlaufende Wärmeträger

gas- oder dampfförmige Fluide oder körnige Feststoffe, die kontinuierlich umlaufen

4. Verdunstende Flüssigkeit / Gas → Verdunstungskühlung

Rückkühlung von Kühlwässern in Kühltürmen mit aufsteigender Luft

5. Kontaktieren von

- Schüttgütern mit Fluiden
- Fluiden mit Fluiden
- Einblasen von Dampf in wässrige Lösungen

2 Grundlagen

2.4 Wärmeübergang bei Änderung des Aggregatzustandes

2.4.1 Verdampfung

Die Erfassung des Wärmeübergangs ist hier wie bei allen Mehrphasensystemen (z.B. Wirbelschicht, Blasensäule) besonders schwierig. Bei der Verdampfung tritt noch eine zusätzliche Schwierigkeit auf: der Einfluß der Oberflächenbeschaffenheit der Heizwand durch die der Flüssigkeit die Verdampfungswärme zugeführt wird. An bestimmten Keimstellen der Heizwandoberfläche bilden sich kleine Dampfbläschen, die bis zu einer bestimmten Größe anwachsen (≈1mm bei Wasser, 1 bar), sich dann ablösen und in der Flüssigkeit aufsteigen. Da die Verdampfungswärme aus der Umgebung (d.h. Flüssigkeit) der Dampfblase nachgeliefert wird, hat folglich die Flüssigkeit eine etwas höhere Temperatur als die Dampfblase.

2. Blasenverdampfung: tritt bei zunächst relativ kleiner Anzahl von Keimstellen ein; wird jedoch $T_w - T_s$ größer, dann wird die Frequenz der Blasenbildung und die Zahl der Keimstellen so groß, daß durch die aufsteigenden Dampfblasen eine Rührwirkung der Flüssigk. zustande kommt, wodurch α zunimmt. α nimmt auch deshalb stark zu, weil die Wärmeaustauschfläche (Summe der Wandflächen aller Blasen) stark vergrößert wird und weil die Phasengrenzschicht dünner wird infolge der Bewegungen der Dampfblasen \Rightarrow Maximum von α \Rightarrow dieser Bereich wird in der Technik angestrebt
3. instabile Filmverdampfung: Dampfblasen entstehen so dicht nebeneinander, daß Heizfläche teilweise, an wechselnden Orten mit einem Dampf Film überzogen, d.h. von der Flüssigkeit getrennt (isoliert) ist \Rightarrow α wird kleiner.
4. stabile Filmverdampfung: die Dampfblasen bilden einen geschlossenen, die gesamte Heizfläche bedeckenden Dampf Film, infolge der begrenzten Aufstiegsgeschw. u_b der Dampfblasen \Rightarrow α bleibt const.
5. Verdampfung durch Wärmestrahlung: bevor das Wandmaterial der Heizfläche zerstört wird (Durchbrennen) tritt oft eine Wärmeübertragung durch Strahlung zwischen Heizfläche und Flüssigkeit auf \Rightarrow α nimmt wieder zu.

Bemerkung zu Gl.(1)

Wegen $\alpha = f(T_w - T_s)$ nimmt natürlich \dot{Q}_A stärker mit $T_w - T_s$ zu als α allein.

Verdampfung gehört zu den ältesten therm. Grundoperationen: trotzdem ist ihre Berechnung noch recht unsicher.

2.4.2 Kondensation

Ebenso wie bei der Verdampfung treten auch bei der Kondensation Diskontinuitäten an der Phasengrenzfläche auf, die α stark beeinflussen:

- Strömungsvorgänge in unmittelbarer Wandnähe werden verändert
- neben der fühlbaren Wärme muß noch die Kondensationswärme abtransportiert werden
- Eigenschaften der festen Wand-Oberfläche und Verunreinigungen des Kondensats (d.h. Benetzungseigenschaften) spielen eine große Rolle.

Nach der Nußelt'schen Wasserhauttheorie berechnet sich für langsam strömenden, inertgasfreien Wasserdampf bei laminarem Wasserfilm der mittlere Wärmeübergangskoeff. $\bar{\alpha}$ zu:

$$\bar{\alpha} = 0.943 (h \Delta \vartheta)^{-1/4} \left[\frac{\lambda_l^3 \rho_l^2 g \Delta H_{v,l}}{\eta_l} \right]^{1/4} \quad (2a)$$

und für einen turbulenten Wasserfilm:

$$\bar{\alpha} = 0.003 (h \Delta \vartheta)^{1/2} \left[\frac{\lambda_l^3 \rho_l^2 g}{\eta_l^3 \Delta H_{v,l}} \right]^{1/2} \quad (2b)$$

$\Delta H_{v,l}$: Verdampfungsenthalpie des Wassers l

h : Höhe der Kühlfläche

$\lambda_l, \rho_l, \eta_l$: Stoffeigenschaften von Wasser

Bemerkungen zu Gln.(2)

1. Verlängerung des Kühlrohrs, d.h. Zunahme von h , bewirkt bei laminarem Zustand eine Abnahme von $\alpha \sim h^{-1/4}$, weil Flüssigkeitsfilm dicker wird
2. Verlängerung des Kühlrohrs bewirkt bei turbulentem Zustand eine Zunahme von $\alpha \sim h^{1/2}$ infolge turbulentem Abbau der Filmdicke

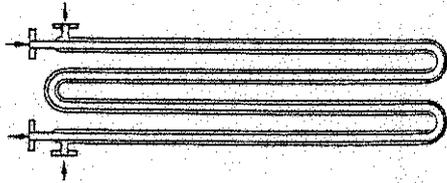
Ob der Flüssigkeitsfilm laminar oder turbulent herabläuft, hängt insbesondere von der Flüssigkeitsmenge $\sim h \Delta \vartheta$ ab \Rightarrow Wasserfilm dann turbulent, wenn gilt:

$$h \Delta \vartheta > 2680 \frac{\Delta H_{v,l} \eta_l^{5/3}}{\lambda_l \rho_l^{2/3} g^{1/3}} \quad (2c)$$

Enthalten die zu kondensierenden Dämpfe nicht kondensierbare Gase (z.B. Inertgase), dann bildet sich ein wärmeisolierendes Inertgaspolster $\Rightarrow \alpha$ nimmt stark ab, z.B. bei 1% N_2 in Satttdampf fällt α auf $0.4 \alpha_{\text{Satttdampf, rein}}$ \Rightarrow Abführung dieser Inertgase durch Entlüftungsleitungen.

3 Technischer Wärmetransport

3.1.1 Doppelrohr- und Rohrbündelwärmeaustauscher



meist für kleine Durchsätze, für hohe Drücke, Fluide mischen sich nicht miteinander, großer Platzbedarf

Abb. 3 Doppelrohrwärmeaustauscher

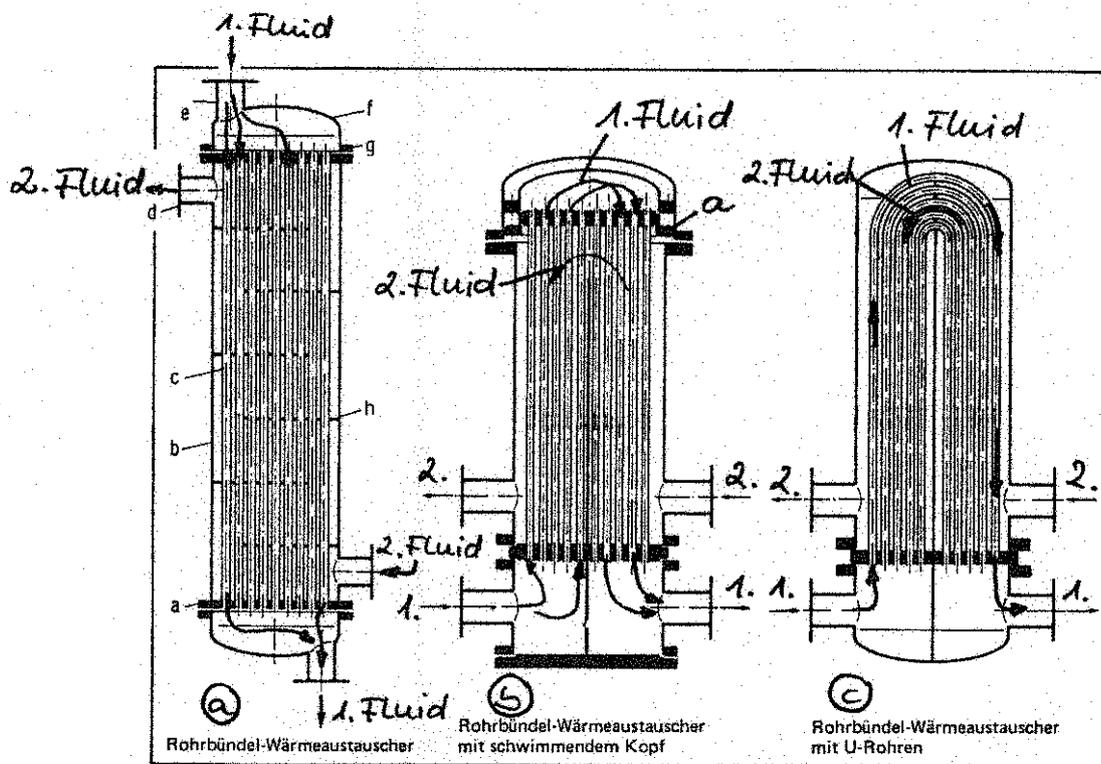


Abb 4:
 Rohrbündel-Wärmeaustauscher
 a) Rohrboden; b) Mantel; c) Innenrohr; d) Mantelstützen; e) Haubenstützen; f) Haube; g) Apparateflansch; h) Umlenksegment.

Das 1. Fluid (meist Kühlflüssigk. oder verdampfende Flüssigkeit) strömt über Haubenstützen (Abb. 4 a) durch die Innenrohre. Durch die leichter zu reinigenden Innenrohre sollte möglichst das Fluid strömen, das mehr zu Ablagerungen neigt. Das 2. Fluid (meist abzukühlendes Fluid oder zu kondensierende Dämpfe) strömt über Mantelstützen innerhalb des Mantels um die Innenrohre. Zum besseren Wärmeaustausch sind im Mantelraum Umlenksegmente (Schikanebleche) senkrecht zur Strömungsrichtung angeordnet.

Strömungsgeschw. u soll mögl. hoch sein, da $\alpha = f(u)$ und erforderliche Austauschfläche A damit ebenfalls abhängig von u : $u_g \approx 8$ bis 20 m/s, $u_\ell \sim 0.5$ bis 2 m/s, Gleich-, Gegen- und Kreuzstrombetrieb möglich.

Dehnungsausgleich: für $\Delta T > 20^\circ\text{C}$ zwischen den beiden Fluiden, macht sich unterschiedl. Ausdehnung von Innenrohren u. Mantel bemerkbar \Rightarrow Abhilfe durch

- Kompensatoren, z.B. Mantelstopfbuchsen oder Tauchrohre
- Schwimmkopf (Abb. 4 b): Rohrboden am Kopf ist frei beweglich
- U-Rohre (Abb. 4 c): jedes U-Rohr kann sich individuell ausdehnen, jedoch Probleme mit Reinigung der Innenrohre

Werkstoffe: mögl. Stahl (λ_s groß); für aggressive Fluide auch NE-Metalle, Graphit oder Kunststoffe (λ_s klein)

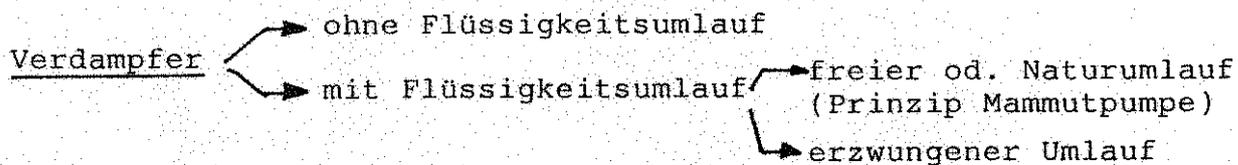
Anwendungsfall <u>Fluid I / Fluid II</u>	Wärmedurchgangskoeffizient $k \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \right]$
Gas/Gas (Normaldruck)	5- 30
Gas/Gas (Normaldruck, Doppelrohr)	20- 60
Gas/Gas (Hochdruck)	150- 500
Flüssigkeit/Gas (Normaldruck)	15- 70
Flüssigkeit/Flüssigkeit	150-1200
Flüssigkeit/Flüssigkeit (Doppelrohr)	300-1400
Kondensierender Dampf/Flüssigkeit	300-3000

Tab. 7: Wärmedurchgangskoeffizienten für Rohrbündelwärmeaustauscher

Rohrbündelwärmeaustauscher (einschließlich als Verdampfer und Kondensatoren) sind weit verbreitet:

- p, T der Fluide erst durch Werkstoffeigenschaften beschränkt
- große Leistung
- leichte Reinigung
- einfache Konstruktion
- relativ geringe Investitionskosten
- große Betriebssicherheit

3.1.2 Rohrbündelaustauscher als Verdampfer und Kondensatoren



Das Heizregister (Verdampferrohrbündel) der Verdampfer wird stets von unten nach oben von der zu verdampfenden Flüssigkeit durchströmt

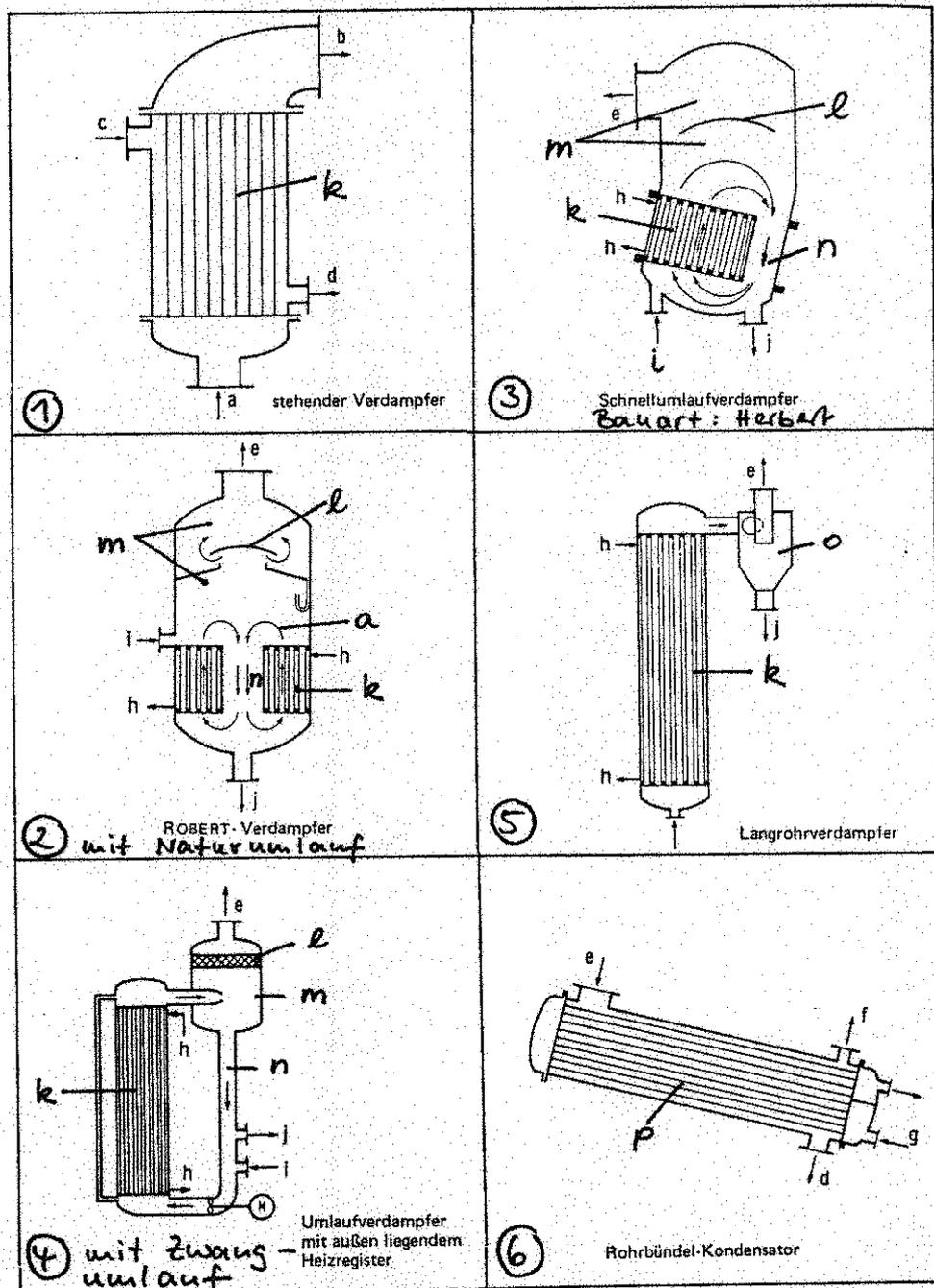


Abb. 5 Verdampfer und Kondensatoren. a) zu verdampfende Flüssigkeit; b) Dampf; c) Heizdampf; d) Kondensat; e) Brüden; f) Entlüftung; g) Kühlwasser; h) Heizmittel; i) Zulauf; j) Konzentrat; k) Heizregister; l) Prallabscheider; m) Brüdenraum; n) Fallrohr; o) Zyklonabscheider; p) Kühlregister

- ② In den engen Rohren des Heizregisters wird die verdampfende Flüssigkeit von entstandenen Dampfblasen schnell nach oben gefördert nach dem Prinzip der Mammutpumpe \Rightarrow durch Flüssigkeitsströmung und Rührwirkung der Dampfblasen wird α sehr verbessert. Die einzudampfende Lösung tritt mit bereits konzentrierter Lösung von unten in das meist mit Dampf beheizte Register ein. Für den Umlauf der Flüssigk. (Selbstumlauf) ist ein $\Delta T_{\min} \approx 10^\circ\text{C}$ zwischen Heizdampf und Siedeseite erforderlich. Zur Trennung der Brüden (Dämpfe) von Schaum und mitgerissenen Flüssigkeitstropfen ist ein Prallabscheider eingebaut. Auch geeignet für viskose Lösungen unter Vakuum (im Brüdenraum) sowie für Verdampfung von Lösungen, aus denen Salze ausfallen. Großer Platzbedarf, für Reinigung schlecht zugänglich.
- ③ besteht aus kurzen und weiten, schräg angeordneten Heiz- und Rücklaufrohren. Die Rücklaufrohre sind luftgekühlt außerhalb des Heizregisters angebracht; große spezifische Leistung, in der pharmazeutischen und Nahrungsmittelindustrie eingesetzt.
- ④ Heizregister und Rücklauf (Fallrohr) sind räumlich getrennt:
- leichter Ausbau des Heizregisters zur Reinigung und Reparatur
 - Erhöhung der Umlaufgeschw. durch Pumpe (erzwungener Umlauf) \Rightarrow viskose Flüssigkeiten erreichen bis 4 m/s in Heizregister-Rohren
 - Verdampfung im Brüdenraum unter dem Einfluß des hydrostatischen Druckes im Heizregister \Rightarrow dort setzen sich Salze weniger fest.
- ⑤ Verdampfer ohne Umlauf: die Lösung durchströmt die Siederohre nur einmal von unten nach oben mit hoher Geschw.. Der aufsteigende Dampf verteilt die Lösung als Kletterfilm oder reißt sie als Pfropfen mit nach oben $\Rightarrow \alpha$ groß, Verweilzeiten kurz \Rightarrow für temp.empfindliche, schäumende Lösungen, z.B. Fruchtsäfte, pflanzl. oder tierische Extrakte. Der Zyklonabscheider trennt die Flüssigkeit von den Brüden (Dämpfen).
- ⑥ Für die Ableitung nicht kondensierbarer Gase muß gesorgt werden, sonst bildet sich wärmeisolierendes Gaspolster. Gewellte Rohre im Kühlregister verbessern den Wärmeübergang erheblich. Durch die

konstante Kondensationswärme können auch temp.empfindliche Stoffe erwärmt werden. Auch zur Gewinnung von Dämpfen als Kondensat (ständig abzuführen) mit einem Kühlfluid, das z.B. verdampfende Flüssigkeit oder ein Kälteträger sein kann.

Verdampferanlagen

Die Wirtschaftlichkeit kann verbessert werden durch:

- Brüdenkompression, deren Kondensationswärme für die Verdampfung benutzt wird.

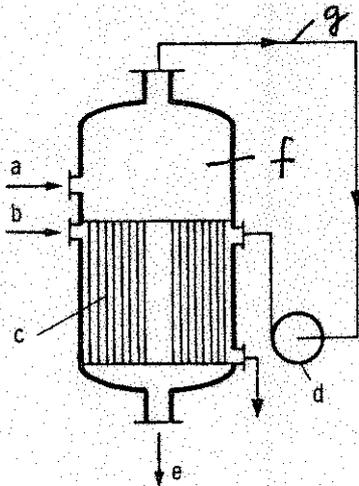


Abb 6:
Verdampfer mit mechanischer Brüdenverdichtung. - a) Lösungseintritt; b) Heizedampfeintritt zum Aufheizen auf Siedetemperatur; c) Vertikalrohrverdampfer; d) Kreiselpumpe; e) Austritt eingedampfter Lösung. f) Brüdenraum; g) Brüden

- Mehrstufenverdampfung

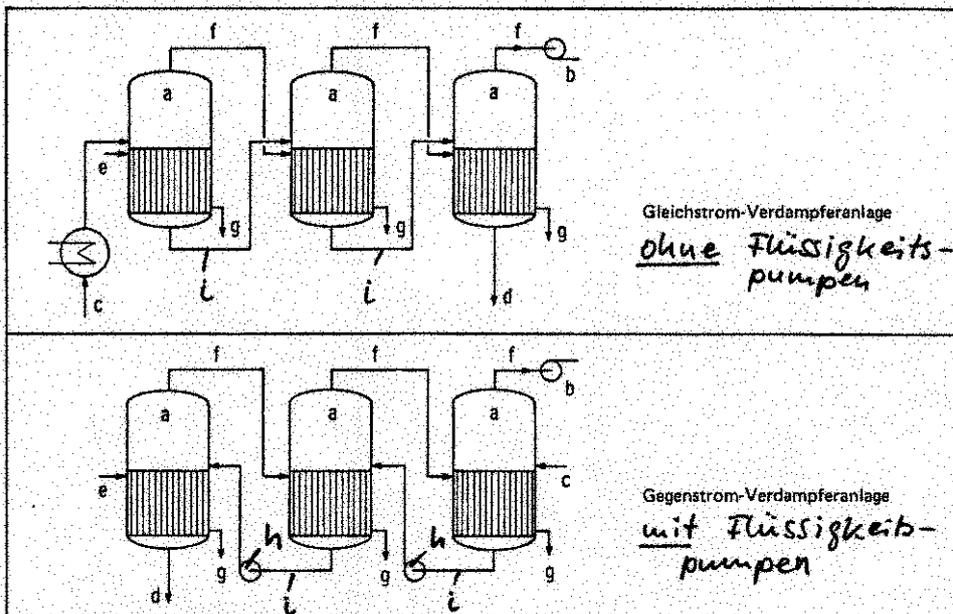


Abb 7:
Dreistufen-Verdampferanlagen (entnommen aus [3,2]). - a) Verdampfer; b) Vakuumpumpe; c) Eintritt der frischen Lösung; d) Austritt der konzentrierten Lösung; e) Heizedampf; f) Brüden; g) Kondensat, h) Flüssigkeitspumpen; i) teilkonzentrierte Lösungen

Mit den Brüden der einen Stufe wird die Lösung der nächsten Stufe verdampft. Dies wird erreicht durch eine Absenkung des Druckes (Vakuumpumpe) von Stufe zu Stufe und zwar gerade so weit, daß die Siedetemperatur der teilkonz. Lösung ≈ 10 bis 20 K niedriger liegt, als die Brüdentemperatur der vorangehenden Stufe. \Rightarrow bei Gegenstrom muß die Lösung mit Flüssigk.pumpen gegen den zunehmenden Druck gepumpt werden (Vorteil Gegenstrom: bzgl. Energiebilanz)

Trotzdem wird meist bei Gleichstrom gearbeitet (z.B. bei Aufkonz. von Zuckerlösungen oder von NaOH aus Diaphragmazellen) wegen Störanfälligkeit der Pumpen.

Anwendungsfall Heizmedium / zu verdampfendes Medium	Wärmedurchgangskoeffizient $k \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$
Heizdampf um die Rohre / zäh. innen natürlicher Umlauf	300- 900
Heizdampf um die Rohre / dünnflüssig. innen natürlicher Umlauf	600-1700
Heizdampf um die Rohre / mit Zwangsumlauf, Pumpe oder Propeller im Fallrohr	900-3000

Tab. 2 Wärmedurchgangskoeffizienten für Rohrbündelverdampfer

3.1.3 Rippenrohrwärmeaustauscher

Häufig ist Wärmeübergang auf der einen Seite der Trennwand besonders schlecht (z.B. bei Gasen) \Rightarrow durch Aufbringen von Rippen wird Wärmeaustauschfläche stark erhöht. Dabei soll das Gas in Richtung der Rippenprofile strömen.

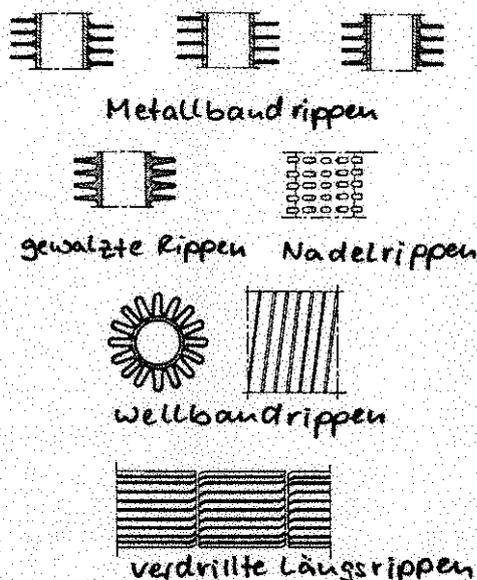


Abb. 8: Verschiedene Ausführungen von Rippenformen auf Rohren

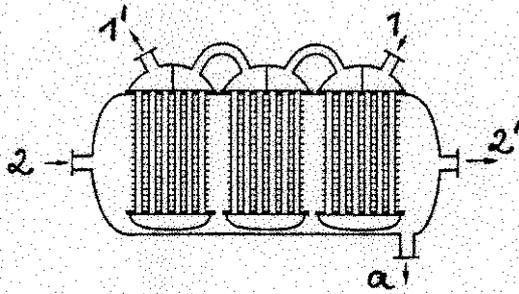


Abb. 9 Rippenrohrwärmeaustauscher (Kondensator)
 a) Kondensat; 2) Kühl-Fluid durch Mantelraum
 1) zu kondensierender Dampf durch berippte
 Innenrohre

Luftkühler: WA zur Kühlung von Fluiden auf Umgebungstemp. und zur
 Kondensation von Dämpfen mit Luft als Kühlfluid:

- Luft als Kühlfluid heute zunehmende Bedeutung
- Luft oft billiger als knappes und verschmutztes
 Kühlwasser

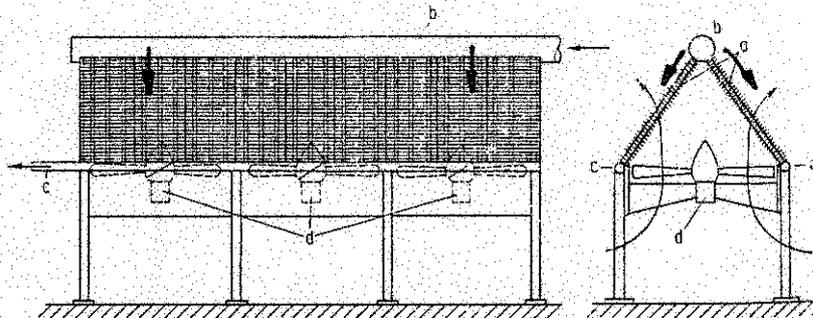
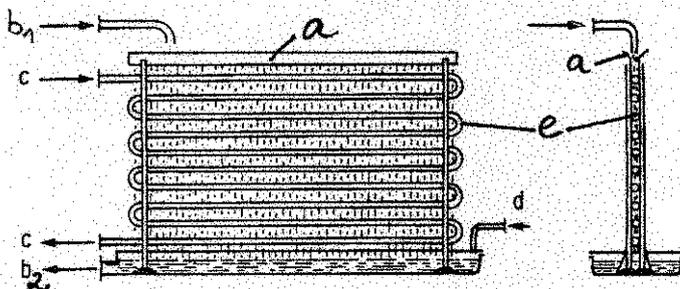


Abb 10:
 Luftgekühlter Kondensator
 a Rippenrohre; b Dampfzuführungsrohr; c Kondensatablaufrohre; d Ventilatoren

Der zu kondensierende Dampf wird durch (b) zugeführt und kondensiert
 in den Rippenrohren (a) mit Umgebungsluft (d) als Kühlfluid;
 Kondensator für ein Dampfkraftwerk.

3.1.4 Rieselwärmeaustauscher



zur Kühlung von Flüssigkeiten oder Dämpfen, die in (e) strömen: z.B. als Verflüssiger in Kälteanlagen; als Kondensator in Dampfkraftanlagen

Abb. 11: Rieselwärmeaustauscher

- a) Wasserverteilung; b₁) Kühlwasser-Zulauf; b₂) Kühlwasser-Ablauf; c) die zu kühlende Flüssigkeit; d) Zusatz-Wasser, infolge teilweiser Verdunstung des Kühlwassers b₁);
- e) Austauscherrohre

3.1.5 Platten- und Spiralwärmeaustauscher

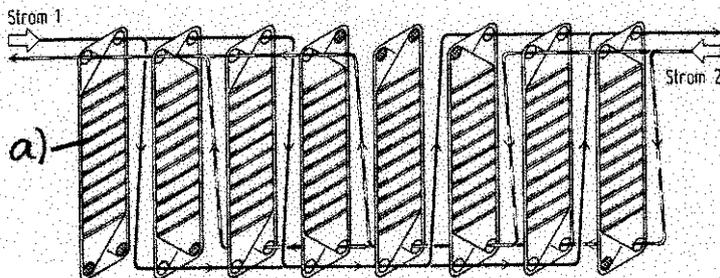


Abb. 12: Schaltung eines Plattenwärmeaustauschers
a) profilierte Platten zwischen denen die beiden Fluide strömen

für besonders große Wärmeübertragungsleistungen; relativ kleiner Raumbedarf durch Filterpressenprinzip; bequem zu warten und zu reinigen, da Platten auseinanderschickbar sind; hygienisch einwandfrei, daher in der Lebensmittelindustrie eingesetzt; für aggressive Fluide auch Graphitplatten.

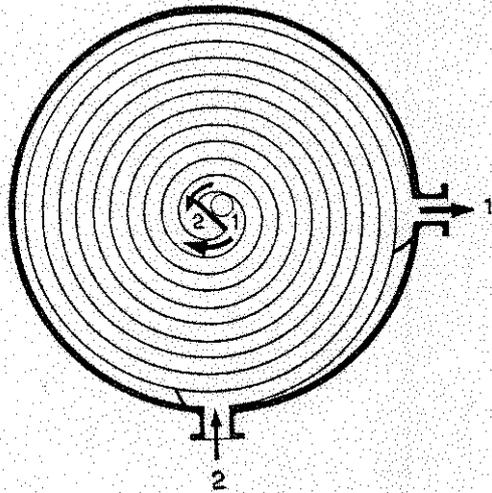


Abb. 13: Spiralwärmeaustauscher (Doppelspirale aus rechteckigen Kanälen)

- 1 Eintritt und Austritt des 1. Fluids;
- 2 Ein- und Austritt des 2. Fluids

Zur Heizung oder Kühlung von Fluiden, die stark verschmutzt oder mit Partikeln beladen sind. Hohe Strömungsgeschw. in den Kanälen. Gleich- oder Gegenstrom.

3.1.6 Wärmeaustausch bei Rührkessel

Indirekter Wärmeaustausch:

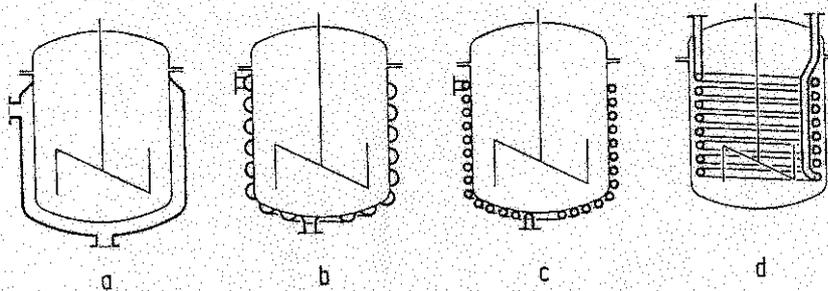


Bild 14. Rührbehälter mit Wärmeaustauschvorrichtungen
a Doppelmantel, b aufgeschweißtes Halbrohr, c aufgeschweißtes Vollrohr, d Innenschlange

Anordnung Wärmeträger/Medium im Rührkessel	Wärmedurchgangskoeffizient $k \left(\frac{W}{m^2 K} \right)$
Außenmantel:	
Flüssigkeit/Flüssigkeit	150– 350
Dampf/Flüssigkeit	500–1500
Dampf/siedende Flüssigkeit	700–1700
Aufgeschweißtes Halb- oder Vollrohr:	
Flüssigkeit/Flüssigkeit	350– 900
Dampf/Flüssigkeit	500–1700
Dampf/siedende Flüssigkeit	700–2300
Innenschlange:	
Flüssigkeit/Flüssigkeit	500–1200
Dampf/Flüssigkeit	700–2500
Dampf/siedende Flüssigkeit	1200–3500

Tab. 2 : Wärmedurchgangskoeff. in Rührbehältern

Direkter Wärmeaustausch:

- Lösungsmittel im Reaktor ist zugleich Kühlfluid
- direkte Einleitung eines Kühlfluids in den Reaktor

Das Lösungs- oder Kühlfluid wird verdampft (entspr^{edende} Druckführung) wobei der Dampf aus dem Reaktor entfernt wird → Verdampfungs- oder Siedekühlung.

- Einblasen von Dampf zur Erwärmung wässriger Lösungen oder wässriger Suspensionen
- Tauchbrenner zur Erwärmung aggressiver Flüssigkeiten, wie z.B. H_2SO_4 , H_3PO_4

3.1.7 Film- oder Dünnschichtwärmeaustauscher

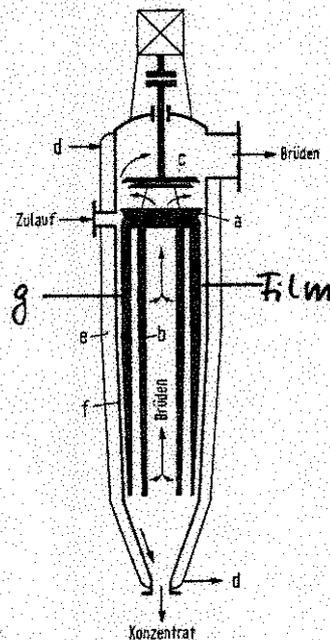


Abb 15:

Sako-Dünnschichtverdampfer

a Verteilerring; b Rotor; c Tropfenabscheider; d Heizmittel; e Heizmantel; f Heizfläche; g) Wischer

Verdampfer mit mechanisch erzeugten, dünnen Flüssigkeitsfilmen für temp.empfindliche Lösungen, die nur kurzzeitig, (d.h. kurze Verweilzeit) thermisch belastbar sind. Hierbei wird die zu verdampfende Flüssigk. (Zulauf) über einen Verteilerring auf die Wärmeaustauschfläche gebracht und von Wischern oder Rührblättern eines Rotors ein dünner Flüssigkeitsfilm hergestellt. Die siedende Flüssigkeit (Konzentrat) strömt nach unten in mehreren Sekunden bis wenige Minuten. Die entstehenden Brüden

(Dämpfe) strömen von der Heizfläche radial durch das offene Wischersystem und steigen axial nach oben. Auch für hochviskose Flüssigkeiten. Anwendung: z.B. als Verdampfer für Absorptionskältemaschinen. Auch Eindampfen bis zum trockenen Produkt möglich.

$$k \approx 300 \text{ bis } 1200 \text{ W/(m}^2\text{K)}; \quad A \approx 0.1 \text{ bis } 20 \text{ m}^2.$$

3.1.8 Apparate mit direktem Wärmeaustausch

Einspritzkühler: zur Kühlung heißer Dämpfe oder Gase durch Einspritzen kalter, verdampfender Kühlflüssigkeiten (z.B. Wasser).

Durch diese (teilweise) Verdampfung wird die Gastemp. erniedrigt. z.B. als Einspritzkondensatoren bei Vakuum-Verdampfungsanlagen wässriger Lösungen verwendet:

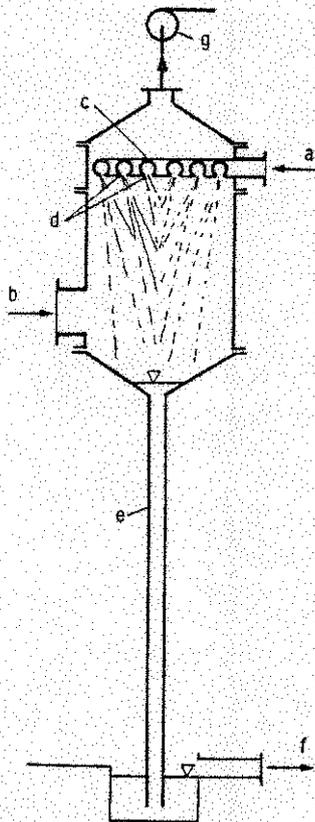


Abb. 16: Einspritzkühler

- a) Kühlwasser; b) zu kühlender Dampf; c) Rohrschlange;
d) Bohrungen; e) Fallrohr; f) Kondensat; g) Vakuumpumpe

Durch diese Berieselung wird gleichzeitig eine Ausscheidung von erwünschten oder störenden Begleitstoffen der Gase oder Dämpfe bewirkt.

Rückkühlwerke (→Kühltürme): die zu kühlende Flüssigk. (z.B. Kühlwasser) regnet oder rieselt meist im Gegenstrom zu einem aufsteigenden (durch erzwungenen oder freie Konvektion) Luftstrom herab. Ein Teil der zu kühlenden Flüssigkeit verdunstet, wodurch sich die restliche Flüssigk. abkühlt. Also Abführung von Wärme an die Umgebungsluft.

Ebenfalls direkter Wärmeaustausch zwischen fallenden Tropfen und umgebendem Gas, findet statt in:

- Zerstäubungstrockner
- Sprüh-Erstarrungs-Anlagen bei der Kristallisation

3.1.9 Wärmeträger

In vielen Fällen wird die Wärme über Wärmeträger zwischen Wärmequelle und Wärmesenke transportiert. Bevorzugt werden Flüssigkeiten als Wärmeträger eingesetzt.

3.1.9.1 Gase (Wälzgas)

Direkte Umspülung des Gutes durch Wälzgas:

- schonende Trocknung von Stoffen mit Luft: z.B. Trockner für Lebensmittel
- Rauchgastrocknung brennbarer Stoffe: Flugstrom- und Mahltrockner für Kohle
- bei der Schwelung fester Brennstoffe, zur schnellen Entfernung von Teerdämpfen aus heißen Zonen: z.B. Lurgi-Spülgas-Schelofen
- bei Klimaanlage: zur Rekonditionierung der Umluft werden gewisse Frischluftmengen zugesetzt.

3.1.9.2 Flüssigkeiten und Dämpfe

Diese Wärmeträger werden im Kreislauf gefahren:

Stoff	Temperaturbereich (°C)
<u>Anorg. Wärmeträger:</u>	
- Wasser, Wasserdampf	0 bis 90 °C (1bar); 200 °C (16 bar)
- wässrige Lösungen von CaCl ₂	0 bis -40 °C (Kühlflüssigk.)
- wässrige Lösungen von Ethylenglykol	0 bis -30 °C (" ")
- Salzschnmelzen: HTS (53% KNO ₃ , 40% NaNO ₂ , 7% NaNO ₃)	Fp. 142 °C; Zersetz. bei 480°C
- Metallschnmelzen Na, K; Pb/Sb- und Pb-Legierungen	200 bis ≈ 1 000 °C
<u>Organische Wärmeträger</u>	
- Dowtherm A (eutekt, Gemisch aus 26,5% Diphenyl + 73,5% Diphenyloxid)	20 bis 350 °C
- Dowtherm E (o-Dichlorbenzol)	0 bis 180 °C
- Mineralöle (Ölbäder)	bis 250 °C

3.1.9.3 Feststoffe (Regeneratoren)

Regeneratoren: Wärmeaustauscher mit festen Wärme-Speichermassen, d.h. zur Wärmeübertragung von einem Gasstrom auf einen anderen strömen - periodisch wechselnd- kalte und heiße Gase über feste Speichermassen.

Wärmespeichermassen können sein:

- feuerfeste Formsteine
- gewellte Bleche
- Schüttgüter
- Drahtgewebe
- zirkulierende Wärmesteine (Pebble-heater): Kaolin, Mullit, Tonerde (≈ 8 bis 13 mm Ø); körniges Material aus Stahl, Sand, Quarz, Korund, Dolomit, Koks und Katalysatoren.

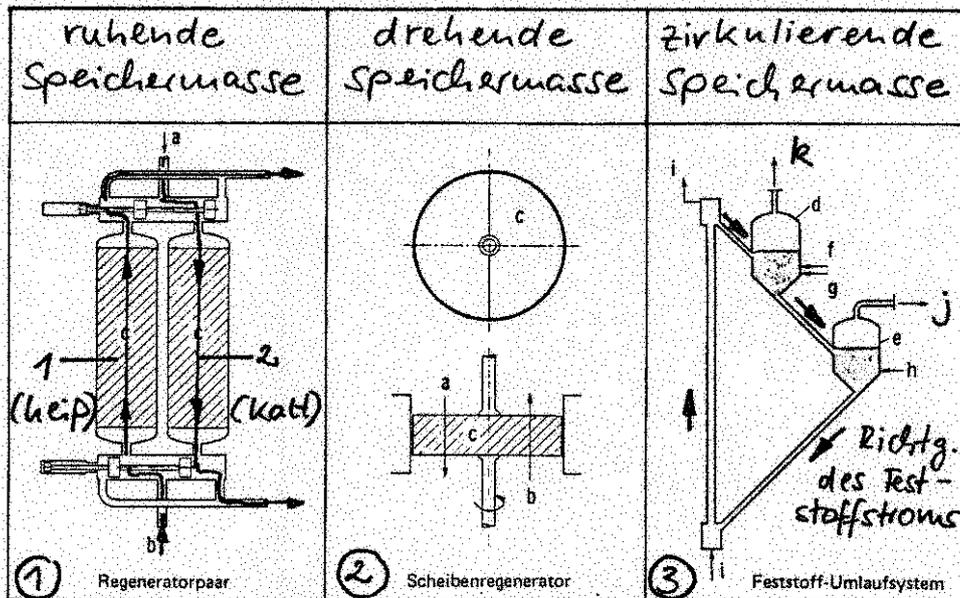


Abb. 17:
Wärmeübertragung mit festen Speichermassen

a) heißes Gas; b) kaltes Gas; c) Speichermasse; d) Regenerator; e) Reaktor; f) Brennstoff; g) Luft; h) Charge; i) Fördermedium für Feststoff; j) Reaktionsprodukt; k) Abgas

- ① der heiße Regenerator 1 wird vom kalten Gas (b) abgekühlt (Kaltperiode), das sich also erwärmt und das Regeneratorpaar verläßt. Gleichzeitig wird der kalte Regenerator 2 vom heißen Gas (a) erwärmt (Warmperiode), das sich folglich abkühlt. Nach einer bestimmten Schaltzeit werden die Strömungswege umgeschaltet: Regeneratoren arbeiten also absatzweise, bzw. quasi-kontinuierlich.

Anwendungen:

- wenn wegen hohen Temp. oder aggressiven Gasen Metalle als Wärmeträger nicht in Frage kommen
- Rückgewinnung von Wärme aus Abgasen, mit der die Verbrennungsluft oder Heizgase vorgewärmt werden:
 - Hüttenindustrie
 - keramische Industrie
- Tieftemperaturtechnik (Luftzerlegung)

- ② Speichermasse rotiert langsam, so daß sie etwa je zur Hälfte von Heiß- und Kaltgas durchströmt wird \Rightarrow Temp.stöße und Durchsatzschwankungen durch Umschaltvorgang (Regenerator) werden vermieden.

Anwendungen:

- Vorwärmung von Verbrennungsluft durch die Rauchgase aus Dampfkesselanlagen und Feuerungen

- ③ Wärmeaustausch findet meist in der Wirbelschicht des gekörnten Gutes statt: beim Cracken von Mineralöl fungiert der Wärmeträger gleichzeitig als Katalysator. Im Reaktor (e) findet endotherme Crackung statt. Auf dem Katalysator lagern sich Nebenprodukte ab, während das erwünschte Spaltgas den Reaktor bei (j) verläßt. Der belegte Katalysator rutscht nach unten und wird pneumatisch über (i) in den Regenerator (d) gefördert. Dort wird er mit Luft/Brennstoff aufgeheizt und regeneriert. Anschließend rutscht der heiße Katalysator nach unten zum Reaktor (e) und startet die endotherme Crackung.

3.2 Dimensionierung von Wärmeaustauschern

3.2.1 Stromführung

Gleichstrom :

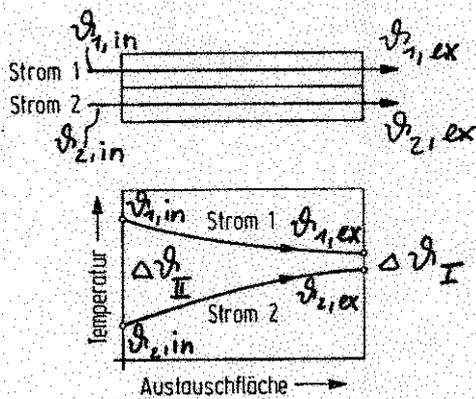


Abb. 18: Temp.verlauf beim Gleichstrom-Wärmeaustauscher

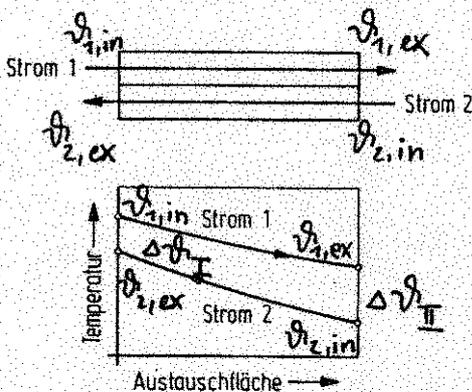


Abb. 19: Temp.verlauf beim Gegenstrom-Wärmeaustauscher

Kreuzstrom und Kreuzgegenstrom (seltener als Gleich- oder Gegenstrom)

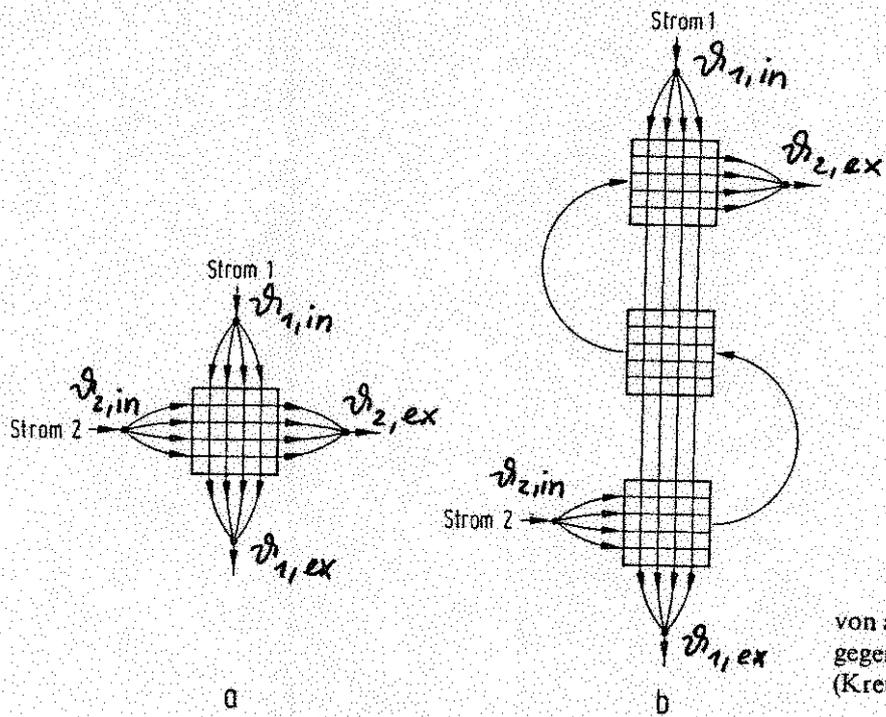


Abb 20: Schematische Darstellung von a) Kreuzstrom- und b) Kreuzgegenstrom-Wärmeaustausch (Kreuzgegenstrom dreifach)

3.2.4 Berechnungsgang zur Ermittlung der Austauschfläche beim Entwurf (Bemessung) eines Wärmeaustauschers

Grundgleichung für den stationären Wärmeaustauscher:

$$\dot{Q} = k A \Delta \vartheta_{me} \quad (3a)$$

- \dot{Q} : ausgetauschter (übertragener) Wärmestrom von einem Fluidstrom auf den anderen
- k : Wärmedurchgangskoeff.
- A : (Wärme-) Austauschfläche
- $\Delta \vartheta_{me}$: mittl. logarithm. Temp.differenz

mit:

$$\Delta \vartheta_{me} \equiv \frac{\Delta \vartheta_{I} - \Delta \vartheta_{II}}{\ln \frac{\Delta \vartheta_{II}}{\Delta \vartheta_{I}}} = \frac{\Delta \vartheta_{I} - \Delta \vartheta_{II}}{\ln \frac{\Delta \vartheta_{I}}{\Delta \vartheta_{II}}} \quad (3b)$$

$\Delta \vartheta_{I}, \Delta \vartheta_{II}$: Temp.differenzen der wärmeaustauschenden Fluide am Eintritt oder Austritt des Wärmeaustauschers

Gegeben sind:

1. \dot{Q} (z.B. Reaktionsenthalpie), i.a. festgelegt durch verfahrenstechnische Aufgabenstellung
2. $\Delta\vartheta_I, \Delta\vartheta_{II}$ i.a. ebenfalls vorgegeben
3. Stoffwerte der Fluide und Materialien

Gesucht ist:

geom. vorhandene Austauschfläche A_{vorh} des Wärmeaustauschers

Folgerung aus Gl. (3a):

1. Allein das Produkt (kA) ist zunächst berechenbar.
2. außerdem sind k und A voneinander abhängige Größen. (z.B. wird k durch Strömungsgschw. u der Fluide beeinflusst, wobei u vom Rohrdurchmesser und damit von A bestimmt wird).

Gang der Berechnung von A_{vorh}

1. Entscheidung für Bauart (z.B. Rohrbündelaustauscher) und Stromführung (z. B. Gegenstrom)
2. Berechnung des erforderlichen (erf) Produktes $(kA)_{\text{erf}}$ aus Gl.(3a):

$$(kA)_{\text{erf}} = \frac{\dot{Q}}{\Delta\vartheta_{\text{me}}} \quad (4a)$$

3. Mit einem Erfahrungswert von k_{exp} (z.B. aus VDI-Wärmeatlas) kann die erforderliche Austauschfläche A_{erf} abgeschätzt werden:

$$A_{\text{erf}} = \frac{(kA)_{\text{erf}}}{k_{\text{exp}}} \quad (4b)$$

Der Wert A_{erf} führt zu einem konstruktiven Vorentwurf des Wärmeaustauschers bei dem bereits wichtige Daten, wie Rohrdurchmesser, Anzahl und Anordnung der Rohre, Rohrlänge, Wanddicke, Wandmaterial entsprechend den Normen festgelegt sind.

4. Mit diesen vorläufigen konstruktiven Daten [A_{erf} , Gl.(4b)], der Stromführung (auch Betrag von u) und den Stoffwerten läßt sich ein genauerer k -Wert (als in Punkt 3) aus Kennzahlenbeziehungen (VDI-Wärmeatlas) berechnen: k_{ber} (ber= berechnet)

Hierbei ist auch zu berücksichtigen, daß gilt:

$k_{ber} = f$ (Wandmaterial, Wandtemp., Druckabfall, Schmutz- oder Schutzschichten).

5. Mit k_{ber} ergibt sich analog Gl.(4b) eine verbesserte, erforderliche Übertragungsfläche A_{verb} :

$$A_{verb} = \frac{(kA)_{erf}}{k_{ber}} \quad (4c)$$

6. Mit dieser verbesserten Fläche A_{verb} läßt sich erneut die Berechnung nach Punkt 4 durchführen, sodaß eine erneute Anpassung der Konstruktion nach Gl.(4c) erfolgen kann. Dieses Verfahren wird solange iterativ wiederholt, bis folgender Sicherheitszuschlag erfüllt ist:

$$A_{vorh} \approx 1.1 \text{ bis } 1.3 A_{verb} \quad (4d)$$

A_{vorh} : durch die (verbesserte) Konstruktion geometrisch vorliegende Austauschfläche, d.h. die real vorhandene Austauschfläche

Wirtschaftlichkeitsüberlegungen:

Einsparung von A (d.h. geringere Investitionskosten): z.B. möglich durch Erhöhung von k, durch konstruktive Maßnahmen, wie Verwendung von Rippenrohren und/oder Erhöhung von u \Rightarrow dann jedoch Druckabfall Δp , d.h. Energie- bzw. Betriebskosten höher \Rightarrow die Summe aus Investitions- und laufenden Kosten muß minimal sein.

3.3 Verdunstungskühlung (Rückkühlwerke)

3.3.1 Prinzip

1. direkte Kühlung von Wasser (z.B. Kühlwasser) mit Luft oder
2. Kühlung von Luft (und anderen Gasen) mit Wasser
jeweils unter teilweiser Verdunstung des Wassers

Wasser: bis heute wichtigster Wärmeträger (\rightarrow Abschnitt 3.1.8) in der Technik, jedoch zunehmend Kreislaufführung

Trockene Kühlung: heute zunehmende Bedeutung: infolge steigender (mit Luft als Kühlfluid) Mengen an Abfall-Wärmeenergie (bedingt durch wachsenden Energiebedarf der Industrie), andererseits infolge Verschmutzung und Erwärmung der Gewässer. Indirekte Kühlung mit geschlossenem (d.h. das zu kühlende Fluid strömt in Rohren) Kühlkreislauf:

Trockenkühlturm

Nasse Luftkühlung (Kühlturmkühlung): Wasser wird im Kreislauf geführt und durch Luft direkt rückgekühlt.
(mit Wasser als Kühlfluid)

Prinzip:

Das warme (zu kühlende) Kühlwasser (z.B. aus einer chem. Anlage) wird fein verteilt und strömt von oben nach unten der aufsteigenden, atmosphärischen Luft im direkten Kontakt entgegen. Das warme Kühlwasser gibt fühlbare Wärme durch Konvektion an die aufsteigende Luft ab, die sich folglich erwärmt. Gleichzeitig verdunstet ein Teil des Kühlwassers, wodurch sich das warme Kühlwasser infolge des Entzugs der Verdunstungswärme – hauptsächlich aus dem Restwasser – deutlich abkühlt. Neben dem Wärmeübergang durch Konvektion und verdunstende Wassermenge nimmt die Luft gleichzeitig auch H_2O -dampf (durch Verdunstung) auf, d.h. es findet gleichzeitig zum Wärmeübergang ein Stoffübergang vom Kühlwasser zur Luft statt. Durch den Stoffübergang sättigt sich die aufsteigende Luft mit Wasserdampf (→ Wasserdampf-Fahne bzw. Schwadenbildung der Kühltürme).

Das gleiche Kühlprinzip läßt sich auch zur Kühlung von Luft oder anderen Gasen verwenden (Trockenkühlung), wenn dafür gesorgt wird, daß die Verdunstungswärme der zu kühlenden Luft bzw. den zu kühlenden Gasen entzogen wird (→ Einspritzen von kalten Flüssigkeiten in große Gasvolumina).

Nach diesem Prinzip der nassen Luftkühlung arbeiten:

1. Naß-Kühltürme

2. Kühlteiche: das warme Kühlwasser wird offen über Sprühdüsen verteilt, wodurch es vor allem durch Verdunstung abkühlt

3. Rieselkühler : (Verdunstungskühler kombiniert mit indirekter Kühlung)

a) Verdunsten eines Teils des Rieselwassers, das dadurch abkühlt, wobei dem Rest-Rieselwasser die Verdunstungswärme entzogen wird. Durch das abgekühlte

Rest-Rieselwasser wird zusätzlich der indirekte Kühlvorgang durch die Rohrleitung, die ein Kühlfluid enthält, bewirkt. Hier wird also das Rieselwasser gekühlt.

b) Kühlung einer Flüssigk. oder Kondensation von Dämpfen in den Austauschrohren (→ Abschn. 3.1.4) durch äußere Gas-(Luft-) Kühlung in Kombination mit der Rieselflüssigkeit. Die Luft wirkt hier als Kälteträger, d.h. sie übernimmt die vom zu kühlenden Fluid abgegebene Wärmemenge, die zuvor über das Rieselwasser ausgetauscht wurde. Dadurch wird die Luft befeuchtet und i.a. auch erwärmt (wie im Naß-Kühlturm). Die Temp. der Rieselflüssigk. bleibt konstant.

4. Einspritzkühler: Kühlung von Luft oder anderen Gasen durch direkte Berieselung mit kalten Flüssigkeiten:
erstens durch Entzug der Verdunstungs- (oder Verdampfungs-) wärme aus dem zu kühlenden Gas und zweitens durch konvektive Wärmeabgabe des zu kühlenden Gases an die kalte Berieselungsflüssigkeit.

Rückkühlwerke: Abfuhr von Wärme (aus einem beliebigen) Prozess an die Umgebung, wobei die Wärme direkt oder indirekt über ein zwischengeschaltetes Kreislauffluid (meist Wasser oder auch Kältemittel) an die Luft übertragen wird:

- Autokühler
- Kondensator einer Kälte- oder Klimaanlage
- Kühlturm im Kraftwerk (Naß- oder Trockenkühlturm)
- Kondensator einer Destillationskolonne

3.3.2 Bauarten von Kühltürmen

Die warmen Kühlwässer haben max. Temp. von $\approx 80 \text{ }^\circ\text{C}$ \Rightarrow gewöhnliche Wärmeaustauscher sind wegen des geringen ΔT unwirtschaftlich \Rightarrow Kühltürme

Kreislaufverluste durch

- Verdunsten des zu kühlenden Kühlwassers ($\approx 1 \%$ bei 10 K Abkühlung)
- Mitreißen kleiner Kühlwasser-Tröpfchen durch die aufsteigende Luft (→ Kühlturm-Schwadenbildung) : ebenfalls $\approx 1\%$ bei 10 K (oder weniger) Abkühlung
- Leckagen

→ Zusatzwasserbedarf durch Frischwasser.

Abflutung: durch die Kreislaufführung des Kühlwassers reichern sich bestimmte Inhaltsstoffe des Kühlwassers an, z.B. die Carbonat-Härte \rightarrow ein Teil des Kühlwassers wird ständig oder periodisch abgestoßen (abgeflutet). Zur Minimierung der Abflutungsverluste wird das Zusatzwasser:

- oft voll entsalzt und
- durch Zusatzstoffe aufbereitet

Algenbekämpfung: dem Kühlwasser werden Chlor oder Chlorverbindungen zugesetzt

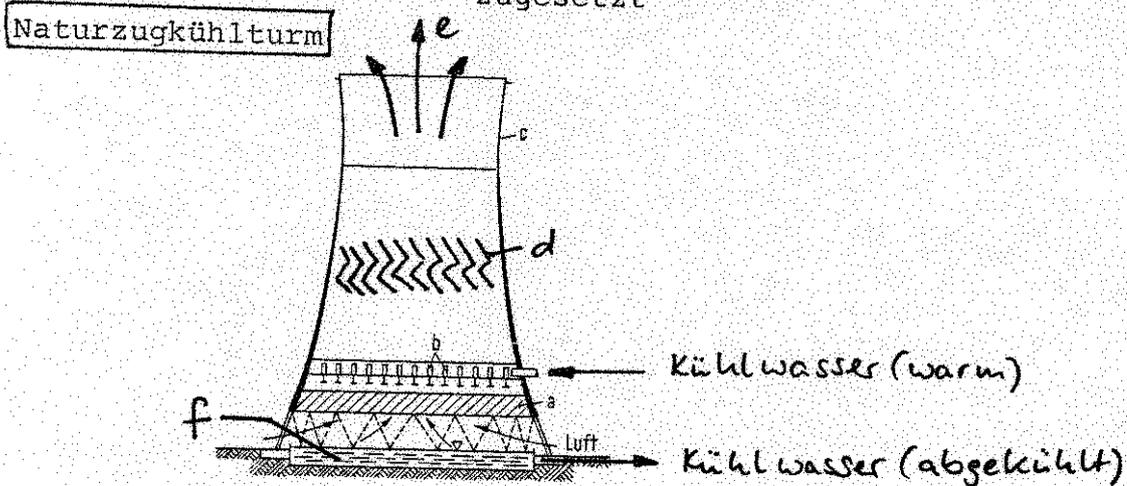


Abb. 21: Naturzugkühlturm

- a) Kühleinbauten; b) Wasserverteilung; c) Schlot;
- d) Tropfenabscheider; e) Warmluft (Schwaden); f) Kühlturmbecken

Anwendung: bei größeren Kraftwerksblöcken > 150 MW

Die erwärmte Luft steigt nach oben und wird durch die Kühlturmhöhe sowie durch Formgebung (Einschnürung) beschleunigt. Zur Erzielung einer bestimmten Kühlwassertemp. ist ein Mindest-Luftdurchsatz erforderlich.

Daten für ein 700 MW Kohlekraftwerk:

Höhe: 140 m

Ø an Mündung: 66 m

Ø am Boden: 90 m

Wärmeabfuhrleistung: ≈ 870 MW

Abkühlung des Kühlwassers: 13 K

Wasserbedarf (Zusatzwasser): $\leq 0,6$ m³/s oder ≤ 2160 m³/h

umlaufende Wassermenge: 16 m³/s oder 57 600 m³/h

Verdunstungsverluste: 250 l/s oder 900 m³/h

Sprühverluste: 1,6 l/s oder 5,8 m³/h

Ventilator-Kühlturm

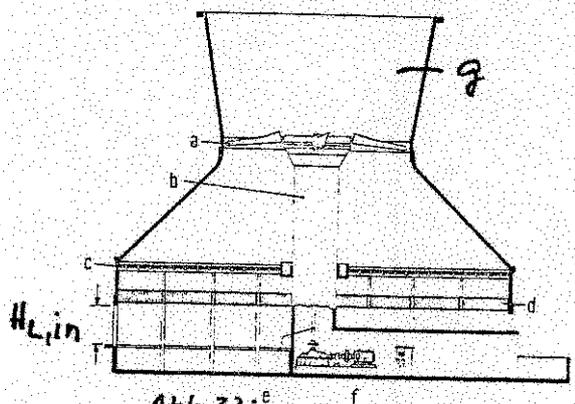


Abb 22: Ventilatorkühlturm (MASCHINENBAU AG. BALKKE, Bochum)

a Ventilator; b Wellenschacht; c Wasserverteilung und Tropfenfang; d Kühleinbauten; e vertikale Antriebswelle; f Antriebssystem mit Motor und Turbokupplung

g) Diffusor; $H_{L,in}$: Lufteintrittshöhe

für kleinere und mittlere Einheiten. Hier wird der Naturzug durch erzwungene Konvektion mit Hilfe eines Ventilators ersetzt:

Höhe: ≈ 10 m

\emptyset an Mündung: max. 25 m

Zellen-Kühlturm

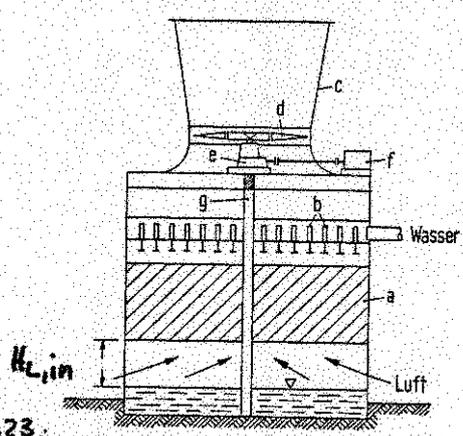


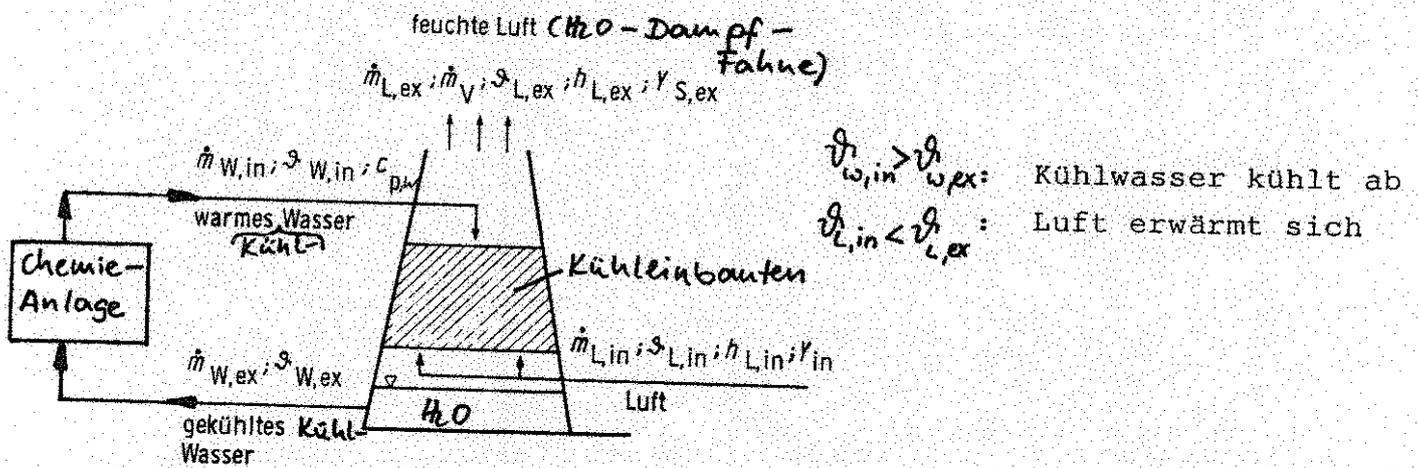
Abb 23: Zellenkühlturm

a Kühleinbauten; b Wasserverteilung; c Diffusor; d Ventilator mit e Getriebe und f Antriebsmotor; g Tragsäule

Heute am häufigsten verwendet. Solche Zellen-Kühltürme sind (10 bis ≈ 20) Stück zu einem Block vereinigt.

\emptyset der Ventilatoren: 6,3 bis 12,5 m.

3.3.3 Wärmebilanz und relativer Luftbedarf (Luftzahl)



\dot{m} = Massenstrom; ϑ = Celsius-Temperatur; $c_{p,W}$ = Wärmekapazität; h = spezifische Enthalpie; Y = Massenverhältnis von Wasserdampf zu trockener Luft; Indices: in = Eintritt; ex = Austritt; L = Luft; W = Wasser; V = Verdunstung; S = Sättigung.

Abb. 24: Zur Wärmebilanz eines Naß-Kühlturms

Das warme Kühlwasser der Tem. $\vartheta_{W,in}$ gibt den Wärmestrom \dot{Q}_W (durch Verdunstung und Wärmeübergang) an die Luft ab und erreicht dadurch die Endtemp. $\vartheta_{W,ex} < \vartheta_{W,in}$:

$$\dot{Q}_W = c_{p,W} (\dot{m}_{W,in} \vartheta_{W,in} - \dot{m}_{W,ex} \vartheta_{W,ex}) \quad (5)$$

Der von der Luft aufgenommene Wärmestrom \dot{Q}_L ($\hat{=}$ etwa dem Wärmestrom, den die Chemieanlage abgibt) bedingt durch fühlbare Wärme ($\dot{Q}_{K,L}$) und durch Wasserdampfaufnahme des teilweise verdunsteten Kühlwassers ($\dot{Q}_{V,L}$) ist, wenn h_L die spezifische Enthalpie der feuchten Luft bedeutet:

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_L (h_{L,ex} - h_{L,in}) \quad (6a)$$

mit

$$\dot{Q}_L \equiv \dot{Q}_{K,L} + \dot{Q}_{V,L} = \dot{m}_L \int_{\vartheta_{L,in}}^{\vartheta_{L,ex}} c_{p,L} d\vartheta_L + \dot{m}_L \int_{Y_{in}}^{Y_{ex}} \Delta H_V dY \quad (6b)$$

ΔH_V [J/kg]: spez. Verdunstungsenthalpie des Wassers

$Y \equiv \frac{\dot{m}_{H_2O \text{ Dampf}}}{\dot{m}_{L, \text{ trocken}}} : \text{Wasserdampfbeladung der Luft}$ (6c)

und

$$h_L(\vartheta_L, Y) = 1.006 \vartheta_L + (2500 + 1.86 \vartheta_L) Y \quad (6d)$$

$\dim \vartheta = ^\circ\text{C}$

$\dim h_L = \text{kJ/kg}$

Im therm. Gleichgewicht gilt, wenn das Zusatzwasser vernachlässigt wird, die Wärmebilanz:

$$\dot{Q}_W = \dot{Q}_L \quad (7a)$$

$$c_{p,W} (\dot{m}_{W,in} \vartheta_{W,in} - \dot{m}_{W,ex} \vartheta_{W,ex}) = \dot{m}_L (h_{L,ex} - h_{L,in}) \quad (7b)$$

Der Luftbedarf (Luftzahl) \dot{m}_L / \dot{m}_W eines Naßkühlturms berechnet sich, wenn die Verdunstung (≈ 1 bis 2%) vernachlässigt wird, d.h. wenn gilt:

$$\dot{m}_{W,in} = \dot{m}_{W,ex} \equiv \dot{m}_W \quad (8a)$$

aus Gln. (7b) und (8a) zu:

$$\frac{\dot{m}_L}{\dot{m}_W} = \frac{c_{p,W} (\vartheta_{W,in} - \vartheta_{W,ex})}{h_{L,ex} - h_{L,in}} \quad (8b)$$

Der durch Verdunstung entstehende Wasserdampfstrom \dot{m}_V berechnet sich nach:

$$\dot{m}_V = \dot{m}_{ex, \text{ Dampf}} - \dot{m}_{in, \text{ Dampf}} \quad (9a)$$

mit Gl. (6c) folgt hieraus, mit $\dot{m}_{L,in} = \dot{m}_{L,ex} \equiv \dot{m}_L$:

$$\dot{m}_V = \dot{m}_L (Y_{ex} - Y_{in}) \quad (9b)$$

oder

$$\frac{\dot{m}_V}{\dot{m}_W} = \frac{\dot{m}_L}{\dot{m}_W} (Y_{ex} - Y_{in}) \quad (9c)$$

woraus mit Gl. (8b) für die Wasserverdunstung folgt:

$$\frac{\dot{m}_V}{\dot{m}_W} = \frac{c_{p,W} (\vartheta_{W,in} - \vartheta_{W,ex})}{h_{L,ex} - h_{L,in}} (Y_{ex} - Y_{in}) \quad (9d)$$

Folgerungen aus Gln. (8b) und (9d) :

1. $\frac{\dot{m}_L}{\dot{m}_W}$ und $\frac{\dot{m}_V}{\dot{m}_W}$ hängen für gegebene Eintrittswerte für Wasser und Luft und für eine bestimmte Temp. erniedrigung des Kühlwassers allein von der spezifischen Enthalpie $h_{L,ex}$ ($\vartheta_{L,ex}, Y_{ex}$) der austretenden Luft ab.

2. In Tab. 4 sind \dot{m}_L/\dot{m}_W und \dot{m}_V/\dot{m}_W für die folgenden 2 Fälle (a, b), jeweils für Europa im Sommer und Winter sowie für die Tropen berechnet:

Fall a : $\vartheta_{L,ex} \leq \vartheta_{W,in}$: Luft am Austritt kann maximal die Kühlwassertemp. am Eintritt erreichen
(günstigster Fall)

$Y_{ex} \leq Y_{S,ex}$ bei $\vartheta_{W,in}$: Dampfbeladung der Luft am Austritt kann maximal die Sättigungsbeladung bei der höchsten Temp. $\vartheta_{W,in}$ erreichen

Fall b : $\vartheta_{L,ex} \geq \vartheta_{W,ex}$: die Luft am Austritt hat sich mindestens so stark erwärmt wie sich das Kühlwasser auf $\vartheta_{W,ex}$ abgekühlt hat.
(ungünstigster Fall)

$$Y_{ex} \leq Y_{S,ex}$$

3. von \dot{m}_L/\dot{m}_W hängt die Dimensionierung von Naßkühltürmen ab.

	Europa Sommer		Europa Winter		Tropen	
$\vartheta_{L,in}$ (in °C)	19,5		2,5		40	
$\varphi_{L,in}$ (in %)	60		90		30	
$Y_{S,in}$	0,014		0,004		0,05	
Y_{in}	0,008		0,004		0,015	
$h_{L,in}$ (in kJ/kg)	39,9		12,5		78,8	
a $\vartheta_{L,ex} = \vartheta_{w,in}$ (in °C)	a 35	b 25	a 25	b 15	a 43	b 33
b $\vartheta_{L,ex} = \vartheta_{w,ex}$ (in °C)						
$Y_{S,ex}$	0,037	0,021	0,021	0,011	0,059	0,033
$h_{L,ex}$ (in kJ/kg)	130,1	78,6	78,6	42,9	195,4	117,7
$\frac{\dot{m}_{L,in}}{\dot{m}_{w,in}}$ rel. Luftbedarf	0,46	1,08	0,63	0,78	0,36	1,11
$\frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_{w,in}}$ rel. Wasser- verdunstg	0,013	0,014	0,011	0,005	0,016	0,020

Tab. 4 Verdunstung \dot{m}_v und Luftbedarf \dot{m}_L im Verhältnis zum rückzukühlenden Wasser in Abhängigkeit von ausgewählten Witterungsbedingungen für eine Temperaturabsenkung des Kühlwassers um 10°C, wenn die abströmende Luft die Temperatur des eintretenden oder des austretenden Wassers hat.

$$\varphi_L = \frac{p_w}{p_s} \quad (p_w: \text{Wasserdampf-} \\ \text{partialdruck}) \quad \text{Fall [a]} \quad \text{Fall [b]}$$

$$p_s \quad (p_s: \text{Sättigungsdruck})$$

Folgerungen aus Tab. 4

1. Europa, Sommer:

Es soll Kühlwasser von $\vartheta_{W,in} = 35^\circ\text{C} \rightarrow \vartheta_{W,ex} = 25^\circ\text{C}$ abgekühlt werden, und zwar mit Luft der Temp. $\vartheta_{L,in} = 19,5^\circ\text{C}$ und der rel. Feuchtigkeit $\varphi_{L,in} = 60\%$.

Fall a: erwärmt sich die austretende Kühlluft auf $\vartheta_{L,ex} = 35^\circ\text{C}$, dann verdunsten 1,3% des eingesetzten Wassers und der relative Luftbedarf ist 0,46

Fall b: wenn sich die Kühlluft nur auf $\vartheta_{L,ex} = 25^\circ\text{C}$ erwärmt hat, dann ist für die gleiche Abkühlung $\Delta\vartheta$ des Kühlwassers ein höherer Luftbedarf von 1,08 erforderlich, wobei jetzt 1,4% Kühlwasser verdunsten.

2. Europa, Winter

Luft- und Wassertemp. sinken, $\varphi_{L,in}$ steigt jedoch \Rightarrow im günstigsten Fall a wird im Winter ein deutlich höherer Luftbedarf von 0,63 benötigt, wenn die Kühlwasserabkühlung ebenfalls $\Delta\vartheta = 10^\circ\text{C}$ beträgt. Entsprechend ist jedoch im ungünstigsten Fall b ein geringerer Luftbedarf von 0,78 erforderlich (im Vergleich zu 1,08 im Sommer).

3. Tropen

hohes $\vartheta_{L,in}$ und kleines $\varphi_{L,in}$ Fall a: für $\Delta\vartheta=10^\circ\text{C}$ Abkühlung wird Kühlluft nur um 3°C erwärmt, bei gleichzeitig geringstem rel. Luftbedarf von 0.36 und nur geringfügig erhöhter Verdunstung von 1,6% \Rightarrow in den Tropen (trocken) ist der Naßkühlturm viel wirksamer, d.h. kleiner zu dimensionieren als im kalten Winter in Europa.

Fall b: hier wird nicht nur das Kühlwasser um $\Delta\vartheta=10^\circ\text{C}$ abgekühlt, sondern es wird sogar die Kühlluft von $\vartheta_{L,in}=40^\circ\text{C}$ auf $\vartheta_{L,ex}=33^\circ\text{C}$ abgekühlt! Der Luftbedarf ist etwa gleich groß wie im Fall b während des europäischen Sommers; allerdings liegt die Verdunstung etwas höher, nämlich bei 2%.