

# 1 Einleitung

In vielen verfahrenstechnischen Anwendungen zählen Kondensations- und Verdampfungsprozesse zu den Grundoperationen. Zur produktschonenden Wärmeübertragung werden häufig Fallfilmapparate eingesetzt, bei denen die Flüssigkeit möglichst schwerkraftgetrieben an einer (Rohr-)Wand herabrieselt. Dieser Apparatetyp bietet eine Vielzahl von Vorteilen, beispielsweise hohe Wärmeübergangskoeffizienten bei geringen Druckverlusten und Verweilzeiten, sowie kleine Flüssigkeits- und Dampfinhalte (*Hold-up*). Einsatzbereiche finden sich insbesondere bei thermisch sensiblen Flüssigkeiten, die nicht selten erhöhte Viskositäten aufweisen - beispielsweise in der Aufarbeitung von Polymerschmelzen, Zuckerlösung oder im Bereich der Lebensmittelverfahrenstechnik [1, 2].

Die wärmetechnische Auslegung von Fallfilmapparaten über Ingenieurhandbücher greift auf Modellvorstellungen und Berechnungsgrundlagen zurück, die aus Experimenten mit Wasser oder meist binären wässrigen Lösungen entwickelt wurden. Die wenigen veröffentlichten Ergebnisse zur Reinstoffverdampfung unterscheiden sich stark von den etablierten Modellen [2]. Die physikalischen Vorgänge, insbesondere die Ausbildung von Konzentrationsgradienten, sind bei Untersuchungen mit Phasenwechsel nur schwer messtechnisch zu erfassen. Der Stoffdateneinfluss wird daher oft über gemittelte Stoffwerte für das Flüssigkeitsgemisch berücksichtigt. In industriellen Apparaten sind Standardlängeln von 8 - 15 m installiert, so dass ein derartiges Vorgehen eigentlich nur bei sehr niedrigen Abdampfraten legitim erscheint. Zudem ist unter Umständen der Strömungszustand in technischen Apparaten nicht mit den Laborbedingungen vieler Forschungsanlagen vergleichbar. Kritisch zu hinterfragen ist ebenfalls die universelle Anwendbarkeit von Modellen zur Verdampfung und Kondensation, die zwar thermodynamisch ähnliche Vorgänge darstellen, sich in den Wärmeübergangswiderständen jedoch unterscheiden können.

Das theoretische Verständnis der Fallfilmverdampfung umfasst heute zu großen Teilen die Ausbildung definierter Strömungszustände. Im Bereich der Wärmeübertragung mit Phasenwechsel bei erhöhter Viskosität ist die Datenbasis gering. Ferner ist die Kopplung der Erkenntnisse aus der Strömungsanalyse mit den Vorgängen der Wärmeübertragung noch nicht vollständig vollzogen worden. Dies äußert sich in der uneinheitlichen Darstellung von Haupteinflussfaktoren auf die oft unabhängig voneinander betrachteten Vorgänge. Strukturierte Untersuchungen, die eine breite Datenbasis zur Kopplung von Strömung und Wärmeübertragung generieren, fehlen bislang - insbesondere im Hinblick auf die anschließende Überführung in die industrielle Anwendung. Es bedarf einer Vielzahl experimenteller Daten, hauptsächlich zur Verdampfung und Kondensation von Reinstoffen, um anschließend messtechnisch schwierig zu erfassende Konzentrationsprofile bei Gemischen besser einordnen zu können.

Die vorliegende Arbeit wurde mit dem Ziel erstellt, den Kenntnisstand im Bereich der Verdampfung von Reinstoff-Rieselfilmen anhand experimenteller Ergebnisse eines technischen Apparates zu erweitern. Die Temperaturabhängigkeit der Stoffdaten wurden zur Variation der wichtigsten Kennzahlen genutzt. Mischungsgradienten mit lokalen Stoffdatenvariationen und entsprechenden Auswirkungen auf die zu untersuchenden Phänomene wurden so ausgeschlossen. Für die wärmetechnischen Untersuchungen wurde eine Anlage eingesetzt, die optische Zugangsmöglichkeiten zum Fallfilm gewährleistete und sich nahe an industriellen Geometrien orientierte. Im Laufe des Projektes beobachtete Auffälligkeiten bei der Fallfilmströmung wurden zusätzlich in einer kleineren Laboranlage zur Fluidodynamik untersucht. Um verwertbares optisches Material zu erhalten sind Aufnahmen des Filmzustandes mit einer Hochgeschwindigkeitskamera ausgewertet worden.

In dieser Arbeit werden geeignete mathematische Modelle zur Beschreibung des Strömungszustandes und der Wärmeübertragung vorgestellt und diskutiert. Die Entwicklung erfolgte im Abgleich mit bereits vorhandenen Modellen aus der Literatur unter Berücksichtigung der eigenen apparativen Ausstattung.

Die flexible Beheizung des Apparates bei optischer Zugänglichkeit des Produktfilms wurde zusätzlich zur Untersuchung des Siedezustandes genutzt. Dem aus leistungstechnischen Überlegungen wünschenswerten gesicherten Betrieb im Übergangsbereich zum Blasensieden steht eine kleine experimentelle Datenbasis in der Literatur gegenüber. Die Entwicklung von Filmstabilitäten bis hin zum Filmaufriss ist stets zu vermeiden, jedoch ist auch in diesem Bereich die Datenbasis kleiner als es eine gesicherte Modellbildung und -überprüfung erfordert. Diese Arbeit leistet in diesem Feld einen Beitrag zum Erkenntnisgewinn und zeigt Möglichkeiten der Prozessführung auf.

## 2 Allgemeine Grundlagen und Stand des Wissens

Für Wärme- und Stoffaustauschprozesse sind ausgedehnte Übertragungs- oder Austauschflächen von Vorteil. Gleichzeitig ist oft ein geringer Flüssigkeitsinhalt anzustreben, insbesondere bei temperaturempfindlichen Stoffen. Die Ausbildung der Phasengrenze in Verdampfungs-, Kondensations- und Stoffaustauschapparaten erfolgt zumeist als Film, Strahl oder Tropfen. Zur Bewältigung der jeweiligen Aufgabe steht eine Vielzahl spezifischer Apparate zur Verfügung. Im Bereich der Verdampfung kann zunächst nach der Geometrie der Wärmeübertragungsfläche (Platte, Rohr) und der Ausrichtung (vertikal, geneigt, horizontal) unterschieden werden. In dieser Arbeit werden vertikale Rohrgeometrien betrachtet, die sich weiter nach Art der Filmerzeugung einteilen lassen [3 – 5]:

1. Schwerkraftgetriebene Filmausbildung ohne mechanische Beeinflussung
2. Filmerzeugung durch mechanische Flüssigkeitsverteilung (z.B. durch Wischer)
3. Filmerzeugung durch Zentrifugalkräfte (Sonderfall)

Aufgrund der vergleichsweise hohen Konstruktions-, Herstellungs- und Betriebskosten bleiben die Gruppen zwei und drei häufig Sonderfällen vorbehalten - beispielsweise zur Erzeugung besonders wertvoller Endprodukte. Der bevorzugt eingesetzte Apparat erzeugt den Produktfilm durch die Schwerkraft, unter Umständen unterstützt durch eine spezielle Filmaufgabe oder Rohrgeometrien. In diese Gruppe gehören zum Beispiel Horizontalfilm-, Kletterfilm-, Wendelrohr- und Plattenverdampfer [6].

Der Fallfilmverdampfer<sup>1</sup> ist ein weiterer bedeutender Vertreter dieser Klasse und wird in dieser Arbeit untersucht. Im Allgemeinen wird dabei ein einzelnes Rohr bzw. ein komplettes Rohrbündel im Mantelraum beheizt – häufig über Prozessdampf. Der zu behandelnde Produktstrom wird am Kopf über einen Verteiler aufgegeben und rieselt auf der Innenseite der Rohre herab, wobei die Filmdicke im Allgemeinen zwischen 0,2 und 2 mm liegt.

Die Betriebsweise dieses Verdampfers kann im Gleich- oder Gegenstrom erfolgen, siehe *Abb. 2-1*. Der Einfluss des Brüdenstroms, sofern ausreichend groß, unterscheidet sich bei beiden Fahrweisen erheblich. Im Gleichstrom wird bei hohen Dampfgeschwindigkeiten der Film beschleunigt und die Filmdicke verkleinert, so dass es zu einer Verbesserung des Wärmeüberganges bei gleichzeitigem Ansteigen des Druckverlustes kommen kann. Im Gegensatz dazu treffen im Gegenstrombetrieb die maximale Flüssigkeitsbelastung und der maximale Brüdenstrom am Kopf des Stofftrennapparates aufeinander. Zum einen lassen sich so zwar unter Umständen mehr Trennstufen einstellen, zum anderen kann es jedoch zum Aufstauen der Flüssigkeit am Kopf kommen. Das unerwünschte Mitreißen von Teilen des Produktfilms, so genanntes Entainment, kann ebenfalls auftreten [5 – 7]. Fallfilmverdampfer werden daher meistens im Gleichstrom und/oder niedrigen Abdampfdraten betrieben.

---

<sup>1</sup> auch: Fallstromverdampfer

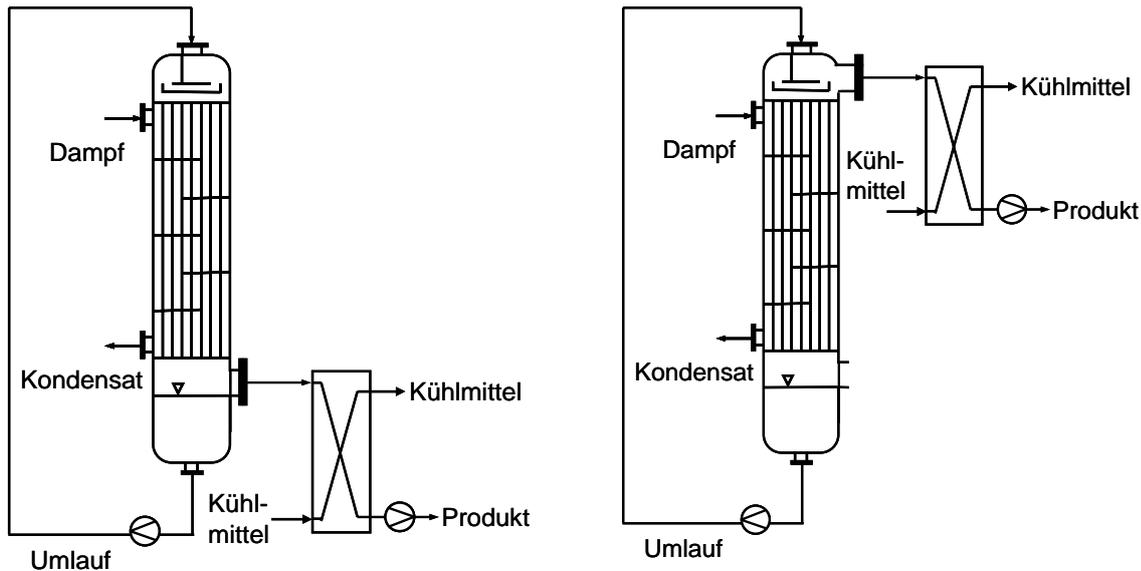


Abb. 2-1: Fallfilmverdampfer in Gleichstrom- (links) bzw. Gegenstromfahrweise (rechts)

Bei technischen Anwendungen kann zur Steigerung der Leistungsfähigkeit aktiv oder passiv in den Prozess eingegriffen werden. Unter aktiven Maßnahmen versteht man den Einbau von mechanischen Hilfen, die entweder die Turbulenz erhöhen sollen oder die Grenzschicht gezielt stören. Ein zusätzlicher Energieeintrag in den Prozess wird dabei stets notwendig. Passive Maßnahmen hingegen benötigen keine zusätzliche Energie. Dies können feste Einbauten, spezielle Geometrien der Wärmeübertragungsfläche oder auch angepasste Filmaufgabevorrichtungen sein [6, 7]. Die physikalischen Vorgänge innerhalb des Verdampfers basieren auf komplexen Strömungs- und daran gekoppelte Wärmeübertragungsvorgänge. In der Literatur finden sich zu beiden Vorgängen experimentelle und theoretische Ergebnisse bzw. Modellvorstellungen. Die Mehrzahl der Untersuchungen beschäftigt sich mit der alleinigen Betrachtung von einem der beiden Vorgänge und in den seltensten Fällen mit der Verknüpfung von Strömung und Wärmeübertragung, insbesondere nicht bei Phasenwechseln, d.h. Verdampfungs- bzw. Kondensationsbedingungen. Die in Ingenieurhandbüchern hinterlegten Berechnungsvorschriften für den Wärmeübergang basieren vornehmlich auf Ergebnissen mit Wasser, binären wässrigen Mischungen oder Experimenten mit Kältemitteln. Ihre Gültigkeit beschränkt sich auf Prandtl-Zahlen  $< 50$ , wobei der Bereich  $Pr > 7$  experimentell bisher nur wenig abgesichert ist [7, 8]. Untersuchungen zur Strömung und dem Wärmeübergang von viskosen Fallfilmen sind nur in sehr kleiner Zahl zu finden und zeigen zudem deutliche Abweichungen zu niedrigviskosen Gemischen gleicher Kennzahlengröße [2]. Die Auslegung von Fallfilmapparaten für nicht-wässrige Systeme basiert aus diesem Grund häufig auf Erfahrungswerten der Hersteller oder Betreiber.

Das nachstehende Kapitel fasst den aktuellen Stand der Forschung zu Fluidodynamik und Wärmeübertragungsvorgängen bei Fallfilmen zusammen. Es werden dabei nur die benötigten Grundlagen dargestellt – weiterführende Literatur der jeweiligen Teilaspekte ist entsprechend angegeben.

## 2.1 Fluiddynamik von Fallfilmen

Die Strömung des Fallfilms hat maßgeblichen Einfluss auf den Wärmeübergang. Grundsätzlich wird in turbulenten Strömungen eine Verbesserung des Wärmeübergangs im Vergleich zum laminaren Zustand erreicht, dies gilt unabhängig von der Geometrie des Strömungskanals. Die Filmströmung kann zunächst in drei Basiszustände unterteilt werden:

- laminar(-glatt),
- wellig(-laminar) bzw. pseudolaminar und
- turbulent

Der wellig-laminare Bereich kann nach *Horn* [9] je nach Intensität und Art der Wellenbildung weiter unterteilt werden. Die einzelnen Strömungszustände werden nachfolgend im Hinblick auf ihre Relevanz für Wärmeübertragungsprozesse separat beschrieben.

Zur Beschreibung der Flüssigkeitsbelastung der Wärmeübertragerfläche dienen Kennzahlen und charakteristische Größen. Die Berieselungsdichte  $\Gamma$  gibt Auskunft über die Flüssigkeitsbelastung des Fallfilmapparates und wird mit Bezug auf den benetzten Rohrumfang  $U$  gebildet:

$$\Gamma = \frac{\dot{m}_F}{\pi \cdot d} = \frac{\dot{m}_F}{U} = \frac{\dot{V}_F \cdot \rho_F}{U} \quad (2-1)$$

Nach *Brauer* [10] ist im deutschen Sprachraum die Filmreynolds-Zahl wie folgt definiert:

$$\text{Re}_F = \frac{\dot{V}_F}{\pi \cdot d \cdot \nu} = \frac{\Gamma}{\eta_F} \quad (2-2)$$

was einer Näherung der ursprünglichen Definition

$$\text{Re}_F = \frac{u_m \cdot \delta_m}{\nu} \quad (2-3)$$

entspricht, die jedoch mit in der Praxis schwer messbaren Kerngrößen wie der mittleren Filmdicke  $\delta_m$  und -geschwindigkeit  $u_m$  gebildet wird und die Filmdicke selbst von  $Re$  abhängt.

Im angloamerikanischen Sprachgebrauch ist die Definition über den hydraulischen Durchmesser üblich, die sich aus einer Analogiebetrachtung zur Rohr- bzw. Kanalströmung ergibt:

$$\text{Re}^* = \frac{u_m \cdot d_h}{\nu_F} \quad (2-4)$$

$$\text{mit } d_h = 4 \cdot \frac{A_F}{U} \text{ und } A_F = \delta \cdot U \text{ zu} \quad (2-5)$$

$$\text{Re}^* = 4 \cdot \frac{\Gamma}{\eta_F} \quad (2-6)$$

In dieser Arbeit wird der im deutschsprachigen Raum etablierte Ausdruck aus *Gl. (2-2)* verwendet. Modellgleichungen aus der Literatur, die sich auf *Gl. (2-6)* beziehen, sind mit *Gl. (2-7)* umgerechnet worden.

$$\text{Re}_F = \frac{\text{Re}^*}{4} \quad (2-7)$$

Die Reynolds-Zahl des Films kann als das Verhältnis von Trägheits- und Reibungskräften im betrachteten Element verstanden werden. Sie gibt Aufschluss über den Strömungszustand, wobei apparative, betriebliche sowie einige stoffliche Parameter unberücksichtigt bleiben. Zur Einteilung der verschiedenen Strömungsbereiche sind von vielen Autoren entsprechende Übergangs-, Grenz- oder kritische Reynolds-Zahlen definiert worden. Dies erfolgt entweder als Absolutwert aus einer Vielzahl von Experimenten oder als Funktion der Stoffdaten bzw. anderer Kennzahlen, beispielsweise der Prandtl-Zahl nach Gl. (2-8). Sie gibt als reine Stoffgröße das Verhältnis der molekularen Transportgrößen „erzeugte Reibungswärme“ und „fortgeleitete Wärmemenge“ an und wird von einigen Autoren auch als Kriterium für eine Einteilung des Strömungszustandes genutzt, siehe Kapitel 2.1.2.

$$\text{Pr} = \frac{\eta \cdot c_p}{\lambda} \quad (2-8)$$

Ferner wird die Filmkennzahl  $K_F$  als maßgebliche Größe genutzt, siehe Gl. (2-9):

$$K_F = \frac{\rho \cdot \sigma^3}{g \cdot \eta^4} = \frac{1}{Ka} \quad (2-9)$$

Es ist zu beachten, dass diese Definition im deutschen Sprachraum zur Darstellung des Einflusses der Oberflächenspannung eingeführt wurde. Sie entspricht dem Kehrwert der Kapitza-Zahl<sup>2</sup>  $Ka$ , wobei die Nomenklatur sehr uneinheitlich ist. Häufig wird  $K_F$  auch als  $Ka$  bezeichnet bzw. umgekehrt [22, 84]. Die Ausführungen in dieser Arbeit beziehen sich stets auf die Filmkennzahl nach Gl. (2-9), andere Definitionen wurden umgerechnet.

In den nachfolgenden Kapiteln werden die einzelnen Strömungsbereiche zur besseren Übersicht getrennt dargestellt, obwohl sich einzelne Zustände oft nicht eindeutig unterscheiden lassen oder zeitgleich in einem betrachteten Abschnitt auftreten können.

### 2.1.1 Laminare Filmströmung

Erste Untersuchungen zum laminaren Strömungsprofil eines Fallfilmes wurden von Nusselt 1916 bzw. 1923 [11, 12] im Rahmen seiner Wasserhauttheorie veröffentlicht. Die laminar-glatte Filmströmung ist der mathematisch am einfachsten zu erfassende stationäre Strömungszustand. Allgemein gelten für die Strömung die Kontinuitätsgleichung

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (2-10)$$

und die Impulsgleichung bzw. Navier-Stokes-Gleichung in Strömungsrichtung:

$$\rho_F \cdot \left( u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \rho_F \cdot g + \eta_F \cdot \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (2-11)$$

Trägheits- und Scherkräfte, sowie Druckdifferenzen in der Gasströmung können meist vernachlässigt werden.

<sup>2</sup> auch: Filmkennzahl oder Filmzahl

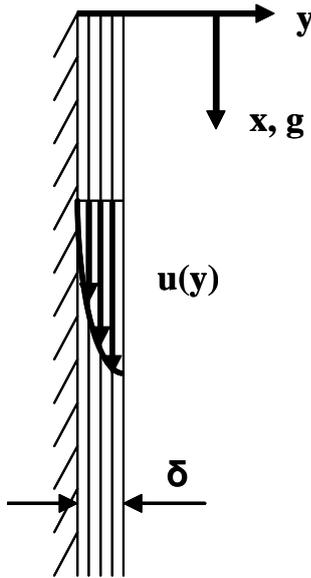


Abb. 2-2: Laminarer Film

Rein laminare Filme weisen definitionsgemäß nur eine Geschwindigkeitskomponente in x-Richtung auf, so dass wie folgt vereinfachend angenommen werden kann (siehe auch *Abb. 2-2*):

$$-g = \nu_F \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (2-12)$$

Die Haftbedingung  $u(y=0)=0$  und die vernachlässigbare Schubspannung an der Oberfläche erlauben die Integration von *Gl. (2-12)* und die Bestimmung der mittleren Geschwindigkeit  $u_m$  über die Filmdicke  $\delta$ :

$$u_m = \frac{1}{\delta} \int_0^{\delta} u(y) dy = \frac{g}{3 \cdot \nu_F} \cdot \delta^2 \quad (2-13)$$

Mit Hilfe der Kontinuitätsgleichung und den *Gln. (2-1)* bzw. *(2-2)* kann der Volumenstrom in eine mittlere Geschwindigkeit umgerechnet werden, die dann in *Gl. (2-13)* eingesetzt werden kann. Es gilt:

$$\dot{V}_F = u_m \cdot U \cdot \delta \quad (2-14)$$

Daraus kann die mathematische Beschreibung der laminaren Filmdicke und mittleren Filmgeschwindigkeit entwickelt werden - siehe *VDI-Wärmeatlas* [13] und *Anhang, Kap. 9.1*:

$$\delta_l = \left( 3 \cdot \frac{\nu_F^2}{g} \cdot \frac{\Gamma}{\eta_F} \right)^{1/3} = \left( 3 \cdot \frac{\nu_F^2}{g} \right)^{1/3} \cdot \text{Re}_F^{1/3} \quad (2-15)$$

$$u_m = \left( \frac{\nu_F \cdot g}{3} \cdot \text{Re}_F^2 \right)^{1/3} \quad (2-16)$$

Die von der Reynolds-Zahl abhängige mittlere Filmdicke berücksichtigt definitionsgemäß keinerlei äußeren Einflussfaktoren (Rohr-/Wandgeometrie, Filmaufgabe, etc.).

Der Bereich des laminar-glatten Fallfilms ist bezogen auf  $Re$  der kleinste. Beginnend von der ersten Benetzung geben beispielsweise *Dukler und Bergelin* [14] an, dass die Reynolds-Zahl im Bereich

$$0 \leq \text{Re}_{F,l} \leq 12,5 \quad (2-17)$$

liegt, wenn der Film nur aus einer laminaren Unterschicht in Wandnähe besteht. Ausführliche Untersuchungen von *Brauer* [10] mit Wasser bestätigten für diesen Bereich *Gl. (2-15)*, jedoch traten erste Störungen der glatten Filmoberfläche deutlich früher auf, siehe *Gl. (2-18)*:

$$\text{Re}_{F,l} \leq 4 \quad (2-18)$$

In der weiteren Entwicklung wurde eine Vielzahl von theoretischen und experimentellen Daten veröffentlicht, jedoch wurden mehrheitlich Filmaufgaben in Form eines Spaltes und kleine

Laufängen unterhalb 1 m betrachtet. Insbesondere die Filmaufgabe über eine definierte Öffnungsweite erzeugt zunächst einen glatten Film, der erst mit fortschreitender Lauflänge Wellenbildung zeigt [5]. Die Angabe von stoffdatenunabhängigen Absolutwerten basiert vornehmlich auf optischen Beobachtungen. Weitere Zusammenfassungen finden sich bei *Horn* [9], *Meyer* [5], *Lehnberger* [15], *Heidrich* [16], *Killion und Garimella* [17] und *Lel et al.* [18].

Die Einführung einer weiteren Kennzahl geht auf Ergebnisse von *Kapitza* [19] zurück, die insbesondere von *Ishigai et al.* [20] aufgegriffen wurden. Aus Versuchen mit senkrecht ablaufenden Wasserfilmen konnte die Beziehung

$$\text{Re}_{F,l} \leq 0,47 \cdot K_F^{0,1} \quad (2-19)$$

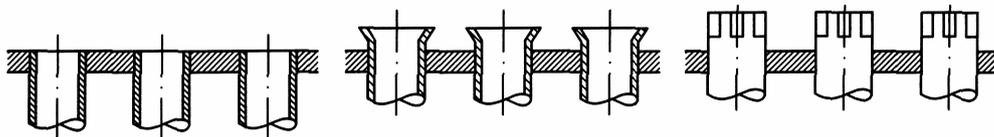
für laminar-glatte Filme ermittelt werden. Andere Autoren geben leicht abweichende Werte an, beispielsweise *Vorontsov* [21] mit Gl. (2-20)

$$\text{Re}_{F,l} \leq 0,216 \cdot K_F^{0,125} \quad (2-20)$$

oder *Al-Sibai* [22] die Gl. (2-21) für die Grenze des wellenfreien Films:

$$\text{Re}_{F,l} \leq 0,6 \cdot K_F^{0,1} \quad (2-21)$$

Ein laminar-glatte Fallfilm mit schubspannungsfreier Oberfläche bildet sich in Industrieanwendungen nur sehr selten aus. Erste Wellen bilden sich bereits bei kleinen Störungen aus, insbesondere bei industriell verwendeten Flüssigkeitsverteilern, Beispiele siehe *Abb. 2-3*.



*Abb. 2-3:* Typische Filmaufgabevorrichtungen, aus [1]

### 2.1.2 Wellige Filmströmung

Vernachlässigt man eine gezielte Beeinflussung des Fallfilmes durch die Rohr-/Wandgeometrie, die Filmaufgabe oder eine Gasströmung, so bilden sich im laminar glatten Film bei steigender Flüssigkeitsbelastung ab einer kritischen Reynolds-Zahl erste sinusförmige Wellen. Im weiteren Verlauf kommt es zur Ausprägung von unregelmäßigen, sich horizontal ausbreitender Wellenfronten mit stetig größer werdenden Amplituden. Dieser Bereich wird auch als zweidimensional wellig bezeichnet. Frühe Untersuchungen von *Horn* [9], *Brauer* [10], *Kapitza* [19], *Feind* [23], *Malewski* [24], und *Wilke* [25] ordnen diesem Bereich Reynolds-Zahlen nach Gl. (2-22) zu:

$$4 \leq \text{Re}_{F,w-l} \leq 80 \quad (2-22)$$