

CHISA

Chemické strojnictví

Химическое машиностроение

Chemical Equipment Design

Chemie Apparatebau

3. 9. 1962

Předběžné neopravené vydání

Предварительный выпуск

Uncorrected preprint

Unkorrigierte Voraugabe

BRNO - ČSSR



GEDANKEN ÜBER DIE ZUSAMMENARBEIT ZWISCHEN CHEMIE-APPARATEBAU
UND NATURWISSENSCHAFTLICHER GRUNDLAGENFORSCHUNG

H. Jungnickel

Institut für Chemie- und Kälteausrüstungen Dresden
und Technische Universität Dresden

DDR

Die letzte Aufgabe jeglicher Produktion ist die Befriedigung der sowohl nach Menge als auch nach Sortiment immer grösser werdenden Bedürfnisse der menschlichen Gesellschaft. Dabei kommt der chemischen Industrie immer grössere Bedeutung zu. Sie kann herkömmliche Rohstoffe und Fertigungsprodukte durch neue Verfahren billiger herstellen und neue Rohstoffe mit besseren Eigenschaften schaffen.

Der chemischen Industrie obliegt es, die Rohstoffquellen aufzusuchen, sie zu ordnen und die zu ihrer Erschliessung und Ausnützung nötigen Verfahren zu entwickeln. Sie muss ihr Verbundsystem sowohl in bezug auf Energieversorgung als auch in bezug auf die apparative Ausrüstung planen. Die Lieferung der Ausrüstungen hat der Maschinenbau vorzunehmen. Deshalb ist eine Abstimmung nicht nur global nach Wert oder Materialmenge, sondern vor allem in bezug auf das Sortiment eine unerlässliche Voraussetzung für den stetigen Ablauf der Entwicklung.

Die wesentlichsten Einflussfaktoren sind

1. die Entwicklung des Bedarfes
2. die Rohstoffsituation
3. die verfahrenstechnische Entwicklung
4. die apparatetechnische Entwicklung
5. die Entwicklung der eigenen Technologie

des Apparatebaues.

Die Punkte 1 bis 3 muss der Apparatebauer aufmerksam beobachten, für die Punkte 4 und 5 ist er selbst verantwortlich.

In der chemischen Industrie der ganzen Welt sind bekanntlich Produktionssteigerungen erreicht worden, wie sie in der Wirtschaftsgeschichte selten vorkommen. Die bekannte zehnjährige Periode der Verdoppelung der Energieerzeugung wurde dabei oft übertroffen. Die Tendenz des Anstieges ist dabei mindestens konstant. Dies war aber nur möglich durch die Entwicklung immer produktiverer Verfahren und Apparate, durch die rasche Einführung neuester Forschungsergebnisse, selbstverständlich aber auch durch eine absolute Vergrößerung der Investrate.

Man kann bekanntlich ein Verfahren in vorbereitende Schritte, die eigentliche Reaktion und die Aufarbeitung der Reaktionsprodukte einteilen. In einem Chemiewerk sind meist viele einzelne Verfahren und Verfahrensschritte durch eine weitläufige Vermaschung der Haupt- und Seitenprodukte gekoppelt. Das ist eine der Tatsachen, die oft fälschlicherweise als Begründung für die Abneigung der Chemis gegen Standard-Apparate vorgebracht wird. Die Beherrschung der Vorgänge im Reaktor selbst, die Reaktionskinetik, ist das ureigene Gebiet der Chemis. Vor allem die vorbereitenden und die aufarbeitenden Stufen werden mehr und mehr von den Apparatebauern übernommen. Selbstverständlich haben sich aber auch Reaktor-Typen herausgebildet, die durchaus dem Maschinenbau zufallen, wie Feuerungen, Rührkessel, Wirbelschichtöfen u.a.m.

Glücklicherweise besteht die Arbeitsweise der chemischen Industrie fast immer in der Aneinanderreihung bestimmter, sich wiederholender Grundoperationen. Das System dieser "unit operations" ist schon recht gut ausgebaut, so dass nur noch selten Verfahrensschritte auftauchen, die nicht schon im Grunde bekannt sind oder sich als Kopplung bekannter Operationen nachweisen lassen. Dabei kann durch den Übergang zu einer anderen Materialbasis kaum eine Überraschung eintreten. So wurde z.B. die Anzahl der Grundoperationen beim Basiswechsel Kohle - Erdöl nicht beeinflusst, wohl aber das Sortiment der Ausrüstungen. Dies wirkt sich aber stark auf das Profil des Apparatebaues aus; denn je grösser der Umfang der Lieferungen ist und je öfter die Wiederholung des gleichen Apparates vorkommt, desto eher wird selbstverständlich der Apparatebauer die Produktion auf bestimmte Werke spezialisieren.

Wir sehen also, dass allein aus der Betrachtung der Rohstoffsituation Hinweise für die Perspektive des Apparatebaues zu erhalten sind.

Im Grunde gibt es für den Apparatebauer zwei Hauptaufgaben:

1. die Produktivität der gelieferten Erzeugnisse erhöhen .
2. die eigene Produktivität verbessern.

Für den ersten Komplex stehen folgende Lösungsmöglichkeiten zur Verfügung :

1. absolute Vergrößerung der Apparate- und Maschinen-Einheiten
2. Verbesserung der auf Masse, Raum oder Flächen bezogenen Kennziffern
3. Verbesserung der auf Energie und Rohstoffe bezogenen Kennziffern
4. Verbesserung der auf Verschleiss bezogenen Kennziffern
5. Verbesserung der Berechnungsgrundlagen.

Ich möchte mich jetzt ein wenig mit den Berechnungsgrundlagen beschäftigen. Um es vorauszuschicken: ich bin nicht der Ansicht von O.A.Saunders [1], der im Januar 1962 die Ansicht vertrat dass der grösste Teil der Forschung nur ihren Nutzen in der Abfassung von Doktor-Arbeiten findet. Saunders glaubt, feststellen zu können, dass der idealistische Versuch der Forscher, Unterlagen für eine komplette Konstruktion von Wärmeübertragungsanlagen ab initio auszuarbeiten, ein Mythos sei. Er meinte, dass es unwahrscheinlich sei, in einer angemessenen Zeitperiode genügend Unterlagen für die Konstruktion von einfachen Ausrüstungen beizubringen (Chemical and Process Engineering, Vol.43, No.3, März 1962, Seite 103). Wir müssen darauf achten, dass nicht durch die Überapitzung an sich richtiger ökonomischer Prinzipien eine Behinderung der technischen Entwicklung hervorgerufen wird.

Eine Produktionsanlage entsteht bekanntlich in einem mehrstufigen Prozess, der vom Versuch im Chemielabor über Technikumversuche zur halbtechnischen Versuchsanlage, von da oft noch über eine grossstechnische Versuchsanlage zur endgültigen Produktionsanlage führt.

Die Vergrößerungsverhältnisse werden dabei meist von Stufe zu Stufe kleiner, beeinflusst durch das anwachsende finanzielle Risiko. Es kann aber kein Zweifel darüber bestehen, dass in der heutigen Zeit - angesichts der raschen Entwicklung der verschiedensten Verfahren und Produkte - das Risiko aber auch durch das genannte Stufenverfahren selbst gesteigert wird, weil der sogenannte moralische Verschleiss, d.h. die Entwertung der ideellen und materiellen Investition, durch zu lange Entwicklungsdauer sehr beträchtlich werden kann.

Das minimale Risiko könnte noch weitgehend vermindert werden, wenn der Apparate-Konstrukteur immer in der Lage wäre, an Hand der Aufgabenstellung des Prozess-Chemikers, den optimalen Apparat zu berechnen. Sie werden mir rechtgeben, wenn ich feststelle, dass wir von dem Idealzustand, der es gestatten würde, die Zwischenstufen glatt zu überspringen, noch sehr weit entfernt sind. Darin kann man Saunders wohl recht geben. Aber ich denke, dass für uns die weitgehende Annäherung an dieses Ziel kein Mythos ist.

Wir wollen uns doch lieber der Auffassung Kirkbride's [2] anschließen, der gezeigt hat, dass jede Aufgabe einer Apparatekonstruktion mathematisch mit fünf Gruppen funktionaler Zusammenhänge beherrscht werden kann. Diese sind nach Bock: [3]

1. Stoffbilanzen
2. Energiebilanzen
3. Gleichgewichte
4. stationäre Zustände bzw. Friktionen
5. wirtschaftliche Optimierung

Die problematischste Gruppe ist wohl die vierte. Sie muss diejenigen Faktoren enthalten, die den Prozess stationär machen, d.h. die Bestimmung der Prozessgeschwindigkeiten. Diese sind aber an Ungleichgewichte gebunden. Das bedeutet, dass sie gleichzeitig Ursachen für Verluste sind, weil jedem Volumelement eine endliche, lokale Entropieerzeugung zugeordnet werden kann, auch wenn Verluste durch die Umrandung vermieden werden. Es ist deshalb eigentlich erstaunlich, dass derjenige Zweig der Thermodynamik, der eigentlich überhaupt nur Thermodynamik ist, nämlich die Theorie der Thermodynamik irreversibler Prozesse, von dem Apparatebauer bisher nur wenig zur Kenntnis genommen worden ist.

Die von Bosniakovic ausgegebene Parole: "Kampf den Nichtumkehrbarkeiten" muss so gesehen in dem Sinne interpretiert werden, dass unnötige Verluste vermieden werden müssen, denn vollständige Reversibilität ist eben Gleichgewicht und damit Stillstand und Ende aller Entwicklung, alles Lebens !

Die Fiktion des reversiblen Prozesses bewirkt nämlich, wie Koffak [4] bemerkt, dass die Zeit im II. Hauptsatz nicht vorkommt, so dass man keine Aussage über die Geschwindigkeit machen kann. Nur die mögliche Richtung eines physikalischen Vorganges kann erkannt werden.

Ich glaube, dass wir alle bei der Betrachtung der Thermodynamik ir-

mer wieder die Frage gestellt haben: ist es berechtigt, Erkenntnisse, für die das Gleichgewicht Voraussetzung ist, auch auf Ungleichgewichte zu übertragen.

Ich denke, wir sollten dem Apparatebauer die grundsätzlichen Gedanken der Thermodynamik der irreversiblen Prozesse zugänglich machen. Dazu ist es allerdings nötig, sich den Begriff der Entropie vollständig klar zu machen, um dann die Begriffe der Entropieströmung, der Divergenz der Entropieströmung sowie der lokalen Entropieerzeugung einführen zu können.

Führt man dazu phänomenologische Ansätze zwischen verallgemeinerten Strömen und den sie erzeugenden Kräften ein, so gilt für die in diesen Ansätzen auftretenden Koeffizienten ein sehr weitreichendes Theorem: die Onsager'sche Reziprozitätsrelation. Sie fordert die Symmetrie der Matrix der phänomenologischen Koeffizienten und man kann Haase [5] in der Feststellung durchaus Folge leisten, dass dieses Theorem den bekannten Hauptsätzen der Thermodynamik ebenbürtig zur Seite steht, wobei allerdings lineare phänomenologische Ansätze Bedingung sind.

Keenan und Hatsopoulos [6] haben z.B. die Anwendung dieser Theorie auf die Probleme der Thermoelektrizität in sehr klarer und durchsichtiger Form in den Transactions of ASME dargestellt. Zur Einarbeitung kann dieser Aufsatz empfohlen werden. Von Meixner [7] wurde das Problem der Thermodiffusion eingehend erörtert und derselbe hat auch Beiträge zur Thermodynamik der irreversiblen Prozesse in Gasen mit chemisch reagierenden, dissoziierenden und anregbaren Komponenten geliefert. Es sollte möglich sein, auf praktische Probleme, wie z.B. das Zusammenspiel von Diffusion und Wärmeleitung im zweiten Trockenabschnitt, die Kondensation in Gegenwart von inerten Gasen u.a. mehr mit den Hilfsmitteln dieser Theorie zu beleuchten, so wie es Lykow [7a] für den Wärme- und Stoffübergang in der Grenzschicht in einer beachtenswerten Arbeit durchführte; die sogenannten Mengen-Zustandsänderungen können in diese Betrachtungen in ganz allgemeiner Form einbezogen werden.

Die Physik schlägt bei der Beobachtung und auch bei der theoretischen Vorausberechnung der Phänomene im allgemeinen den Weg ein, störende Nebeneffekte soweit als möglich auszuschliessen. So werden beispielsweise Untersuchungen bei den tiefsten erreichbaren Temperaturen durchgeführt, um den Einfluss der Molekularbewegung auszuschal-

ten. Dabei sind bekanntlich ganz überraschende Einblicke in die Struktur der Materie möglich geworden.

Wir sind nun nicht in der glücklichen Lage wie die Physiker, dass wir Einzelprobleme abstrahieren können. Wir müssen uns vielmehr gerade mit ausgesprochen komplexen Vorgängen befassen und sind gezwungen, sie im Sinne einer wirtschaftlichen Optimierung vorzuberechnen.

Es war seinerzeit ein ungeheurer Fortschritt, als man zeigen konnte, dass es Zusammenfassungen von Einflussgrößen gibt, die ein anscheinend hoffnungslos verwickeltes Problem zu vereinfachen gestatten. Ich mein hier die dimensionslosen Kenngrößen, die nach den Regeln der Dimensionsanalyse gebildet werden. Für mich war es jedenfalls sehr eindrucksvoll, als ich die Bedeutung dieser Rechenweise an Hand des Beispiels der Wärmeübertragung erkannte.

Oftmals werden dann Zusammenhänge sichtbar, die sonst verborgen bleiben. So erkennt man z.B. in der dimensionslosen Schreibweise viel leichter, dass der Kreuzstrom-Wärmetauscher, die Abkühlung am Band, sowie die erste Abkühlung eines Regenerators der gleichen Differentialgleichung genüge leisten, so dass diese nur einmal gelöst werden braucht.

Wallot [8] sagt zwar in seinem Buche "Grössengleichungen, Einheiten und Dimensionen", dass die Modelltheorie primitiver sei als die Dimensionsanalyse. Aber ich glaube, dass die fehlerfreie Anwendung der Modelltheorie eine gewisse Sicherheit in der Dimensionsanalyse und Ähnlichkeitstheorie voraussetzt. Eine gewisse Problematik entsteht, wenn man versucht, die Ähnlichkeitsbetrachtungen auf ökonomische Zusammenhänge auszudehnen, wie es z.B. Pauer [9] in seinen Vorlesungen über "Energiewirtschaft" durchgeführt hat. Dabei kann man zu wirklich invarianten wirtschaftlichen Kenngrößen kommen. Bock [10] weist in seinem Aufsatz "Verfahrenphysik - Grenzgebiet zwischen Physik und Verfahrenstechnik" auf diesen Aufgabenkomplex hin; Kölbel und Schulze [11] haben mit ihrem Buch "Projektierung und Vorkalkulation in der chemischen Industrie" gezeigt, dass der Ingenieur auch hier mitprechen können muss.

W. Matz [12] hat auf die Anwendung der Dimensionsanalyse und der Modellgesetze öfters hingewiesen und in seinen Büchern "Anwendung des Ähnlichkeitsgrundsatzes in der Verfahrenstechnik" sowie "Die Thermodynamik des Wärme- und Stoffaustausches in der Verfahrenstechnik" sehr schöne Beispiele gezeigt. Er bringt in seinem AICHEM-Vertrag auch das Beispiel des Rührwerkes; dort kann man durch den Ersatz des zu verarbeitenden Ma-

diums durch ein anderes unter Umständen am kleinen Versuchsmodell, sehr genaue Aussagen über die Verhältnisse an der Hauptausführung erhalten. Die Modellprojektierung ist zunächst wohl die primitivste Form der Anwendung der Ähnlichkeit, da sie nur die rein geometrischen Verhältnisse ähnlich abbildet. Aber man kann das Modell auch benutzen, um die Lüftungs- und Temperaturverhältnisse im Projekt vorauszubestimmen.

Bei der Auslegung von Lüftungstechnischen Anlagen (Lüftungsanlagen einschliesslich Absaugungsanlagen, Luftheizanlagen, Klimaanlage usw.) verlangt ausser der Regelungsanlage die Luftführung im Raum die intensivste Bearbeitung. Die Vernachlässigung dieser Probleme ist die häufigste Ursache für das Versagen der lufttechnischen Anlagen.

Dabei muss einerseits für die Abfuhr der Luftverunreinigungen und der Wärme in der Form gesorgt werden, dass keine unzumutbaren Bedingungen am Arbeitsplatz entstehen; andererseits muss die Luft so verteilt werden, dass Zug und Erkältungskrankheiten weitgehend vermieden werden. Eine theoretische Vorausberechnung ist in der Mehrzahl der Fälle ausgeschlossen, da in der Wärmequellenverteilung, der Arbeitsplatzanordnung usw. die verschiedenartigsten Varianten auftreten. Bei der Raumluchtströmung liegen die Verhältnisse meist ganz anders als bei den übrigen Anwendungsfällen der klassischen Strömungslehre. Die Raumluchtströmung ist gekennzeichnet dadurch, dass die Luft sehr langsam strömt, einen hohen Turbulenzgrad besitzt und nicht durch Wände geführt wird. Sie ist stark verwirbelt (Zirkulationen), und der Weg der Luftstrahlen bzw. die Grösse, Lage und Drehrichtung der Zirkulationszonen wird vorzugsweise durch den thermischen Auftrieb und durch die Zuordnung der Zuluft- und Abluftöffnungen bestimmt.

Zumindest bei grösseren Objekten muss die Luftführung schon bei der Projektierung so vorausbestimmt werden, dass der gewünschte Lüftungseffekt gesichert erscheint. Eine nachträgliche Einregelung und Änderung der Luftführungsorgane ist mit erheblichem Kostenaufwand verbunden, und ein Erfolg ist äusserst unsicher, da an einer Grossanlage die Variationsmöglichkeiten nur sehr gering sind. Die Vorausbestimmung der zu erwartenden Luftströmung ist aber durch Untersuchungen an Modellen ohne weiteres möglich, wobei Kosten entstehen (schätzungsweise 500,- bis 3000,- DM je nach Grösse und Umfang), die bei einem grösseren Lüftungstechnischen

Objekt überhaupt nicht ins Gewicht fallen. Dieser Weg, die Lüftungstechnischen Massnahmen vor Beginn der Projektierung an einem Modell festzulegen, wird seit höchstens 3 bis 5 Jahren in verschiedenen Ländern besprochen.

Wie bereits gesagt, genügt es bei der Untersuchung von Raumluftströmungen an Modellen nicht, nur die geometrische Ähnlichkeit zu berücksichtigen, vielmehr sind eine ganze Reihe zusätzlicher Bedingungen vorgegeben, die unbedingt beachtet werden müssen, wenn die am Modell ermittelten Strömungsverhältnisse den am ausgeführten Objekt zu Erwartenden entsprechen sollen und wenn die Modelluntersuchungen aussagekräftig sein sollen.

Dabei sind die wichtigsten dimensionslosen Kennzahlen die Froude'sche Zahl, die Stanton'sche Zahl und die Archimedes-Zahl $\frac{1}{Fr} \cdot \frac{\Delta \rho}{\rho}$

Beim geometrischen Masstab $l:m$ verändern sich dann die Strömungsgeschwindigkeiten wie $l:m$, die Luftvolumina wie $l:m^{+5/2}$, die Wärmequellen ebenfalls wie $l:m^{+5/2}$.

Die Reynolds'sche Ähnlichkeit wird man meist vernachlässigen können.

Bei der modellmässigen Abbildung von Hitzebetrieben muss man, um die Ähnlichkeit zu erreichen, unter Umständen folgende Massnahmen treffen: Verringerung der Strahlungsübergangszahl (z.B. Ofenmodelle mit einer Oberfläche geringer Strahlungszahl versehen, etwa durch Stanniolabdeckung),

durch Verringerung der Wärmeaustauschfläche (z.B. durchbrochene Ofenoberfläche) gegenüber dem durchströmten Querschnitt oder

durch Verringerung der Übertemperatur der Ofenwände ($t_w - t_L$) über der Lufttemperatur t_L .

Bei klimatisierten Räumen können normalerweise weder die Wärmeübergangszahl noch das Flächenverhältnis beeinflusst werden; dort muss entweder die Wandtemperatur t_w (nur selten möglich!) variiert werden oder die Untersuchung muss mit einem anderen Medium (z.B. Wasser) durchgeführt werden. Die Reynolds'sche Analogie ist im Raum selbst meist vernachlässigbar. Würde auch sie beachtet werden müssen, dann könnte sie unter keinen Umständen gleichzeitig mit der Archimedes-Zahl eingehalten werden, da erstere vorschreibt

$$w \sim l:m$$

während nach der Reynolds'schen Analogie ist

$w \sim m$

Für die Ausbildung der Zuluftöffnungen (Luftverteilkänäle, Anemostaten usw.) und der Abluftöffnungen (Absaugehauben, Abluftköpfe, Dachaufbauten wie Laternen usw.) muss jedoch die Reynolds'sche Ähnlichkeit mit beachtet werden. Das kann evtl. dazu führen, dass im Raum die Wärmequellen und die Lage der Zu- und Abluftöffnungen zwar geometrisch ähnlich angeordnet werden, dass die Zu- und Abluftorgane hingegen nicht geometrisch ähnlich ausgebildet werden können.

Mit den hier skizzierten Modellmasstäben lassen sich praktisch alle Fälle der natürlichen und mechanischen Lüftung (einschliesslich Klimatisierung) bearbeiten. Dazu werden masstäbliche Modelle (räumliche Modelle) benutzt, in denen die Luftströmungen mit Rauchpatronen oder durch Temperatur- und Geschwindigkeitsmessungen (Thermoelemente bzw. Hitzdrahtsonden) verfolgt werden (siehe auch Linke [13]).

Einige Sonderprobleme (Gebäudeumströmung, Windeinfluss auf Laternen, Strömung in und um Absaugehauben usw.) werden besser im Flachwasserkanal, im elektrolytischen Trog oder auch im räumlichen Wassermodell untersucht.

Ich habe das eben angeführte Beispiel etwas breiter erörtert, weil in dieser - unter der Leitung von Petzold [14] durchgeführten Arbeit - sehr schön sichtbar wird, was ich mit den Möglichkeiten meine, die noch in den Ähnlichkeitsgrundsätzen auszuschöpfen sind. Wenn dieses Beispiel auch nicht unmittelbar in die Verfahrenstechnik gehört, so gibt es auch dort noch genügend Probleme, die der Lösung harren. So war z.B. bislang ungeklärt, ob in senkrechten Kondensatorrohren der Rücklaufkondensatoren, die direkt auf die Kolonne aufgesetzt sind, eine Verstärkungswirkung eintritt, die über die Verstärkung durch Teilniederschlag hinausgeht. Otto [15] konnte eindeutig nachweisen, dass - in Abhängigkeit vom Verhältnis $1/d$ - eine mehr oder weniger grosse zusätzliche Verstärkungswirkung eintritt und damit die Auffassung von Hausen und Schlatterer [16] bestätigen, die von Kirschbaum [17] hingegen nicht.

Meine beiden Beispiele haben vielleicht gezeigt, dass es Bereiche der Physik gibt, die wir für die Zwecke des Apparatebaues noch nicht genügend ausnützen; ich möchte dann noch ein weiteres Beispiel anführen, welches ebenfalls in diese Richtung weist :

Der Phasenwechsel ist ein sehr häufiger Vorgang, der vor allem in Trennprozessen eine grosse Rolle spielt. Es ist deshalb erstaunlich, dass die sehr gut ausgebildete Theorie der "Kinetik der Phasenkeimbildung", wie sie bereits 1939 von Volmer [18] vorgelegt wurde, gar nicht so sehr bekannt geworden ist. Im Falle des Dampfdruckes kleinster Tröpfchen kann man mit der Methode der Kreisprozesse, wie Becker [19] gezeigt hat, sehr schnell zu einer qualitativen Anschauung kommen. Diese Methode ist es übrigens auch wert, in der theoretischen Verfahrenstechnik beachtet zu werden.

In meinem Institut hat sich Ullmann [20] eingehend mit der Übersättigung eines Stickstoff-Kohlensäure-Gemisches beschäftigt. Er wies nach, dass auch in strömenden Gasen, die mit kondensierbaren Dämpfen beladen sind, Übersättigungen bzw. Unterkühlungen eintreten können. Dabei war die zum Nachweis verwendete Apparatur denkbar einfach. Sie bestand im Prinzip aus einem Kältebad, in welches eine Kühlschlange eingebettet war. Durch diese Schlange strömte das Versuchesgas, welches vor dem Versuch in genügender Menge in einer Stahlflasche in der entsprechenden Konzentration zubereitet wurde. Beim Absinken der Temperatur des Kühlbades hätte die Kondensation beim Erreichen des Taupunktes eintreten müssen, was durch eine Änderung der CO_2 -Konzentration kontrolliert wurde.

Je nach der Grösse der Reynolds-Zahl traten indessen beachtliche Verzögerungen ein. Es ist üblich, als Mass für die Übersättigung den Wert $x = \ln \frac{p}{p_s}$ zu benutzen.

Hier ergeben sich Werte für x in der Grössenordnung bis 1, d.h. bei -112°C kondensierte CO_2 erst bei einem Partialdruck von ca. 0,08 ata, während die Sättigung eigentlich schon bei 0,05 ata erreicht ist. Nebenbei konnte in dieser Arbeit von Ullmann noch eine Ansicht von Sander und Danköbler [21] widerlegt werden, wonach die Oberflächenspannung des Wassers bei 0° ein Maximum habe. Auch ist es möglich, zu versuchen zu bestimmen, ob die Abscheidung in fester oder flüssiger Form entsteht. Diese Erkenntnisse sind von grosser Wichtigkeit für die Vorgänge in sogenannten feuchten Regeneratoren. Courtney [21a] hat sich jüngst ebenfalls mit diesem Komplex beschäftigt.

Der bekannte Siedevorzug ist selbstverständlich auch eine Frage der Keimbildungskinetik. Es wurden von Wakasaka und Takata [22] und unabhängig davon von Skripov und Kukuschkin [23] folgende interessante Ver-

suche durchgeführt:

In einem senkrechten Rohr, welches mit Schwefelsäure gefüllt war, wurde durch eine am Kopf angebrachte Heizung ein nach oben zeigender Temperatur-Gradient erzeugt. Liess man nun durch eine Kapillare von unten niedriger siedende, leichtere Substanz eintreten, die sich in der Schwefelsäure nicht löste und nicht mit ihr reagierte, so stiegen die Tropfen bis in Temperaturzonen, die weit über der normalen Siedetemperatur lagen. So wurden Überhitzungen von über 100° erreicht, bis die Tropfen dann explosionsartig zerfielen. Hier war nämlich der Wandeinfluss beseitigt, so dass die enthemmende Wirkung von Gitterstörungen der Gefässwandung ausgeschaltet war.

Bei der destillativen Herstellung sehr reiner Substanzen treten sehr geringe Konzentrations- und Temperatur-Unterschiede zwischen den Böden auf. Es ist nicht unmöglich, dass das dabei oft beobachtete starke Absinken des Verstärkungsgrades in den geschilderten Erscheinungen seine Ursache hat. Trotz der auf den Rektifizierböden herrschenden Turbulenz scheint mir dann die notwendige Unterkühlung des Dampfes und die notwendige Überhitzung der Flüssigkeit nicht mehr auszureichen, um zu einer genügend grossen Keimbildungswahrscheinlichkeit zu gelangen. Das hat zur Folge, dass die Dampfblasen die Flüssigkeitsschicht passieren, ohne eine Konzentrationsänderung zu erleiden und das spiegelt sich in dem schlechter werdenden Verstärkungsverhältnis wider.

Es wird den Physikern oft der Vorwurf gemacht, dass sie sich nicht in dem Masse mit unseren Problemen beschäftigen, wie wir es für wünschenswert halten. Das hat selbstverständlich seine Gründe. Davon ist sicherlich nicht der nebensächlichste, dass unsere Aufgaben im Sinne der Zielstellung der modernen Physik zum grössten Teile Probleme zweiter Ordnung sind, deren Lösung zur Weiterentwicklung des Weltbildes der Physik nur wenig beiträgt.

Andererseits liegt es möglicherweise auch daran, dass die Aufgabenstellung von uns aus nicht genügend präzisiert wird und vielleicht kann dieser Kongress einen Beitrag dazu liefern, die Physik an unseren Problemen mehr als bisher zu interessieren.

Bei der Bearbeitung von Forschungs- und Entwicklungsaufgaben im chemischen Apparatebau stösst der Ingenieur immer wieder auf Schwierigkeiten, die nicht durch die begrenzten technischen Möglichkeiten, sondern durch ungelöste naturwissenschaftliche Probleme bedingt sind. Der Ingenieur ist dann oft gezwungen, mehr oder weniger begründete Annahmen zu

machen bzw. Extrapolationen durchzuführen. Die dadurch bedingten Unsicherheiten muss er durch konstruktive Massnahmen, z.B. durch Überdimensionieren einer Anlage, ausgleichen. Es steht ausser Zweifel, dass durch diese Methoden die Wirtschaftlichkeit eines Verfahrens wesentlich beeinflusst werden kann.

Eines dieser Probleme ist das thermodynamische Verhalten von Gemischen.

Bei vielen verfahrenstechnischen Prozessen, insbesondere in der Gasserlegung wird ein verdichtetes Gasgemisch annähernd isobar abgekühlt. Nur in wenigen Fällen kann vorausgesagt werden, bei welchen Temperaturen die ersten Ausscheidungen in fester bzw. flüssiger Phase erfolgen oder wie gross der ausgeschiedene Anteil in einem bestimmten thermischen Zustand ist, und welche Zusammensetzung dieser Anteil hat.

Folgende Beispiele sollen diesen Sachverhalt näher erläutern:

1. Kühlt man Hochdruckluft zur Verflüssigung bis auf -170° C ab, so muss durchaus keine Ausscheidung des CO_2 erfolgen, obwohl der Dampfdruck des CO_2 wesentlich grösser ist als die entsprechenden Gleichgewichtswerte für das reine CO_2 . Der Partialdruck in dem Gasgemisch Luft liegt dabei für das CO_2 um Grössenordnungen über dem Gleichgewichtsdruck der reinen Phase. Man kann geradezu von einer Löslichkeit des festen CO_2 in der verdichteten Luft sprechen.

Ähnliche Vorgänge lassen sich bei der Ausscheidung von N_2 aus H_2 bei Temperaturen unter -200° C oder auch bei der Wasserausscheidung aus verdichteten Kohlenwasserstoffgemischen beschreiben. Diese Vorgänge sind qualitativ bekannt; es liegen auch vereinzelt Messergebnisse darüber vor. Eine quantitative Abschätzung oder eine genaue Vorausberechnung, wie sie für die verfahrenstechnische Auslegung notwendig wäre, ist aber nicht möglich.

2. Die Löslichkeit von Gasen in Flüssigkeiten unter Druck gehorcht keineswegs dem Henry'schen Gesetz. Die Berechnung z.B. von Tieftemperaturgaswäschen ist aber auf genaue Stoffwerte angewiesen. Auch hier ist es zwar möglich, in jedem Einzelfall experimentelle Untersuchungen durchzuführen. Es fehlen aber allgemeine Zusammenhänge, die es gestatten, Vorhersagen über das Löslichkeitsverhalten zu machen und dadurch den Umfang der experimentellen Untersuchungen einzuschränken.

3. Bei der Argonerzeugung aus Synthese-Restgas kühlen wir das Vier-Stoff-Gemisch H_2 , N_2 , Ar, CH_4 unter einem Druck von 200 Atmosphären auf $-150^\circ C$ ab. Hierbei wird die kritische Temperatur mehrerer Gemischanteile unterschritten, trotzdem kann keine Aussage darüber gemacht werden, ob eine Teilverflüssigung erfolgt und wie deren Zusammensetzung sein wird. Es ist deshalb nicht möglich, das Trennverfahren optimal auszugestalten.
- Besonders auf diesem Gebiet liesse sich die Zahl der Beispiele beliebig vermehren.

Allen diesen Problemen ist folgende Fragestellung gemeinsam: Lässt sich eine exakte Voraussage über das thermodynamische Verhalten des Stoffgemisches im Zustandsgebiet reales Gas + Flüssigkeit (fluid-Zustand) machen?

Auf dem technisch sehr wichtigen Gebiet der Mischungen von Kohlenwasserstoffen sind in dieser Hinsicht Fortschritte zu verzeichnen. Die amerikanische Schule konnte zeigen, dass der molar-mittlere Siedepunkt ein sehr guter Parameter bei der Bestimmung von Stoffwerten solcher Gemische ist. Z.B. kann man mit Hilfe der "Polyce Charts" [24], die unter Leitung von Benedict in den Kellogg-Laboratorien entstanden sind, die Verdampfungsgleichgewichte von KWS mit grosser Genauigkeit berechnen. Aus den Ergebnissen dieser Experimente stellten Edmister und Ruby [25] unter Verwendung von Kay's pseudokritischem Konzept [26] Diagramme zur Berechnung von Gemisch-Enthalpien her. In Verbindung mit Gleichungen für Bodenzahl und Rücklaufverhältnis lassen sich so destillative Trennungen mit genügender Genauigkeit vorausberechnen. Die Berechnungsverfahren für Mehrstoffgemische können auch auf Vielstoffgemische - wie sie bei Erdölfraktionen vorliegen - übertragen werden. Aufbauend auf den Arbeiten von Hoffmann und Florin [27] konnten meine Mitarbeiter Wunsch [28], Krüger [29] und Hertel [30] zeigen, dass sich die Fenske Gleichung [31] auch auf komplexe Gemische anwenden lässt, und dass bei Kenntnis des Mindestrücklaufes nach der Gilliland-Beziehung [32] die praktischen Daten für die Rektifikation bestimmt werden können. Für andere Gemische sind die Verhältnisse jedoch wesentlich ungünstiger. Hala, Pick, Fried und Vilim [33] haben in einer von Wichterle angeregten Arbeit unter Mitwirkung von Standart die Zusammenhänge und Messmethoden für Flüssigkeit-Dampf Gleichgewichte in einer auch dem Ingenieur zugänglichen Form dargestellt. Redlich und Kister [34] gaben jüngst eine Be-

rechnungsmethode kritischer Daten von Zweistoff-Gemischen an. Dennoch kann festgestellt werden, dass trotz vieler Ansätze eine allseitig befriedigende Antwort noch nicht gegeben werden kann.

Ein weiteres Beispiel, welches ich nur kurz streifen möchte, ist die Rheologie nicht-newtonscher Flüssigkeiten. Es gibt sehr viele technische Vorgänge, deren Beherrschung besser möglich wäre, wenn dieser Teil der Strömungslehre weiter ausgebaut würde. Hierher gehören z.B. die Vorgänge bei der spangebenden Verformung. Uns interessiert besonders das Problem der Vorgänge bei der Verarbeitung von Kunststoffen im Extruder. Schon die Betrachtung der Oberflächenstruktur des die Spritzdüse verlassenden Materials zeigt, dass dabei Vorgänge, ähnlich dem "stick-slip" auftreten können, dass sich also langsamer Druckaufbau mit plötzlicher Entlastung in einer Art Kippschwingung abwechseln. Das bedeutet aber, dass nichtlineare Vorgänge eine grosse Rolle spielen. Messungen des Axialschubes spiegeln dies Verhalten wider. An eine Vorausberechnung solcher Apparate kann heute kaum gedacht werden.

Wenn ich vorhin an dem Beispiel der Kinetik der Phasenbildung zeigte, dass es Gebiete der Physik gibt, die vom Ingenieur zu wenig beachtet werden, so muss man aber auch feststellen, dass auf diesem Gebiet von der Physik seit Volmer nicht viel getan worden ist und es sind doch gerade die Austausch- und Transportvorgänge, die "frictions" nach Kirkbride, die in allen Zweigen des Apparatebaues - wie schon gezeigt - die entscheidende Rolle spielen. Sehen wir uns doch die in der Literatur angegebenen Gleichungen der - Werte beim Verdampfen von Flüssigkeiten an!

Jeder von uns kann sicher ohne lange zu überlegen Beispiele bringen, die zeigen, dass ein engerer Kontakt zwischen Praxis und Grundlagenforschung nötig ist.

Gelegentlich der Vorbereitungen für eine Feier zum 100. Geburtstag von R. Mollier, die wir im November 1963 an der Stätte seines Wirkens, der TU Dresden, abhalten wollen, habe ich mich gefragt, wie die grosse und nachhaltige Wirkung dieses Mannes zustande gekommen ist. Es kann wohl nicht an seinen Veröffentlichungen liegen, die Zahl ist nicht sehr gross.

Ich fand nun im Institut für Thermodynamik der TU Dresden eine kleine bibliophile Kostbarkeit, nämlich eine Vorlesungsniederschrift aus dem Jahre 1898/99, die der damalige Student und nachmaliger Professor A. Naegel nach den Vorlesungen R. Molliers geführt hat. Wenn man nach den Gründen sucht, warum gerade Mollier einen so nachhaltigen Einfluss auf

die Arbeitsweise ganzer Ingenieur-Generationen ausgeübt hat, so kann man das in dieser Nachschrift finden. Mollier hat wie selten einer verstanden, die Brücke zwischen den modernsten physikalischen Erkenntnissen und den Bedürfnissen der technischen Praxis zu schlagen. Seine Literaturangaben geben Planck, Rankine, Clausius, Mach und andere an, die damals als Sterne am Himmel der exakten Naturwissenschaften glänzten. Bosniakovic [35] hat in seinen Arbeiten oft an die Tradition seines Lehrers Mollier angeknüpft. Dies zeigte sich doch in neuester Zeit wieder in seinen Zustands-Diagrammen des Plasma-Bereiches, in denen es ihm in überzeugender Weise gelungen ist, die physikalischen Tatbestände in einer dem Ingenieur angepassten Darstellungsweise auszudrücken.

Es ist, wie man schon an diesem letzten Beispiel sieht, seit der Zeit Molliers sicherlich nicht leichter geworden, die Brücke zur Theorie zu schlagen. Es gehört nun einmal zur theoretischen Betrachtung ein ziemlich aufwendiger mathematischer Apparat.

Und es ist wegen der Fülle des Materials, welches ein Ingenieur in eigener Sache beherrschen muss, gar nicht möglich, ihn auch noch mit alledem mathematischen und physikalischen Rüstzeug zu versehen, welches ihn in die Lage versetzen würde, sich unmittelbar die Erkenntnisse der modernen Physik zugänglich zu machen.

Hier ist, glaube ich, die Aufgabe für den Hochschullehrer, auf der von Mollier vorgezeichneten Linie vorwärts zu schreiten.

Was wir brauchen, ist eine theoretische Apparatetechnik und Verfahrenstechnik. Ich habe selbst seit einiger Zeit versucht, meinen Hörern in einer fakultativen Vorlesung eine Vertiefung in der angegebenen Richtung zu vermitteln. Allein die Tatsache, dass die Hörer dieser für Ingenieurstudenten gewiss nicht leichten Veranstaltung über zwei Semester folgten, zeigte mir, dass sie ein echtes Bedürfnis befriedigt. Es ist notwendig, diese Ausbildung durchzuführen, damit der Apparate- und Verfahrenstechniker seiner Mittlerrolle zwischen Physik und Praxis gerecht werden kann.

Grassmann [36] hat mit seinem Buch "Physikalische Grundlagen der Chemie-Ingenieur-Technik" einen beachtlichen Grundstein gelegt.

Vielleicht führt auch ein von Bock [37] angedeuteter Weg der "Theorie der Fließbilder" weiter. Die Analogie zur Theorie der Netzwerke, die in der Elektrotechnik weit ausgebaut ist, könnte einen Hinweis geben. So ist doch z.B. ein Abschnitt einer Rektifiziersäule im Grunde

ein Vierpol mit zwei Eingängen und zwei Ausgängen. Sollte es nicht möglich sein, das dynamische Verhalten eines solchen Apparate-Elementes mit ähnlichem mathematischen Kalkül, in dem Falle mit Matrizen, zu berechnen und damit die Möglichkeit zu gewinnen, die Verhältnisse bei der Koppelung mehrerer solcher Vierpole, z.B. die ganze Trennsäule, durch einfaches Ausmultiplizieren der Matrizen zu beherrschen! Wir wissen doch, welche schwierigen Aufgaben die Regelungstechnik des Netzwerkes einer Chemie-Anlage in sich birgt. Von dieser Seite aus gesehen, gehört es zum Aufgabenbereich des Verfahrenstheoretikers, auch die Querverbindungen zur Regeltechnik auszubauen und zu systematisieren.

Ich habe versucht, an einigen Beispielen aus meiner eigenen Erfahrung darzutun, wie ich das Verhältnis des Apparatebaues zur Physik sehe. Ich bin überzeugt, dass Sie aus Ihrer Praxis heraus die Dinge nicht viel anders sehen.

Es kommt darauf an, exakte Aufgaben für die Physik zu stellen. Dabei schiebt sich der stärker theoretisch ausgebildete Verfahrensingenieur - Bock befürwortet sogar einen Verfahrens-Physiker - immer mehr in den Vordergrund. Er muss aus der Praxis heraus die sich ergebenden Grundprobleme ableiten und sie dem Naturwissenschaftler formulieren. Im Zeitalter der Spezialisierung wäre es ein Unding, wollte sich der Maschinen-Ingenieur mit diffizilen Messproblemen auseinandersetzen. Der Verfahrenstheoretiker hat die Mittlerrolle zu übernehmen. Beim Rücklauf der Ergebnisse - aber auch für neue Erkenntnisse der Naturwissenschaftler - muss er die Umsetzung in die Begriffswelt des Ingenieurs vornehmen, so wie es zum Beispiel Bosniakovic gezeigt hat. Dann werden wir, auf der Linie Molliers weiterschreitend, vorankommen und brauchen auch nicht besorgt zu sein, im Epigontum stecken zu bleiben. Wir werden so die neuesten Erkenntnisse der exakten Naturwissenschaften auf schnellstem Wege in den Dienst des Fortschrittes der Menschheit stellen können.

--- x ---

L i t e r a t u r v e r z e i c h n i s

1. Saunders, O.A. Chemical and Process Engineering
Vol. 43 (3) 1962, S. 103
2. Kirkbride, Ch. Chemical Engineering Fundamentals
New York - London, McGraw-Hill 1947
3. Bock, H. Physikal. Verhandlungen, 1961 (7/8), S.99
4. Kofink Physik in Einzelberichten, 1957 (3) S. 25
5. Haase, R. Zeitschrift für Naturforschung (6a) 1951, S.420
6. Keenan
Hatsopoulos Transactions of the ASME, (Dez.) 1958, S.428
7. Meixner, J. Annalen der Physik (39/5) 1941, S.333 -
(43/4) 1943, S. 244
- 7a. Lykow Int.Journ.Heat Mass-Transfer, Vol.3, S.167 (1961)
8. Wallot, T. Grössengleichungen, Einheiten und Dimensionen
Leipzig 1957, J.A. Barth
9. Pauer, W. Einführung in die Kraft- und Wärmewirtschaft
Dresden und Leipzig 1959, Th.Steinkopff
10. Bock, H. a.e.O.
11. Kölbel
Schulze Projektierung und Vorkalkulation in der Chemie-
Industrie, Berlin-Göttingen-Heidelberg 1960,
Springer
12. Matz, W. Anwendung des Ähnlichkeitsgrundsatzes in der
Verfahrenstechnik, Berlin-Göttingen-Heidelberg
1954, Springer
13. Linke Kältetechnik 14. (1962) S.142
14. Petzold unveröffentlicht, Institut für Chemie- und Kälte-
ausrüstungen
15. Otto, W. Dissertation TU Dresden 1961, Institut für Chemie-
und Kälteausrüstungen
16. Hausen
Schlatterer Chemie-Ingenieur-Technik, 21 (1949), S. 453
17. Kirschbaum, E. Destillier- und Rektifizierteknik, Berlin-Göttin-
gen-Heidelberg, 3. Auflage 1960, S.78-79, Springer
18. Volmer Kinetik der Phasenkeimbildung, Dresden-Leipzig
1939 - Th.Steinkopff
19. Becker, R. Theorie der Wärme, Berlin 1958, Springer
20. Ullmann unveröffentlicht, Institut für Chemie- und Kälteaus-
rüstungen
21. Sander
Danköhler Die Naturwissenschaften, 1943, S. 466
- 21a. Courtney Journ.of Chemical Physics, 36 (8) 1962, S.2009 u.
2010

22. Wakasima in 23 zitiert
Takata
23. Skripov Journ. Fis. Chemie, XXXV (1961) 12, S. 2811
Kukuschkin
24. The M.W. Liquid-Vapor Equilibria in Mixtures of light Hydro-
Kellogg-Company carbons , MIVK Equilibrium constants ,
Polyco Charts 1950
25. Edmister, W.C. Generalized activity coefficients of hydrocarbon
Ruby, C.L. mixture components, CEP , Vol. 51 (1955), No.2,
S. 95-101
26. Kay, W.B. Ind. Eng. Chem., 32 (1940), S. 353
27. Hoffmann, W. Zweckmässige Darstellung der Dampfdruck-Kurven,
Florin, F. VDJ-Zeitschr., Beiheft Verfahrenstechnik, 1943,
S. 47
28. Wünsch, G. Dissertation Dresden 1961
29. Krüger Dissertation Dresden 1960
30. Hertel unveröffentlicht, Institut für Chemie- und
Kälteanlagen
31. Fenske, M.B. Ind.Eng.Chem., 24 (1932), S.482
32. Gilliland, E.R. Multicomponent Rectification, Ind.Eng.Chem.32,
(1940), S.1120
33. Hala, E. Gleichgewicht Flüssig-Dampf, Verlag d.Tschecho-
Pick, J. slowakei, Akademie der Wissenschaften,Prag 1953
Fried, V.
Vilim, O.
34. Redlich Journ. of Chemical Physics , 1962 (8), S. 6
Kister
35. Bosniakovic, F. Symposium of Thermal properties, The Am.Soc.of Mech.
u.a. Eng., Mc.Graw-Hill, New York, 1959, S.465
36. Grassmann Physikalische Grundlagen der Chemie-Ingenieur-
Technik, Aarau und Frankfurt/M.
Sauerländer & Co., 1961

---X---

WISSENSCHAFT UND PRAXIS IM CHEMIEMASCHINENBAU

C.J. Heckmann

Technische Hochschule "Otto von Guericke"
Magdeburg, Deutsche Demokratische Republik

W i s s e n s c h a f t u n d T e c h n i k

Der erste Schritt in der Anwendung der wissenschaftlichen Methodik besteht im Feststellen von Tatbeständen durch Beobachtung und Versuche. Der nächste Schritt besteht darin, viele Tatbestände zu ordnen, miteinander in Beziehung zu bringen und in einer einzigen Aussage zusammenzufasse [1]. Mit Recht wird die Naturwissenschaft, welche nach alter Rangordnung der Fakultäten an letzter Stelle stand, als die zentrale Wissenschaft unserer Zeit bezeichnet [2]. Ist es doch der Naturwissenschaftler, der eine Theorie oder eine Arbeitshypothese erstellt, um die Tatsachen, die sich aus seinen Beobachtungen ergeben haben, zu erklären und einen Sinn daraus ableiten zu können [3]. In der Technik werden die so gefundenen Naturgesetze nach praktischen Möglichkeiten ausgewertet, um damit eine wirtschaftliche Annäherung an eine theoretische Vollkommenheit zu erreichen. Auch bei der chemischen Technik besetzt die Praxis in einem unbekanntem Lande einen wichtigen Punkt; mit Hilfe der Wissenschaft wird dann allmählich das ganze Land erschlossen [4].

Die Entwicklung eines "Technischen Gebildes" [5] verläuft daher nach einer biologischen Wachstumskurve (Bild 1). Bereits vor 400 000 Jahren sind Menschen als Gerätehersteller und Feuerbenutzer nachgewiesen. Wenn auch industrielle Fertigungsmethoden schon vor 40 000 Jahren festzustellen sind, so kann man die Herstellung von apparatetechnischen Gebilden aus Metallen doch erst vor etwa 7 000 bis 5000 Jahren beobachten. Hier beginnt die vorwissenschaftliche Entwicklungsstufe - I - des chemischen Apparatewesens. Durch Probieren und praktische Anschauung werden empirisch Erkenntnisse über Zerkleinerungs- und Mischvorgänge gewonnen oder auch über Stoffumwandlung bei Wärmezufuhr. Auch wissenschaftliche Arbeitsmethoden sind in Uruk schon vor 7000 Jahren erkennbar; doch sind z.B. destillative Trennverfahren erst vor 3500 Jahren von den Persern angewendet worden. Die Periode der wissenschaftlichen Durchdringung - II - ist allerdings erst vor etwa 100 Jahren in ein entscheidendes Stadium eingetreten. Die Theorie soll auf Grund logischer Überlegungen und mathematischer Beziehungen Voraussagen über die Auswirkung von Massnahmen auf die Praxis ermöglichen. Das Apparatewesen befindet sich noch am Anfang dieses Entwicklungsabschnittes. Nur vereinzelte Anzeichen sind dafür vorhanden, dass die Stufe der konstruktiven Reife - III - in sichtbare Nähe rückt. Von dem letzten Ziel einer optimalen Apparateausführung - IV - kann man heute wohl kaum sprechen. Schliesslich ist ja die Annäherung an das vollkommene Gebilde auch erst nach unendlich langer Zeit erreichbar!

Die Wissenschaftler haben es in der chemischen Technik mit offenen Systemen zu tun, in denen alles im Fluss ist. In Erkenntnis der dadurch bedingten schwierigen Aufgaben sagt P. Grassmann richtungweisend für die wissenschaftliche Arbeit im chemischen Apparatewesen: "Als Ziel schwebt mir vor, ein Fundament zu liefern, auf dem der Maschineningenieur, der Chemiker, der Physikochemiker und der Physiker in gemeinsamer Arbeit weiterbauen können" [6]. Die vorwiegend physikalischen Grundlagen der Verfahrenstechnik stellt dieser moderne Wissenschaftler erstmalig so dar, dass die zahlreichen Querverbindungen zwischen den scheinbar heterogenen Grundope-

rationen anschaulich erkennbar werden. Nachdem die Entwicklung der Chemie zu einer engen und fruchtbaren Vereinigung der verschiedenen Zweige geführt hat, schuf Linus Pauling geeignete Grundlagen zur Behandlung der Chemie als Ganzes unter Einbeziehung der im Zusammenhang mit ihr stehenden naturwissenschaftlichen Disziplinen. Mit Newton, Euler und Bernoulli begann bereits im 18. Jahrhundert die Lehre der Hydrodynamik, während die beiden fundamentalen Hauptsätze der Thermodynamik in der Mitte des 19. Jahrhunderts durch R. Mayer (1842) und Clausius (1865) aufgestellt wurden. Newton entwickelte zwar schon 1701 das Näherungsgesetz für den Wärmeübergang, doch konnte erst Anfang dieses Jahrhunderts durch Nusselt, Reynolds, Prandtl, Grashoff und Schmidt die Gesetzmässigkeit der Wärmeübertragung der Praxis umfassend zugänglich gemacht werden. Um 1890 waren es dann Hausbrand und Sorel, welche die eigentliche Apparatebautechnik wissenschaftlich zu erforschen suchten. In den letzten 40 Jahren kamen dann weitere bekannte Wissenschaftler hinzu, wie Rechenberg, Thormann, Kirchbaum, Kassatkin und viele andere.

Die Wissenschaft beginnt sich um einen neuen, grossen Zweig der technischen Wissenschaften auszuweiten. Im Vergleich zum Denk- und Forschungsbereich des Naturwissenschaftlers, der sich vom Atomkern mit 10^{-12} cm Radius bis zum Radius des Weltalls von 10^{27} cm erstreckt, umfasst allerdings der Arbeitsbereich des Technikers nur die Grösse eines Atoms mit 10^{-8} cm Radius bis hin zu Konstruktionen mit Ausmassen von etwa 10^4 cm. Doch muss der Apparatebauer immerhin Temperaturen von 1°K bis $2 \cdot 10^6$ K und einen Druckbereich von 10^{-9} at bis zu mehreren Tausend at beherrschen, um mit 30 - 50 Grundoperationen die Produktion von etwa 300 anorganischen und 20 000 organischen Stoffen sicherzustellen. Einen Teil dieser Aufgabe übernimmt der Maschineningenieur, dessen wissenschaftliches Rückzeug durch Physik, Werkstoffkunde, Mechanik, Kinematik, Hydraulik und Thermodynamik gekennzeichnet ist. Der Apparateingenieur stützt sich ausserdem noch auf die Chemie als Lehre von Aufbau, Eigenschaften

und Umsetzung der Stoffe, die Physik der Ausgleichsvorgänge und die physikalische Chemie mit der Lehre vom chemischen Gleichgewicht, der chemischen Kinetik, dem Verhalten der Stoffe an den Phasengrenzflächen und der Behandlung der Mischphasen [7] .

Gewaltige Anstrengungen unternimmt die Wissenschaft, um im Apparatewesen die so dringend benötigten theoretischen Grundlagen zu schaffen. So referierten allein über 8000 Wissenschaftler auf nahezu 1000 Seiten über 2jährige Forschungstätigkeit (1958/59) an einigen Grundvorgängen der Verfahrenstechnik [8] . Während sich aber die Theorie gleichsam nur mit chemisch reinen Substanzen oder idealen Gemischen befasst, muss die Praxis mit meist völlig unbekanntem heterogenen Materialien und oft undefinierbaren Vielstoffgemischen arbeiten. Unter diesem Aspekt muss ich feststellen, dass wir noch ganz am Anfang einer wissenschaftlichen Durchdringung des chemischen Apparatewesens stehen.

T h e o r i e d e r A u s g l e i c h s v o r g ä n g e

Ausschliesslich auf Beobachtungen beruhen die erstreichlich 100 Jahre alten Erfahrungssätze der Thermodynamik. Streng und ohne jede Ausnahme ist jeder der drei Hauptsätze zunächst völlig für sich als unumstössliches Naturgesetz gültig. Während die nach dem I. Hauptsatz denkbaren Prozesse durch den II. Hauptsatz wesentlich eingeschränkt werden, schuf Nernst (1906) mit dem III. Hauptsatz und dem nach ihm benannten Wärmesatz [9] die Möglichkeit, die absolute Entropie der Stoffe zu berechnen. P. Grassmann, dessen wissenschaftliche Arbeiten mir bei den hier behandelten Fragen entscheidende Anregungen gebracht haben, weist deutlich darauf hin, dass damit aber über den Verlauf, den ein Prozess wirklich nimmt, und über die Geschwindigkeit, mit der seine einzelnen Phasen durchlaufen werden, noch nichts ausgesagt wird. Der im Chemiemaschinenbau tätige Ingenieur hat nun gerade hauptsächlich die irreversiblen Prozesse zu verwirklichen, bei denen die Entropie eines abgeschlossenen Systems mit dem Ablauf der Zeit zunimmt. Auf diesem Zweig der Thermodynamik findet man aber bisher keine praktische Hilfe, so dass hier noch eine

entscheidende und schnelle Entwicklung der Wissenschaft dringend erwünscht ist. Dem Vorschlag von P. Grassmann folgend, sollen diese durch Impuls-, Wärme- und Stoffaustausch gekennzeichneten Vorgänge als

"A u s g l e i c h s v o r g ä n g e" bezeichnet werden, da dabei anfänglich in einem Medium vorhandene Unterschiede der Geschwindigkeit, der Temperatur der Konzentration ausgleichend einem Gleichgewichtszustand zustreben.

Der M a s s e f l u s s als Energiestrom eines Fluidums ist ein wichtiges Anwendungsgebiet des I. Hauptsatzes. Tiefgreifende wissenschaftliche Arbeiten bilden die Grundlage der Strömungslehre. Die Hydrostatik als Lehre vom Gleichgewicht lässt gut erkennen wie weit ein Student in die Praxis des Apparatebaues vorgedrungen ist. Die wirkenden Kräfte als Ursache von Bewegung (Kinematik) und Geschwindigkeitsdifferenzen sind das Forschungsgebiet der Hydrodynamik zwecks Aufklärung der Impulsübertragung, durch welche Schubspannungen als innere Reibung und damit Druckverluste entstehen. Die gegenseitigen Beziehungen der im allgemeinen auftretenden vier Arten solcher Kräfte sind in einem Tetraeder anschaulich darstellbar. Es sind dies: Schwerkraft - Druckkraft - Trägheitskraft - Viskositätskraft (Bild 2). Die bisher bekannten Beziehungen der Strömungslehre sind zu allgemein, um daraus für konkrete Fälle im Apparatewesen den Strömungsverlauf berechnen zu können. Modellversuche an ähnlichen Modellen sind daher der einzige Ausweg. Dabei genügt keinesfalls eine geometrische Ähnlichkeit. Entscheidend ist für den Vergleich, dass auch die wirkenden Kräfte im gleichen Verhältnis zueinander stehen. Hinzu kommt noch, dass stationäre und instationäre meist zwei- oder dreidimensionale Strömungen oft von in zwei Aggregatzuständen sich gegenseitig beeinflussenden Materialien in der Praxis im allgemeinen als normale Aufgabenstellung vorliegen.

Ein Rührkessel, dem Prototyp der Chemiemaschine, wird deutlich erkennbar, wie hilflos der Maschineningenieur wäre, wenn er seine Entwürfe nur auf wissenschaftlich be-

gründeten Theorien aufbauen wollte. Hier überlagern sich nicht nur die Ausgleichsvorgänge des Impuls-, Wärme- und Stoffaustausches, sondern oft laufem gleichzeitig noch chemische Reaktionen ab. In der Regel wird der Mischvorgang ausserdem instationär durchgeführt, so dass die Gleichverteilung mit der Zeit immer kleiner wird (Bild 3). Bei der Vielzahl der am Mischvorgang beteiligten Einflussgrössen und dadurch bedingten Gesetzmässigkeiten besteht die Ingenieraufgabe vielfach allein darin, die Beschleunigung der Ausgleichsvorgänge zu lenken. Es stehen Beziehungen für die Bestimmung der Rührerleistung zur Verfügung [10]. Zu der weiteren Entwurfsarbeit helfen aber nur Ähnlichkeitsbetrachtungen anhand von Modellversuchen [11]. Allerdings bestehen noch gegensätzliche Auffassungen, wenn einerseits gleiche Rührleistung auf Einheit des Flüssigkeitsinhaltes bezogen wird und andererseits die Mischleistung pro Volumenarbeit nur bedingt für Modell- und Grossausführung als gleich angesehen wird. Allein die Strömungsvorgänge beim mechanischen Rühren der Flüssigkeiten bilden einen grossen Abschnitt der Chisa-Tagung. Wann werden aber wohl ähnlich umfangreiche Referate und Diskussionen für die Wärmeaustauschvorgänge im Rührkessel von der Wissenschaft zu erwarten sein?

Ähnlichkeitsbetrachtungen für reibungsbehaftete Strömung, wie sie von Hagen (1839) und Poiseuille (1841) aufgestellt und von Reynolds (1883) sowie Prandtl weiter entwickelt wurden, ermöglichen heute die Bestimmung von einphasigen stationären Rohrströmungen. Die Ermittlung von Ähnlichkeitsgrössen zweiphasiger fluider Strömungsvorgänge steht aber noch in den ersten Anfängen. Insbesondere über Filmströmungsprofile an berieselten, vertikalen, kreiszylindrischen oder auch rechteckigen Hohlkörpern sind die bisherigen Ermittlungen noch unzureichend, ebenso wie bei der Beobachtung der Einwirkung gegenströmender Gasphasen in Rohr- oder Blasenströmung. Neuzeitliche Beobachtungstechnik mit Photographie oder oszillographische Aufzeichnungen ermöglicht hier weitere Fortschritte. Eine Serie von Untersuchungen, die wir am Institut für

Chemisches Apparatewesen der Technischen Hochschule

"Otto von Guericke" in Magdeburg begonnen haben, lässt erkennen, dass die in drei Dimensionen ablaufenden mehrphasigen Strömungsvorgänge auf Austauschböden (Bild 4) der Ermittlung von Ähnlichkeitsbeziehungen für die Konstruktion von Kolonnen nur sehr schwer zugänglich sind. Die Arbeiten von Davies [12] und Bolles [13] konnten hier nur einen ersten Beitrag leisten, um die rechnerische Erfassung wichtiger hydrodynamischer Grössen auf Glockenböden zu ermöglichen.

Es ist charakteristisch für die Chemie - Ingenieur - Technik, dass nur eine komplexe Anwendung der Wissenschaft wirklich entscheidende Fortschritte verspricht. Dies wird dadurch gekennzeichnet, dass neuerdings Hydromechanik und Wärmeübertragung unter gemeinsamen Gesichtspunkten behandelt werden [14,15] .

Die Wärmeübertragung, die nach dem II. Hauptsatz in einem Wärmestrom von einem wärmeren zu einem kälteren Körper verläuft, ist nur dann in Wärmeaustauschapparaten ingenieurmässig zu verwirklichen, wenn die Wärmelehre in ihrer Wechselwirkung zur Strömungslehre berücksichtigt wird. Ihre Differentialgleichungen lassen sich nur in den wenigsten Fällen exakt integrieren. Die Projektierung ist nur auf empirisch an Modellen ermittelte Ähnlichkeitsbeziehungen mit beschränktem Geltungsbereich angewiesen. Als treibende Kraft bestimmt die Temperaturdifferenz die Wärmestromdichte. Für die vier Arten von Wärmeströmen - Leitung, Konvektion, Übergang, Strahlung - kann die gegenseitige Abhängigkeit der vier entscheidenden dimensionslosen Kennzahlen und der Wärmeströme wieder in einem Tetraeder gut veranschaulicht werden (Bild 5) [16.]

Stationär betriebene Wärmeübertrager lassen sich für reine Substanzen mit bekannten Stoffeigenschaften und Betriebsbedingungen genau berechnen. Vorbildlich wurde der Stand der Wissenschaft in Diagrammen und Arbeitsblättern so zusammengefasst, dass der Entwurfsingenieur schnell und unmittelbar die Grössenbestimmung dieser Apparate vornehmen und auswählen kann [17] . Und doch kann auch bei diesen Apparaten die Bestimmungsmethode und Entwurfsarbeit nur zum Teil befriedigen.

Wegen der schnellen Entwicklung chemischer Verfahren werden die für exakte Berechnung von Wärmeaustauschern notwendigen Ausgangswerte selten genau angegeben, so dass üblicherweise thermodynamisch schlechten dafür aber billigen doch materialaufwendigen Apparaten gegenüber thermodynamisch vorzüglichen aber teuren Apparaten der Vorzug gegeben wird.

Wenn über den Verdampfungsvorgang in senkrechten Rohrbündelverdampfern seit den grundlegenden Versuchen von Kirschbaum [18] erst nach zwei Jahrzehnten wieder entscheidende Forschungsergebnisse bekannt wurden [19,20], so zeigt dies, mit wie grossem Zeitaufwand diese komplizierten Vorgänge nur zu analysieren sind. Dabei bedarf es unzweifelhaft noch weiterer grosser Anstrengungen, um zu wirklich allgemeingültigen Aussagen zu gelangen. Zu viele Variable der mechanischen und thermischen Eigenschaften beider fluiden Phasen, der Oberflächenbeschaffenheit und sonstiger Betriebsbedingungen lassen nur mit Hilfe modernster wissenschaftlicher Untersuchungsmethoden grundlegende Erkenntnisse erzielen. Wurden für Wasserverdampfung bei Stahl Wärmestromdichten von $540\ 000\ \text{kcal/m}^2\text{h}$ und bei Kupfer $1.110\ 000\ \text{kcal/m}^2\text{h}$ festgestellt, so liegen die Werte für organische Flüssigkeiten nur in dem Bereich von $100\ 000$ bis $400\ 000\ \text{kcal/m}^2\text{h}$. Unbestimmt sind zum Teil noch die Einflüsse geometrischer Ähnlichkeit der Apparate oder weiterer Konstruktionselemente.

Für die Oberflächenkondensation des Wasserdampfes hat Nusselt (1916) die grundlegende Beziehung des Wärmeüberganges aufgestellt, allerdings nur unter einschränkender Vernachlässigung von 7 Einflussgrössen. Die Forschungsergebnisse der Filmkondensation lassen sich daher nur teilweise bei praktischen Betriebsapparaten verwirklichen und die wirkungsvolle Tropfenkondensation entzieht sich nicht ganz einer praktischen Auswertung. Schliesslich versagen bei Dampf - Gas - Gemischen Berechnungsmethoden noch vollständig; selbst die richtige Entlüftungsstelle für Inertgasanteile ist nur durch Versuche bestimmbar.

Während die Wärmeübertragung nur gleichzeitig mit der Strömungslehre ergründet werden kann, wird die unmittelbare Verflechtung der einzelnen Wissensgebiete erst recht deut-

lich bei dem Stoffaustausch. Bekannte Wissenschaftler behandeln auch den Wärme- und Stoffaustausch unter gemeinsamen Ähnlichkeitsgesichtspunkten: Matz [21] und Eckert [22].

Der Stoffaustausch hat sich zu einem entscheidenden Wissensgebiet der gesamten Verfahrenstechnik entwickelt. Trotz eines ungeheuren Forschungsaufwandes stehen die geringen beweiskräftigen Ergebnisse noch ganz am Anfang einer durchdringenden Erkenntnis. Es handelt sich hier um die Wechselwirkung von 2-, 3-, 4- und auch einer Vielzahl Gemischkomponenten. Konzentrationsunterschiede sind die bestimmende Kraft für die Massenstromdichte und die Schnelligkeit des Vorganges, die durch den Diffusionskoeffizienten wiederum verzögert wird. Diffusion, Konvektiver Stofftransport und Stoffübergang spielen analog der Wärmeleitung, dem konvektiven Wärmetransport und dem Wärmeübergang beim Stoffaustausch die entscheidende Rolle. Bei der Gegenstromdestillation handelt es sich darüber hinaus noch um zwei entgegengesetzte Stoffströme. Es ist fraglich, wie weit mit der Schmidt-Zahl die Stoffkonstanten ausreichend erfasst sind. Mit der Sherwood-Zahl wird als einzige konstruktive Grösse die kennzeichnende Länge erfasst, deren Definition bei Austauschböden noch rätselhaft erscheint. Mit der Stanton-Zahl versucht man nun den Stoffübergang unter Einbeziehung von Reynolds festzulegen. Eine sorgfältige Analyse der umfangreichen Forschungsarbeiten an Austauschböden zeigt, dass alle sich darauf gründenden Methoden zur Bestimmung von Glockenböden, den Stoffaustauschvorgang nur ungenügend oder gar nicht berücksichtigen. Denn nur eine beide Phasen gleichzeitig berücksichtigende Grenzflächenbetrachtung mit Einbeziehung der Austauschgeschwindigkeit und Berührungzeit kann brauchbare Forschungsergebnisse bringen (Bild 6).

Nach wie vor können nur unter Zugrundelegung der Theorie von Zenz [23] und mit Anwendung des von Gyökhegyi [24] aufgestellten Prinzipes der äquivalenten Durchmesser die Hauptmessungen eines Glockenbodens unmittelbar ohne Probieren berechnet werden. Weder die aufschlussreichen Versuche von Kirschbaum über den ganzen Bodenbereich noch die unzähligen Bemühungen zur Bestimmung des lokalen Wirkungsgrades an einem einzigen Austauschpunkt und auch nicht die umfangreichen Untersuchungen an

den Universitäten in Delaware (1958) und Michigan (1960, konnten erschöpfende und befriedigende rechnerische Methoden zur Ermittlung des Bodenwirkungsgrades in Abhängigkeit von den einzelnen Konstruktionsgrößen eines Glockenbodens erbringen. Geometrische Ähnlichkeitsbetrachtungen allein ermöglichen keine entscheidende Aussage. Auf Grund unsere Arbeiten an der Technischen Hochschule in Magdeburg glauben wir durch Aufstellung dynamischer Ähnlichkeitsbeziehungen bei der Festlegung der Hauptabmessungen eines Glockenbodens und der Glocken einen Schritt weiter zu kommen. Letztlich entscheidend bleibt aber noch die Untersuchung der Stoffübergangsgeschwindigkeit [25], für deren Messung in der Vortragsreihe "Destillation" auf der Chisa durch Druba eine sichere Messmethode vorgeschlagen wird. Der von den amerikanischen Wissenschaftlern eingeschlagene [26] Weg zur rein theoretischen Vorausbestimmung der Austauschbodenkonstruktion kann wegen der vielen unsicheren Einflussgrößen kaum zum Erfolg führen. Mein Vorschlag geht dahin, dass man mit definierten Standardgemischen und zum Teil auch mit den in der Praxis zu verarbeitenden Materialien im Technikum Modellversuche durchführen sollte, deren Ergebnisse mit noch zu schaffenden Ähnlichkeitsbeziehungen unter Benützung dimensionsloser Kenngrößen rechnerisch für den Entwurf der Grossausführung von Kolonnen ausgewertet werden. Damit wären in bewährter Weise Experiment und moderne Rechentechnik zu einer Einheit verbunden. Darin sehe ich auch die einzige Möglichkeit, bei der Berechnung von Kolonnensystemen zur Mehrstofftrennung wissenschaftliche Methoden anzuwenden. Das erscheint dringend geboten, wenn man bedenkt, dass heute Rektifiziersäulen nicht nur für extreme Konzentrationsbereiche bis zu 10^{-2} schwerer siedende Anteile zu bauen sind, sondern in der modernen Chemie die Destillate nur noch einige p.p.m., d.h. in der Größenordnung von 10^{-6} schwerer flüchtige Verunreinigungen enthalten dürfen.

So ist die Theorie der Ausgleichvorgänge wohl in der Lage, für den Massefluss, in der Praxis gut verwertbare Beziehungen über die wirksamen Kräfte aufzustellen und

bei der Wärmeübertragung zumindest auf Teilgebieten mit dimensionslosen Kennzahlen rechnerische Grössenbestimmung zu ermöglichen; doch hat die Wissenschaft für die Erforschung der Stoffaustauschvorgänge noch zielbewusste Arbeit zu leisten, um theoretische Modellvorstellungen dem Apparatebau wirksam zugänglich zu machen.

P r a x i s d e s A p p a r a t e b a u e s

Der Apparatebau ist einer der vielseitigsten und eigenwilligsten Fertigungszweige der Maschinenindustrie [27] . Durch Umformung geeigneter Werkstoffe werden Apparate hergestellt für den Ablauf von Vorgängen, welche als einzelne Umwandlungsstufen zu Verfahren kombiniert die Durchführung chemischer Produktionsprozesse ermöglichen (Bild 7) [28].

Der R ü h r k e s s e l bietet als Reaktions-, Druck- und Arbeitsbehälter wohl die vielseitigsten Anwendungsmöglichkeiten in der Chemieindustrie. Deutsche Ingenieure, welche am raschen Aufbau einer modernen chemischen Industrie Jahrzehnte massgeblich beteiligt waren, versuchten vor etwa zehn Jahren durch die schwierige Aufgabe der Aufstellung von Normen gerade für Behälter und Rührwerke dem Apparatebau aus dem Stadium der Einzelfertigung zu neuzeitlichen und wirtschaftlichen Fertigungsmethoden zu verhelfen (Bild 8) [29] . Eine Auswertung des neuesten Standes der wissenschaftlichen Forschung bringen die nach moderner Auffassung als Gestaltungsrichtlinien aufgestellten Entwurfsgrundlagen für Apparateflanschen [30] . Damit wurde für das wichtigste Bauelement des Apparatebaues eine lang entbehrte Berechnungsgrundlage geschaffen. Von abschliessenden Erkenntnissen kann aber auch hier nicht gesprochen werden, wie in einem Referat von Lässig in der Gruppe "Probleme und Berechnung der Festigkeit" auf dieser Chisa-Tagung gezeigt wird. Da Rührkessel aus allen überhaupt denkbaren Werkstoffen gefordert und auch gebaut werden, entwickelte sich von den mechanisch technologischen Anforderungen her bereits vor Jahren eine durchgreifende Standardisierung einerseits für Grösse und Ausführung der Kessel, etwa bei Emaille und Porzellan, und andererseits für mechanischen

Antriebs-elemente mit Rücksicht auf Serienfertigung. Und doch sind es immerhin noch etwa 20 Fragen, die vom Besteller zu beantworten und vom Hersteller zu berücksichtigen sind, wenn der Rührwerksapparat wirklich voll und ganz den Vorstellungen des Betreibers entsprechen soll.

An einen Wärmeaustauscher wird die Forderung gestellt, dass bei gegebenen Anfangstemperaturen bestimmte Endtemperaturen erreicht und eine vorgeschriebene Wärmemenge übertragen werden soll. Die dafür gewählte Apparatekonstruktion soll die entsprechende Leistung erbringen, die nach Austauschfläche und Wärmedurchgangszahl gemessen wird [31] :

- $Q/\Delta t_m = k \cdot F$ - . Für die Praxis muss die Entscheidung getroffen werden, wie weit bei reinen Stoffströmen nahezu theoretische Wärmeübergangszahlen erreichbar sind oder wann bei Verschmutzungsgefahr eine gesteigerte Ventilationsarbeit keine wesentliche Verbesserung des Wärmeaustausches mehr zulässt (Bild 9). Für den mittelbaren Wärmeaustausch zwischen zwei gleichbleibenden fluiden Phasen stellen die Rohrbündelapparate in ihren vielfältigen Bauformen die Normalkonstruktion dar, bei der das Einwalzen der Rohre fast ganz durch Schweissverbindung abgelöst wurde. Nicht zu übersehen ist aber die zunehmende Verwendung von Haarnadelsystemen mit kleinen Rohrdurchmessern oder von Spaltrohren für Spezialzwecke. Noch viel zu wenig genutzt sind die betriebstechnischen Vorteile der Platten-austauscher. Bei Wärmeaustauschern mit ein- oder beiderseitiger Phasenänderung sind für Fallfilmverdampfer theoretische Berechnungen mit mancherlei Überraschungen des praktischen Betriebes nur schwer in Übereinstimmung zu bringen. Die Dünnschichtverdampfer stellen grössanmässig begrenzte und verhältnismässig teure Apparate dar, die nur für Spezialaufgaben anwendbar sind. Für die Kondensation von Dämpfen hat die Anwendung von Luft als Kühlmittel interessante neue Konstruktionen angeregt, von denen aber nur einige wenige Typen sich halten werden, während für hochschmelzende Produkte Kühlmittelkreisläufe vorgezogen werden. Die Herstellung von Wärmeaustauschern umfasst etwa 30 bis 40 % der Apparatebaukapazität. Mit reichem Er-

fahrungsmaterial und wertvollen wissenschaftlichen Teilergebnissen leistet damit der erfinderische Ingenieur einen entscheidenden Beitrag zur Entwicklung der chemischen Grossindustrie.

K o l o n n e n n a c h M a s s werden in mannigfaltigen Bauformen vom Apparatebau angeboten. Die Belastungsverhältnisse in Flüssig- und Gasphase sind äusserst verschieden. Der kennzeichnende Strömungsparameter

$P = G_F / G_D \cdot \sqrt{\rho_D / \rho_F}$ liegt in der Grössenordnung von

$0,5 \cdot 10^{-2}$ bis $15 \cdot 10^{-2}$. Stoffwerte und Betriebsbedingungen

sind so unterschiedlich, dass zur Durchführung der Stoffaustauschvorgänge auch unzählige Apparatearten vorgeschlagen wurden. Stage kennzeichnet die wichtigsten Typen nach dem Grenzflächenverhalten als Benetzungs-, Boden und Sprühkolonnen

[32]. Wenn auch weithin mangels exakter Stoff- und Gleichgewichtsdaten auch heute nicht richtig Mass genommen werden kann, so konnte ich doch schon 1941 bekanntgeben, dass wir in der Lage sind, auf Grund empirischer Methoden mit den Vergleichsstoffen Wasser und Luft (Bild 10) Austauschböden durch geeignete konstruktive Gestaltung dynamisch unterschiedlichen Parametern anzupassen. Damit hat der Glockenboden seine Stellung als König unter den Austauschapparaturen nicht nur behaupten können sondern sogar wesentlich gefestigt. Immerhin ist es gelungen, den Druckverlust im Vakuumbetrieb auf 15 mm WS. für einen praktischen Boden herabdrücken. Durch neuzeitliche Benetzungskolonnen konnten sogar Druckverluste von nur 4 mm WS pro theoretischen Boden erreicht werden, doch ist dann die Flexibilität wesentlich schlechter als bei Bodenkolonnen. Entwurf und Bau von Kolonnen sind immer noch ein Privileg einiger erfahrener Praktiker; denn trotz aller Theorie arbeitet eben eine Kolonne weich und elastisch, während eine andere sich träge verhält und schwer steuern lässt. Das liegt darin begründet, dass der tatsächliche Ablauf des Stoffaustausches in der Austauschvorrichtung noch nicht endgültig erforscht ist. So wird die Empirie im Kolonnenbau noch so lange die einzige Möglichkeit bleiben den zunehmenden Anforderungen der Rektifizierteknik gerecht zu werden, bis auch hier durch die Modelltheorie eine einigermaßen sichere Berechnungsgrundlage zur Verfügung gestellt

werden kann. Es ist bezeichnend für die Praxis im Bau von Glockenbodenkolonnen, dass wir trotzdem schon vor zwanzig Jahren für 600 bis 3000 mm Durchmesser Werksnormen aufgestellt haben, die hinsichtlich der geometrischen Vergleichsgrössen auch nach heutigen Anschauungen noch eine Optimal-konstruktion darstellen. Lassen sie doch ohne merkliche Änderung der Trennwirkung Belastungsschwankungen von + 25 % bis - 50 % der Berechnungskapazität zu.

Aus dieser kurzen Betrachtung der Apparatebautechnik ist zusammenfassend festzustellen, dass auf diesem Gebiet die Praxis der Wissenschaft noch weit voraus ist.

T e c h n i k u n d W i r t s c h a f t

Stapfenweise gewinnen aber wissenschaftliche Erkenntnisse im Apparatewesen an Raum. Die Gesetze der Statik, Mechanik und Dynamik werden sinngemäss aus dem Maschinenwesen übernommen. Wirtschaftliche Gesichtspunkte zwingen dazu, dass wissenschaftlich begründete Technologie weitgehend für Konstruktion und Bau von Apparaten zur Anwendung kommt. Wissenschaft und Praxis rücken in Arbeits- und Forschungsgemeinschaften immer enger zusammen, um durch schnelle Einführung neuester Ergebnisse von Wissenschaft und Technik in der Volkswirtschaft die Arbeitsproduktivität zu steigern, die Selbstkosten zu senken und hohe Qualität der Erzeugnisse zu erreichen. Mit einer intensiven Wechselwirkung des Austausches von Gedankenexperimenten und Betriebserfahrungen können wir auch im Apparatebau der "starken Konstruktion" näher kommen und allmählich die Unsicherheitsfaktoren verringern, die z.B. durch Sicherheitszuschläge gekennzeichnet sind. So wird bei Rührwerken der Antriebsmotor um 30% grösser ausgelegt als die rechnerisch ermittelte Leistung ausmacht. Da sich bei der Wärmeübertragung die wirklichen Verhältnisse nie genau vorausbestimmen lassen, werden die Wärmetauscher um 30 bis 50 % überdimensioniert. In Glockenbodenkolonnen wird sogar ein Arbeitsspielraum von 60 bis 80% verwirklicht, ohne dass dabei die Stoffaustauschwirkung wesentlich beeinträchtigt wird. Damit ist immerhin ein weit vorgeschrittener Stand der Technik erreicht, wenn

man bedenkt, dass man bei Festigkeitsberechnungen mit 1,5 - bis 4-facher Sicherheit entsprechend einem Zuschlag von 50 bis 300% rechnen muss.

Die Wirtschaftlichkeit einer Apparatur kann schliesslich auch nur unter gleichzeitiger Berücksichtigung von Theorie und Praxis objektiv beurteilt werden. Die Auswertung wissenschaftlicher Erkenntnisse findet ihre Grenze im Preis des Apparates. Theoretisch mögliche Verbesserungen werden dann unwirtschaftlich, wenn der Preis der Apparatur durch Einsparungen an laufenden Energiekosten nicht mehr aufgewogen wird. Hinzu kommen weitere unterschiedliche Gesichtspunkte für die Bestimmung der Wirtschaftlichkeit. So ist für Arbeitsbehälter die Wahl der Hauptabmessungen von dem Verhältnis Höhe zu Durchmesser - H/D - abhängig, um kleinstmögliche Oberfläche und damit minimalen Werkstoffbedarf und Wärmeverlust zu erreichen; oder es wird ihre Grösse durch die verfahrenstechnisch bedingte mittlere Verweilzeit bestimmt. Der wirtschaftliche Bestwert eines Wärmeaustauschers liegt zwischen der durch kleinste Temperaturdifferenzen bedingten Austauschfläche und der durch hohe Abschreibungen vertretbaren Grösse. Bei der Dimensionierung von Bodenkolonen wird das Optimum ausschlaggebend von dem Heizmittelbedarf bestimmt, so dass für das praktische Rücklaufverhältnis gegenüber dem bisher üblichen Zuschlag von 20 bis 40% zum theoretisch ermittelten Wert in jüngster Zeit ein Zuschlag von weniger als 10% angestrebt wird.

Diese Betrachtungen über das chemische Apparatewesen möchte ich abschliessen mit dem Hinweis auf die aller Wissenschaft und Praxis untereinander verbundenen Individuen auf dieser Erde: Auf die Menschen, deren Schickal und Entwicklung für die Bahnbrechenden und vorausschauenden Arbeiten grosser Naturwissenschaftler unsere Zeit, wie Bavinck - Pauling - Grassmann, letzten Endes von entscheidendem Einfluss war. Grassmann sagt dazu im Schlusswort seines bedeutsamen Buches [33] unter anderem folgendes: Beim Menschen schafft heute der Gedanke der Gemeinsame h T a t eine weltweite Technik und hohe Wissenschaft. - Die

Technik führt zu Arbeitsteilung und damit zu höchstem Können. Wir sehen, wie alte Ordnungen zerbrechen und neue Strukturen sich aufbauen, wie das für jeden Phasenübergang typisch ist. Noch wissen wir nicht, welchem neuen Gleichgewichtszustand wir zustreben. - Wenn der frühere Zustand tatsächlich instabil war, dann kann es kein Zurück mehr geben. So kommt alles darauf an, die mit der Notwendigkeit eines Naturgesetzes fortschreitende Entwicklung in günstige Bahnen zu lenken. Dies ist die Aufgabe der Menschen unserer Zeit. Bei ihrer Bewältigung fällt all denen, die sich den Dienst an Wissenschaft und Technik als Lebensaufgabe erkoren haben, ein hohes Mass von Verantwortung zu.

Leipzig, den 29.7.1962

L i t e r a t u r v e r z e i c h n i s

1. L. Pauling, Chemie - Eine Einführung, Verlag Chemie, Weinheim 1956, S.12
2. C.F.v. Weizsäcker, Die Verantwortung der Wissenschaft im Atomzeitalter, Vandenhoeck & Ruprecht, Göttingen 1957, S.15
3. St.Piggott, Die Welt aus der wir kommen, Th.Knaur Nachf. München - Zürich 1961, S.11
4. Ost-Rassow, Lehrbuch der chemischen Technologie, J.A.Barth Verlag, Leipzig 1953, S.2
5. Niemann, Maschinenelemente, Springer Verlag, Berlin 1959
6. P.Grassmann, Physikalische Grundlagen der Chemie-Ingenieur-Technik, Verlag Sauerländer & Co, Aarau und Frankfurt/M. 1961, S.7
7. O. Fuchs, Physikalische Chemie als Einführung in die chemische Technik, Verlag Sauerländer & Co, Aarau und Frankfurt/M. 1957, S.7
8. Miessner-Grigull, Fortschritte der Verfahrenstechnik (Band 4), Verlag Chemie GmbH., Weinheim/Bergstr. 1961
9. F. Grassman, siehe 6, S. 593
10. W. Büche, Z. Ver. dtsh. Ing 81, 1065/69, 1937
11. G. Borgenstätter, Forschungsbericht des Lehrstuhls für Verfahrenstechnik, Th München, 1955
12. Davies, Petr.Ref. 29, S.93 und 121, 1950
13. Bolles, Petr.Proc. 1956
14. J.M. Kay, Fluid Mechanics and Heat transfer Cambridge University Press. 1957
15. Kundsén, Katz, Gluid Dynamics and Heat transfer Mc Graw-Hill Book Comp., New York, 1958
16. P.Grassmann, siehe 6, S. 611
17. VDI - Wärmeatlas, Deutscher Ingenier-Verlag, Düsseldorf 1953-57
18. E.Kirschbaum, B.Kranz, D. Stark, Wärmeübergang am senkrechten Verdampferrohr, VDI-Forschungsheft 375, S. 1-8, 1935
19. Leniger-Velstra, Wärmedurchgang im senkrechten Verdampferrohr, Chemie-Ing.Techn.34, S.21/26 und 417/422, 1962
20. E.Kirschbaum, Einfluss des Rohrdurchmessers und der Rohrlänge auf die Leistung von Verdampfapparatén mit Selbstumlauf, Chemie-Ing.-Techn.34, S.183-192, 1962
21. W.Matz, Die Thermodynamik des Wärme- und Stoffaustausches in der Verfahrenstechnik, Verl.Dietrich Steinkopff Frankfurt/Main 1949

22. E. Eckert, Einführung in den Wärme - und Stoffaustausch, Springer Verlag, Berlin 1959
23. Zenz, Chem. Ing. 1952, S.109
24. Gyökhegyi / Czermann, Br. Chem.Eng. 1961, S.158-167
25. L.A. Warzel, Dissertation Abstr. 17 (1957) 1720
26. Bubble - Tray Design Manual, Am. Inst.of.Chem.Eng. New York 1958
27. J.Ruckes, Betriebs - und Angebotskalkulation im Stahl und Apparatebau, Springer Verlag Berlin 1955
28. C.J. Heckmann , Appaeatebau und Verfahrenstechnik Chem.Techn. 9, S 633-636, 1957
29. DIN-Normblattreihe 28000 ab 1953
30. Apparate-Flanschverbindungen, Entwurf April 1961, DIN 28030
31. H.Hausen, Wärmeübertragung im Gegenstrom, Gleichstrom und Kreuzstrom, Springer Verlag Berlin 1950 S.108
32. ACV Prospekt, Kolonnen für jeden Zweck, Köln 1961
33. P. Grassmann, siehe 6, S.855

A METHOD OF CALCULATION OF TRANSIENT HEAT CONDUCTION PROCESSES

J. Madejski
Politechnika Gdańska
Gdańsk, Poland

Transient heat conduction processes, the exact solution of which is not available, may be analyzed approximately by use of graphical and numerical methods developed by L. Binder, Schmidt / 1 /, Dusinberre / 2 /, Vanitchew / 3 /.

The mutual idea of those methods is the replacing of differentials with finite differences.

The method explained in this paper may be estimated as something intermediate between the finite differences method and the exact method, viz. finite differences are applied in space, and differentials - in time.

In general, this method is to be applied if isothermal surfaces are known a priori. For all that the parameter on the surface may be variable / in time/. These are always the one dimensional cases, as well in rectangular, as in cylindric or polar co-ordinates. Besides, there may be two - or three - dimensional cases with stable isothermal surfaces, which are of practical interest. Consider a space between two arbitrarily chosen isothermal surfaces noted with indices i and j / Fig.1 /. The / variable in time / temperature parameters for these surfaces are t_i and t_j respectively. Let A_i and A_j be the areas of the said surfaces and V_{ij} - the volume between them. Denote with A_{ij} the /arbitrarily assumed, e.g. geometric or arithmetic/ mean area, and with S_{ij} the mean width of the imagined

shell, defined by

$$S_{ij} A_{ij} = V_{ij}$$

Suppose that to the surface A_i the heat rate \dot{Q}_i kcal/h is supplied. In the considered space there generates heat as a result of change of the mean temperature t_{ij} in time and as a result of internal heat sources of strength q_v kcal/h m^3 . The heat rate at the surface A_j is thus greater by

/1/

$$\Delta_{ij} \dot{Q} = V_{ij} \left(q_v - c \mu \frac{dt_{ij}}{d\tau} \right)$$

Where C is the specific heat and μ - the density, both referred to the considered space /strictly it should be denoted C_{ij} and μ_{ij} because these properties may vary in space/.

Therefore

/2/

$$\dot{Q}_j = \dot{Q}_i + \Delta_{ij} \dot{Q}$$

Thus the heat rate varies in passing through the imagined shell. The latter sustains a thermal resistance to the /mean/ heat rate \dot{Q}_{ij} , so that

/3/

$$\dot{Q}_{ij} = \frac{A_{ij}}{\delta_{ij}} \cdot k (t_i - t_j)$$

there k is the thermal conductivity /the strict notation should be again k_{ij} /.

Now, \dot{Q}_{ij} is an average heat rate, as the real heat rate is variable in the limits between \dot{Q}_i and \dot{Q}_j

One can await that the appropriate results would be obtained if we assume e.g.

/4/

$$\dot{Q}_{ij} = \frac{1}{2} (\dot{Q}_i + \dot{Q}_j)$$

but as

$$\dot{Q}_i \leq \dot{Q}_{ij} \leq \dot{Q}_j$$

in respect of \dot{Q}_{ij} as the real heat rate, we might assume as well

/5/

$$\dot{Q}_{ij} = \dot{Q}_i$$

or

/6/

$$\dot{Q}_{ij} = \dot{Q}_j$$

Equations /4/, /5/, /6/ show three simplest possibilities of the assumed average heat rate.

Concerning the mean temperature t_{ij} , we may also assume that it is a geometric mean, viz.

/7/

$$t_{ij} = \frac{1}{2} (t_i + t_j)$$

otherways, it is possible to assume the linearity of temperature within the surfaces and estimate the integral mean.

Thus we obtain one differential equation for each imagined shell. They form a system of linear equations of first order, and may therefore be replaced by one linear differential equation with constant coefficients of an order not higher than the number of shells. The most difficult problem in finding the solution is therefore the evaluation of roots of the characteristic equation. This problem may be facilitated if we start from the approximation which involves the cubic characteristic equation. The next - fourth degree approximation will have the smallest / in absolute value / root slightly differing from the smallest / in the same sense / root of the preceding approximation. Thus it is not difficult to find this root by trials and reduce the degree of the characteristic equation.

To elucidate the method we will discuss a case of a flat plate /slab/ initially at uniform temperature t_{max} submerged suddenly in an atmosphere which

maintains the free surfaces of the slab at the constant temperature to /infinite heat transfer at free surfaces/.

The exact solution of the problem is known /cf./4/,p.34/. Exempli gratia let us divide the slab into four equal slices /fig.2/. Instead of heat rates \dot{Q} kcal/h we may operate with heat fluxes \dot{q} kcal/m².h. Because of the symmetry we consider only three control surfaces numbered 0,1 and 2. According to /1/ it is

$$\text{/8/} \quad \Delta_{01} q = - \frac{c \rho b}{2} \frac{dt_{01}}{d\tau}$$

$$\Delta_{12} q = - \frac{c \rho b}{2} \frac{dt_{12}}{d\tau}$$

From /7/ it follows

$$\text{/9/} \quad t_{01} = \frac{1}{2} (t + t_1)$$

$$t_{12} = \frac{1}{2} (t_1 + t_0)$$

Since $q_0 = 0$ we obtain according to /2/

$$\text{/10/} \quad \dot{q}_1 = - \frac{c \rho b}{4} \left(\frac{dt}{d\tau} + \frac{dt_1}{d\tau} \right)$$

$$\dot{q}_2 = - \frac{c \rho b}{4} \left(2 \frac{dt}{d\tau} + \frac{dt_1}{d\tau} \right)$$

since $t_0 = \text{const.}$

Let relation /4/ be applied, namely

$$\dot{q}_{ij} = \frac{1}{2} (\dot{q}_i + \dot{q}_j)$$

Since eq. /3/ reads

$$\dot{q}_{ij} = \frac{2k}{b} (t_i - t_j)$$

we obtain a system

/11/

$$-\frac{c\rho b}{\delta} \left(\frac{dt}{d\tau} + \frac{dt_1}{d\tau} \right) = \frac{2k}{b} (t - t_1)$$

$$-\frac{c\rho b}{\delta} \left(2 \frac{dt}{d\tau} + 3 \frac{dt_1}{d\tau} \right) = \frac{2k}{b} (t_1 - t_0)$$

with initial conditions /for

We introduce dimensionless variables

/12/

$$\vartheta = \frac{t - t_0}{t_{\max} - t_0}$$

$$\vartheta_1 = \frac{t_1 - t_0}{t_{\max} - t_0}$$

$$\varphi = \frac{k\tau}{c\rho\delta^2} = (Fo)$$

The latter quantity is the Fourier number.

Substitution of /12/ into /11/ yields

/13/

$$\vartheta + \vartheta_1 + 16\vartheta - 16\vartheta_1 = 0$$

$$2\vartheta + 3\vartheta_1 + 16\vartheta_1 = 0$$

with initial conditions $\psi = \psi_1 = 1$

Eliminate ψ_1 : there results

/14/

$$\psi'' + 96\psi' + 256\psi = 0$$

The solution is

/15/

$$\psi = c_1 e^{\beta_1 \varphi} + c_2 e^{\beta_2 \varphi}$$

with

$$\beta_1 = -16(3 + 2\sqrt{2}), \quad \beta_2 = -16(3 - 2\sqrt{2})$$

and

$$c_1 = -\frac{3 - 2\sqrt{2}}{16\sqrt{2}}; \quad c_2 = \frac{3 + 2\sqrt{2}}{16\sqrt{2}}$$

In fig.3 the dimensionless temperature in the mid-plane of the slab, ψ , is plotted vs. dimensionless time / Fourier number /. Solution /15/ represents the line with notation " second order " implying the order of the obtained differential equation. Lines for higher approximations are also shown in fig.3. They tend to the line of exact solution testifying that the method is quickly convergent.

The problem of convergence for assumptions /4/, /5/ and /6/ is illustrated in fig. 4, where the values

of ψ for $(F_0) = 0,4$ are plotted vs. the number of "slices", into which the slab is divided. The width of the slices was equal, although it is possible to choose arbitrary widths. As can be seen that each of the three methods is quickly convergent. The assumption /6/ can give something greater values of ψ . The method may be applied with satisfiable results also for variable/ in time / boundary conditions, for composed walls, for cases of internal heat sources with variable strength, and even for cases with changes of aggregate such as melting or freezing. Thus, in fig.5 the time - dependent temperature distribution in a brass casting, obtained by the centrifugal method, is shown. The details of calculus contains Appendix I.

Another field of application of the explained method is the steady laminar heat convection in ducts. Assuming that Z is the co-ordinate in the direction of flow and W_z the velocity component in that direction and supposing that the remaining components vanish, we obtain for the temperature distribution the simplified Fourier-Kirchhoff equation

/16/

$$k \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) = c p \rho \cdot W_z \frac{\partial t}{\partial z}$$

With exception of very small Peclet moduli it is justifiable to disregard the longitudinal heat conduction, so that the quantity $\frac{\partial^2 t}{\partial z^2}$ may be neglected.

We get thus

/17/

$$k \nabla^2 t = c p \rho \cdot W_z \frac{\partial t}{\partial z}$$

Where the Laplacian operator is applied in the plane x, y of the cross-section of the duct.

For transient heat conduction the temperature equation yields

/18/

$$k \nabla^2 t = c p \rho \frac{dt}{dt}$$

If the cross section of the duct is constant the velocity W_z being a function of X, y does not depend on Z ; therefore

/19/

$$k \nabla^2 t = c p \rho \frac{d(W_z t)}{dz}$$

Since the left side of the eq./18/ is represented in the explained approximate method by the right side of eq. /3/, and the right side of the eq./18/ - by the right side of eq. /1/ with assumption that $q_v = 0$ /, it may be stated that, because of similarity of equations /18/ and /19/, the method may be applied for the discussed case under the following condition :

the mean temperature t_{ij} in eq./1/ must be replaced by the mean product of velocity and temperature ,

($W_z t$)_{ij} . Thus eq./1/ must be rewritten, namely

/20/

$$\Delta_{ij} Q = - V_{ij} c p \rho \frac{d(W_z t)_{ij}}{dz}$$

Other equations and principles remain unchangeable..

An example of application is the heat transfer in circular duct /with parabolic velocity profile/.

Fig.6 shows the plot of local Nusselt moduli versus the Graetz modulus. An approximation , which is based on the first order equation , gives constant values of Nusselt modulus; line a /in fig.6/ shows that relation for arithmetic mean area : $(Nu) = 4,932$

line b - that for geometric mean area: $(Nu) = 4,383$

The exact limit value is $(Nu)_{\infty} = 2,65$
 Curve C shows the approximation based in the second order equation ; the limit value is $(Nu)_{\infty} = 4,15$
 Particular details are discussed in Appendix II.

A P P E N D I X I.

FREEZING OF A LIQUID ON A THICK COOLED PLATE.

This problem which is of interest in ice formation or casting is characterized by a moving boundary of constant temperature /melting point/ t_0 . Let the final thickness of the formed solid layer /casting/ be b /see fig.7 /, and the thickness of plate / mould / on which crystallization takes place b_w . We discuss an one-dimensional case.

Only three control surfaces /see fig.7 / are assumed from which the 0 - surface is at steady temperature t_0 / infinite heat transfer from liquid to solid is assumed / and the 2 - surface is cooled by a coolant of constant temperature t_c with constant heat transfer coefficient h . The distance between the planes 0 and 1 is variable ; at the begin of the process ($\tau = 0$) that distance is equal to zero ; at the end of process it is equal to b ; the momentary thickness of the casting let be $y b$, where $y = y(\tau)$. The heat fluxes are q ν is the latent heat of fusion /

$$q_0 = (\nu + ct_0) \rho b \frac{dy}{d\tau}$$

$$q_1 = q_0 - \frac{c_p b}{2} \frac{d}{d\tau} [y(t_0 + t_1)]$$

$$q_2 = q_1 - \frac{c_w f_w b_w}{2} \frac{d}{d\tau} (t_1 + t_2)$$

Using the assumption /6/ we get

$$(r + ct_0) \rho b \frac{dy}{d\tau} - \frac{c \rho b}{2} \frac{d}{d\tau} [y(t_0 + t_1)] = \frac{k}{y b} (t_0 - t_1)$$

$$(r + ct_0) \rho b \frac{dy}{d\tau} - \frac{c \rho b}{2} \frac{d}{d\tau} [y(t_0 + t_1)] - \frac{C_w \rho_w b_w}{2} \frac{d}{d\tau} (t_1 + t_2) =$$

$$= \frac{k_w}{b_w} (t_1 - t_2)$$

$$\frac{k_w}{b_w} (t_1 - t_2) = h (t_2 - t_c)$$

Introduce the dimensionless variables

$$\vartheta = \frac{t_1 - t_c}{t_0 - t_c} ; \theta = \frac{t_2 - t_c}{t_0 - t_c} ; \varphi = \frac{k \cdot \tau}{c \cdot \rho \cdot b^2}$$

and parameters

$$K = 1 + \frac{2r}{c(t_0 - t_c)} ; L = \frac{k_w}{k} \frac{b}{b_w} ; M = \frac{C_w \rho_w b_w}{c \rho b}$$

$$N = \frac{h \cdot b}{k}$$

There results

$$\frac{d}{d\varphi} [y(K - \vartheta)] = \frac{2}{y} (1 - \vartheta)$$

$$\frac{d}{d\varphi} [y(K - \vartheta)] - M(\vartheta + \theta) = 2L(\vartheta - \theta)$$

$$\theta = \vartheta \frac{L}{L + N}$$

Eliminating θ we get

$$\frac{d}{d\varphi} [\gamma(K-\vartheta)] = \frac{2}{\gamma} (1-\vartheta)$$

$$\frac{d}{d\varphi} [\gamma(K-\vartheta) - \mu\vartheta] = \gamma\vartheta$$

where

$$\mu = M \frac{2L+N}{L+N}, \quad \gamma = \frac{2LN}{L+N}$$

Exact solution of that system is possible for adiabatic freezing with $h=0$, i.e. $N=0$, $\gamma=0$, $\mu=2M$

We obtain

$$\gamma = \mu \frac{\vartheta - \vartheta_0}{K - \vartheta}$$

$$\varphi = \frac{\mu^2}{2(1+\mu)} \left[(1-\vartheta_0) \ln \frac{1-\vartheta}{1-\vartheta_0} - (K-\vartheta_0) \ln \frac{K-\vartheta}{K-\vartheta_0} \right]$$

where initial conditions $\gamma(0) = 0$, $\vartheta(0) = \vartheta_0$

were taken into account.

In cases $h > 0$ the following method is to be applied.

Introduce a new variable

$$x = y(K - \psi)$$

into the system of examined equations; there results

$$\frac{dx}{d\varphi} = \frac{2}{x}(1 - \psi)(K - \psi)$$

$$\frac{d}{d\varphi}(x - K\psi) = r \cdot \psi$$

Elimination of the variable ψ yields

$$\left(1 - \frac{rx\psi}{2(1-\psi)(K-\psi)}\right) \frac{dx}{d\psi} = r$$

This is Abel's equation of the second kind; its exact solution is not known, it may be, however, very easily solved numerically. Thus we obtain $X(\psi)$.

Subsequently we may calculate $X(\varphi)$ by numerical solution of equation

$$\frac{dx^2}{d\varphi} = 4(1 - \psi)(K - \psi)$$

An example of such calculations was shown in fig.5

It was assumed $c = 0,091 \text{ kcal/kg } 1^\circ$; $\rho = 8850 \text{ kg/m}^3$
 $k = 47 \text{ kcal/m.h.} 1^\circ$, $b = 50 \text{ mm}$, $t_0 = 935^\circ\text{C}$, $t_c = 35^\circ\text{C}$,
 $h = 1100 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h.} 1^\circ$.

The mould was assumed to be composed of two walls ;
 the first /cast iron : $C_{W1} = 0,13 \text{ kcal/kg.} 1^\circ$;

$\rho_{W1} = 7100 \text{ kg/m}^3$; $k_{W1} = 45 \text{ kcal/mh } 1^\circ$ /
 of thickness $b_{W1} = 50 \text{ mm}$ and the second /cast
 steel : $C_{W2} = 0,11 \text{ kcal/kg } 1^\circ$; $\rho_{W2} = 7850 \text{ kg/m}^3$;
 $k_{W2} = 43 \text{ kcal/mh } 1^\circ$ / of thickness $b_{W2} = 30 \text{ mm}$.

The parameters were thus

$$K = 2,002 ; L = 0,589 ; M = 1,788 ; N = 1,170 ;$$

$$\mu = 2,385 ; \gamma = 0,783 ;$$

it was assumed for the initial moment $\tau = 0$: $t_1 = 200^\circ\text{C}$,
 whence $v_0 = 0,183$.

Fig.5 illustrates also the period ^{of} cooling of the
 crystallized casting.

A P P E N D I X II .

LAMINAR FLOW FORCED CONVECTION IN A CIRCULAR TUBE.

The velocity distribution in the tube follows the
 Poiseuille law

$$W_z = 2W \left(1 - \frac{r^2}{R^2} \right)$$

where W is the average velocity, r the local radius, and R the tube radius,

We first evaluate the quantities $(Wz t)_{ij}$ appearing in equation /20/. They are evaluated as the integral mean with assumption of real velocity distribution and linear temperature distribution / according to fig.B /. The results are

$$(Wz t)_{00} = \frac{17}{9} t_w$$

$$(Wz t)_{01} = \frac{W}{135} (94t + 151t_1)$$

$$(Wz t)_{12} = \frac{79}{225} W t_1$$

Assuming the mean as the geometric mean and applying the relation $\sigma_{ij} A_{ij} = V_{ij}$

we get

$$A_{01} = \frac{2\pi R \sqrt{2}}{3}, \quad \sigma_{01} = \frac{R}{2\sqrt{2}}$$

$$A_{12} = 2\pi R \sqrt{\frac{2}{3}}, \quad \sigma_{12} = \frac{5}{18} \sqrt{\frac{3}{2}} \cdot R$$

Assuming furthermore the heat rates Q_{ij} according to /4/ we get

$$\frac{11}{180} \frac{d\psi}{d\varphi} - \frac{151}{4320} \frac{d\psi_1}{d\varphi} = \psi - \psi_1$$

$$\frac{179}{1944} \frac{d\psi}{d\varphi} - \frac{127}{1296} \frac{d\psi_1}{d\varphi} = \psi_1$$

where

$$\nu = \frac{t - t_0}{t_{\max} - t_0}, \quad \nu_1 = \frac{t_1 - t_0}{t_{\max} - t_0}, \quad \varphi = \frac{kz}{C_p \rho W R^2}$$

The initial condition ($X = 0$) is in this problem that the temperature of the fluid must be uniform over the cross section and equal to t_{\max} . This condition can be fulfilled only approximately, viz. $t = t_1 = t_{\max}$, or $\nu = \nu_1 = 1$. Since the temperature of the wall remains constant, there exists a finite temperature gradient at the inlet. The theory of Graetz and Nusselt demands that this gradient should be infinite. This condition will be fulfilled only if we make infinite number of control surfaces!

Eliminating ν_1 we get

$$\nu'' + 90,9 \nu' + 361,8 = 0$$

with the characteristic roots $\beta_1 = -4,15$;

$$\beta_2 = -86,75$$

Thus the solution is

$$\nu = 1,205 e^{-4,15\varphi} - 0,205 e^{-86,75\varphi}$$

The local heat transfer coefficient is

$$h_z = \frac{\dot{q}_z}{\pi D (t_m - t_0)}$$

where t_m is the mean temperature and D is the diameter.

The local Nusselt modulus is thus

$$(Nu)_z = 4,15 \frac{1 + 0,705 e^{-82,6\psi}}{1 + 0,034 e^{-82,6\psi}} = \frac{D h_z}{k}$$

This relation is represented in fig.6. by the curve c .
Increasing the number of control surfaces will cause
an approach of the approximate solution to the exact
solution.

R e f e r e n c e s .

- /1/ E.Schmidt, Über die Anwendung der Differenzenrechnung auf technische Anheiz- und Abkühlungsprobleme. Beiträge zur technischen Mechanik und technischen Physik.
/Föppl - Festschrift/ Berlin, 1924.
- /2/ G.M.Dusinberre, Numerical Analysis of Heat Flow,
New York, Mc Graw - Hill, 1949.
- /3/ A.P.Vanitchev, the method is explained in
" Osnovi teploperedatchi " by
M.A.Mikhayev, E Ed., Moscow 1956,
p.279.
- /4/ M.H.Mc Adams, Heat Transmission, 3 Ed.,
Mc Graw-Hill, New York, 1954.

Metoda obliczania procesów niestacjonarnego

przewodzenia ciepła.

S t r e s z c z e n i e .

W pracy podano metode analizy niestacjonarnych procesów przewodzenia ciepła. W metodzie tej posługujemy się różnicami skończonymi w przestrzeni, a różniczkami - w czasie.

Z matematycznego punktu widzenia zagadnienie da się sprowadzić do układu równań różniczkowych. Metoda znajduje zastosowanie w tych przypadkach, gdy powierzchnie izotermiczne są znane /bez konieczności znajomości parametrów tych powierzchni/.

Można w ten sposób analizować przewodzenie ciepła w układach o zmiennych własnościach fizycznych, w układach ze źródłami ciepła, a również w przypadkach krzepnięcia i topnienia. Metoda da się również zastosować do zagadnień konwekcji.

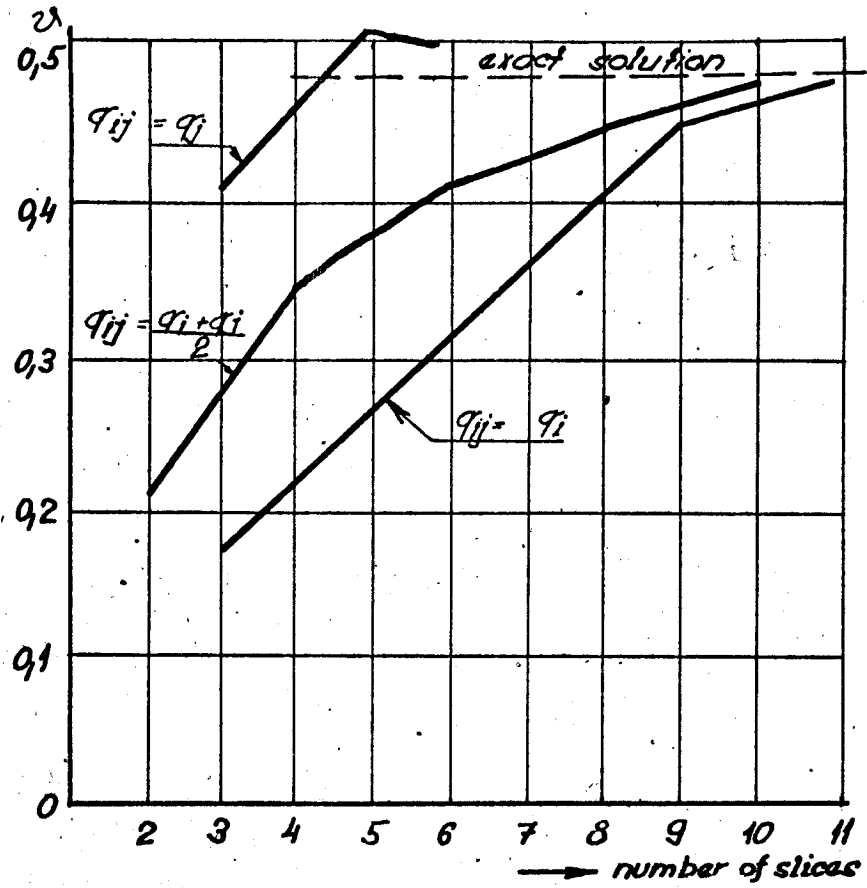


Fig 4

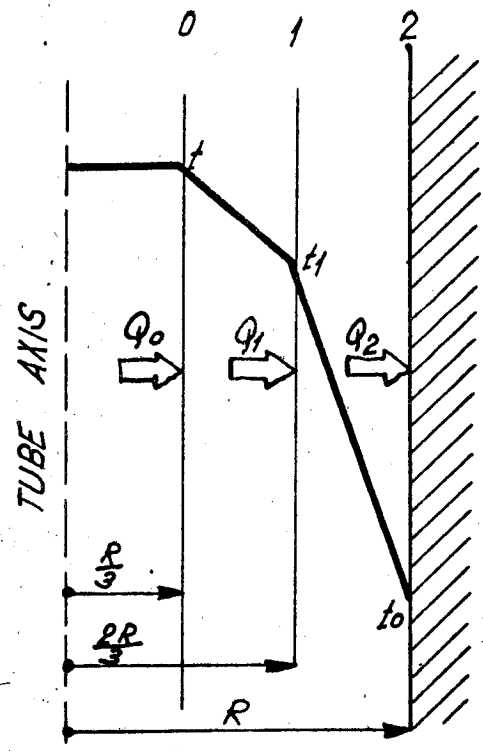


Fig 8

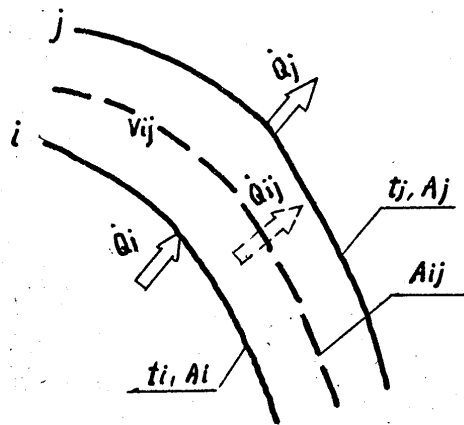


Fig 1

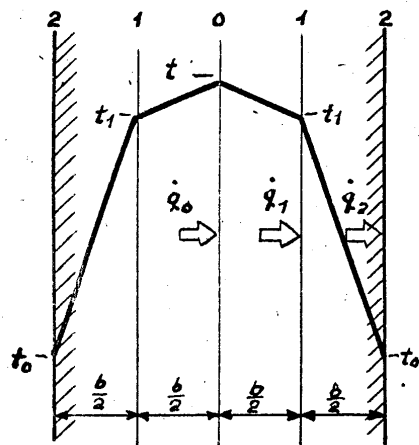


Fig 2

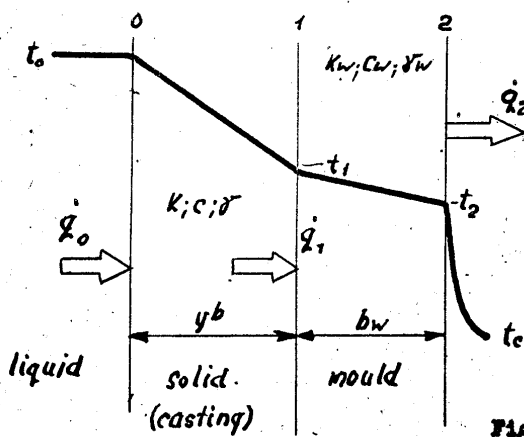


Fig 7

55

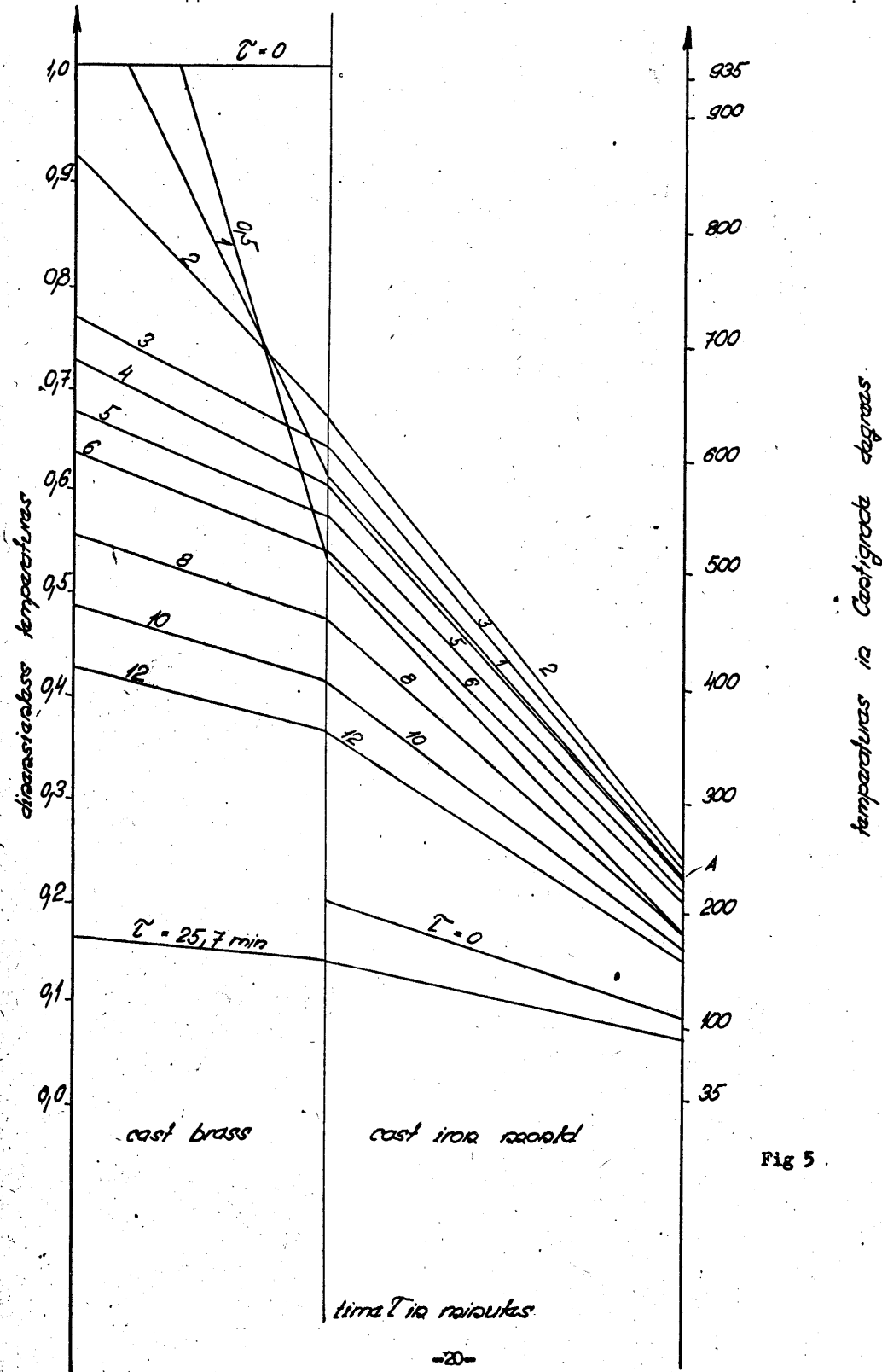


Fig 5

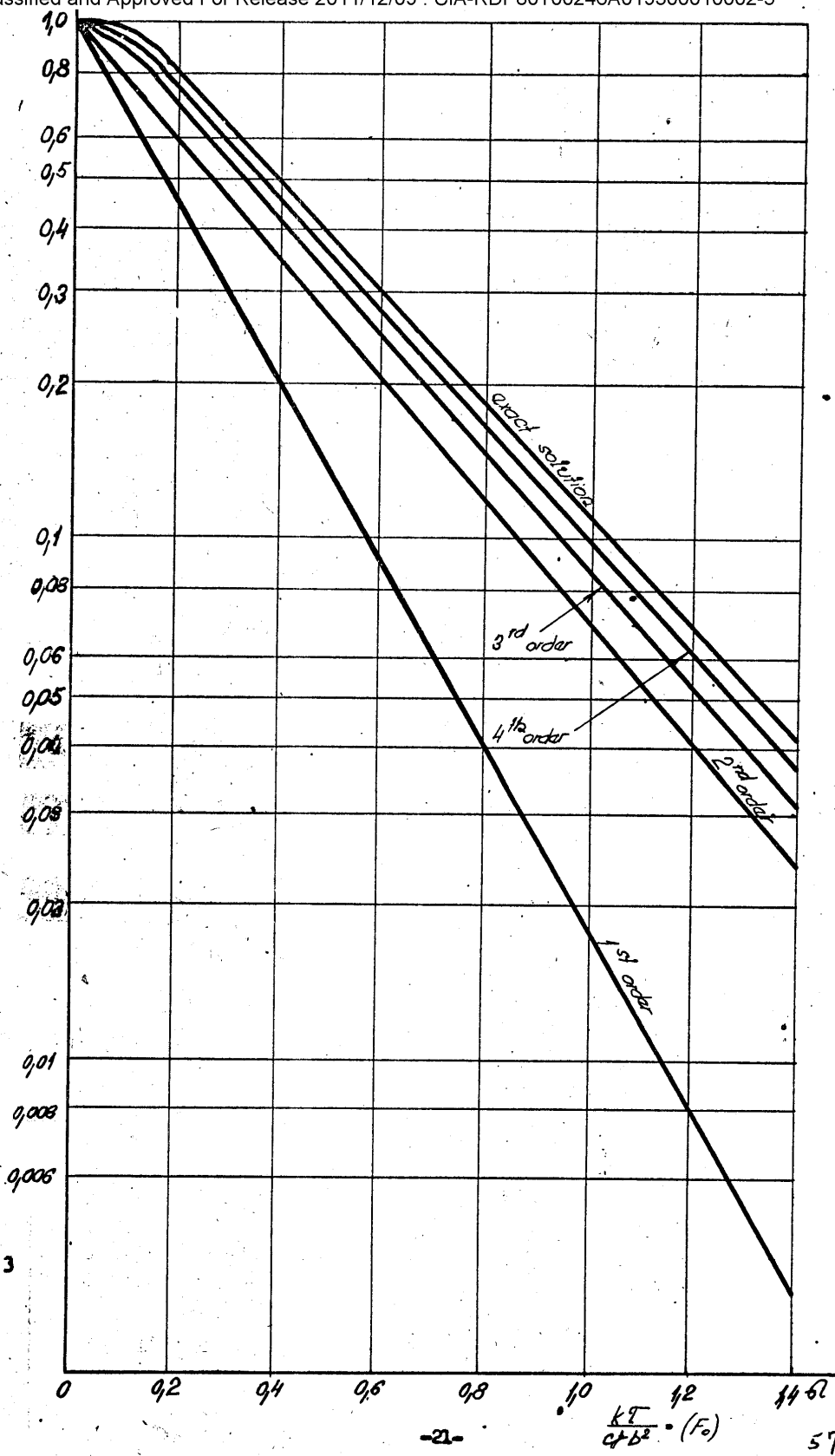


Fig 3

**WÄRMEÜBERGANG BEIM KONDENSIEREN VON SATTDAMPF AN
KEGELIGEN OBERFLÄCHEN**

J. Šesták
Technische Universität
Prag, Tschechoslowakei

Konstruktive Gestaltung von Apparaten zur technischen Verwirklichung der Beheizung mittels kondensierendem Dampfes verlangt, vom energetischen Standpunkt gesehen, die Existenz von Berechnungsbeziehungen zur Ausführung von Überschlagsberechnungen der Wärmeübergangs- und Wärmeübertragungszahlen. Diesem Problem hat sich als erster W. Nusselt [1] gewidmet, der am Anfang dieses Jahrhunderts Beziehungen für das Kondensieren an senkrechten und waagerechten Rohren abgeleitet hat. Eine Reihe von weiteren Forschern verbesserte seine Ergebnisse auf analytischem und versuchstechnischem Wege. Nusselt selbst begnügte sich lediglich mit der analytischen Behandlung der oben erwähnten Probleme; Experimentalarbeit seiner Nachfolger bestätigte, im Grunde genommen, seine Beschlüsse im Ausmass, das bis heute ausserordentlich hoch geschätzt wird.

Eine sehr gute, obwohl auch heutzutage nicht erschöpfende, Übersicht über die theoretische und experimentelle Arbeit auf diesem Gebiet findet man in Monographien von Jakob [2], Kutateladze [3], und in neueren Arbeiten von Eckert [4].

Überwiegende Mehrheit der obengenannten Arbeiten befasst sich aber mit dem Studium von Verhältnissen beim Kondensieren auf Innen- und Aussenoberflächen vertikaler und waagerechter Rohre. Erst in relativ neuer Zeit sind Studien erschienen, die sich mit mehr komplizierten konstruktiv-geometrischen Formen befassen und die für die Praxis nicht weniger bedeutend sind. Slavíček und Kovár [5] veröffentlichten Beziehungen für Berechnung von Wärmeübergangszahlen beim Kondensieren auf Oberflächen, die aus Kombination von vertikalem Rohr und unten angeschlossener Kugelhaube bestehen. In einer späteren Arbeit widmeten sich Cihla und Schmidt [6] der Berechnung von Wärmeübergangszahlen an ähnlichen zusammengesetztem Oberflächen, an denen die Kugelhaube durch Hälfte eines Rotationsellipsoids ersetzt wurde. Das ist ein Fall, der in der technischen Praxis tatsächlich bei eventueller technischer Verwirklichung der Kondensation an äusseren Oberflächen von gewölbten Boden vorkommt.

In der technischen Praxis findet der Konstrukteur manchmal auch kegelige Oberflächen vor, z.B. in einigen speziellen Typen von Rotationsverdampfern. Es war Ziel dieser Arbeit, analytische Beziehungen abzuleiten, die die Berechnung der Wärmeübergangsverhältnisse beim Kondensieren an äusseren Oberflächen ähnlicher Apparate im Sinne der Nusseltschen hydrodynamischen Theorie ermöglichen könnten.

Nusselt hat in seinen Überlegungen vorausgesetzt, dass 1) das Kondensat auf der Oberfläche des Wärmeaustauschers eine dünne Haut bildet, deren thermischer Widerstand für die Intensität des Wärmeflusses massgebend ist. Weitere Voraussetzungen sind: 2) laminare Strömung des Kondensats; 3) Trägheitskräfte sind im Vergleich mit Gravitations- und Schubkräften vernachlässigbar klein (Die Gültigkeit dieser Voraussetzung wurde später von mehreren Forschern bestritten, siehe z.B. Michejev [7]); 4) Wärmeübergang durch die Kondensathaut erfolgt ausschliesslich durch Wärmeleitung;

5) Strömung der Dämpfe übt keinen Einfluss auf die Bewegung des abwärts fließende Kondensats aus; 6) Temperatur an der Grenzfläche zwischen dem Kondensat und aufwärts strömendem Dampf ist gleich der Sättigungstemperatur des Dampfes beim gegebenen Druck im Beheizungsraum; 7) die Dicke der Haut darf man im Vergleich mit einer gegebenen, von der geometrischen Form des Austauschers abhängenden, Formgrösse vernachlässigen.

Im weiteren werden wir die Bezeichnungen der geometrischen und physikalischen Grössen zusammen mit der Orientierung der Koordinatenachsen benützen, die aus Abb.1, und Abb.1 a hervorgeht.

Aus der Gleichgewichtsbedingung der Schub- und Gravitationskräfte (T und G) in Richtung der Strömung (x-Axe) folgt bei einer weiteren Voraussetzung, dass es sich um Flüssigkeiten von rein newtonsche Charakter handelt:

$$\frac{\sigma^2 v}{\sigma x^2} = - \frac{\gamma}{\eta} \cos \alpha \quad (1)$$

woraus nach zweimaliger Integration weiter folgt:

$$v = \frac{\gamma}{\eta} (\cos \alpha) \frac{x^2}{2} + c_1 x + c_2 \quad (2)$$

Für $x = 0$ wird $v = 0$, also $c_2 = 0$

Für $x = X$ (An der Grenzfläche zwischen Haut und Dampf)

wird die Schubspannung gleich Null, also $\sigma v / \sigma x = 0$;

$$\text{und} \quad c_1 = \frac{\gamma}{\eta} \cos \alpha$$

$$v = \left(X x - \frac{x^2}{2} \right) \frac{\gamma}{\eta} \cos \alpha \quad (3)$$

Gewichtsmenge des Kondensats, die durch einen bestimmten Querschnitt $y = \text{const}$ durchfliesst, wird:

$$G y = 2 \pi \gamma \int_{x=0}^X \rho' v dx \quad (4)$$

wo $\rho' = \rho - y \sin \alpha + x \cos \alpha$
oder näherungsweise (Voraussetzung 7)

$$\rho' = \rho_0 - y \sin \alpha \quad (5)$$

Nach Substitution aus Gl.3 und 5 in Gl.4 und nach Integration bekommen wir

$$Gy = \frac{2\pi \gamma^2}{\eta} \left(\frac{1}{3} X^3 [\varrho_0 - y \sin \alpha] \right) \cos \alpha \quad (6)$$

Zuwachs von Kondensatgewichtsmenge dG beim Fortschreiten von y bis $y + dy$ bestimmen wir aus der Wärmemenge dQ , die durch das Oberflächendifferential dF in die Wand des Wärmeaustauschers hineingewandert hat. Diese Wärmemenge ist gleich dem Produkt des Oberflächendifferentials

$$dF = 2\pi \varrho'' dy$$

durch den die Wärme fließt, der Wärmeleitfähigkeit des Kondensats und des Temperaturgefälles, also:

$$dQ = \lambda dF \left(\frac{\partial t}{\partial x} \right)_x = X - \lambda dF \frac{\Delta t}{X} \quad (7)$$

Die Verdampfungswärme des Dampfes ist r , es folgt also

$$dGr = dQ \quad \text{oder} \quad dG = \frac{\lambda \Delta t}{r X} 2\pi (\varrho_0 - y \sin \alpha) dy \quad (8)$$

Man kann aber ebensogut die Gesichtsmenge dG durch Differentiation der Gl.6, $G = \psi(X, y)$ bestimmen, woraus unmittelbar folgt

$$dG = \frac{2\pi \gamma^2}{\eta} \left\{ X^2 [\varrho_0 - y \sin \alpha] dX - \frac{1}{3} X^3 \sin \alpha dy \right\} \cos \alpha \quad (9)$$

Durch Vergleich der Gleichungen 8 und 9 und Einführung der Substitutionen

$$z = \varrho_0 - y \sin \alpha \quad (10 a)$$

$$\text{und} \quad \frac{2 \lambda \Delta t \eta}{r \gamma^2 \sin 2\alpha} = A \quad (10 b)$$

gelangen wir zur Differentialgleichung erster Ordnung

$$X^3 z dX + (Az + \frac{1}{3} X^4) dz = 0 \quad (11)$$

Auf elementarem Wege ist es möglich, den integrierenden Faktor dieser Differentialgleichung zu finden, dessen Wert $z^{1/3}$ ist. Multiplikation der Gleichung 11 überführt diese auf ein vollständiges Differential, dessen

Integration keine weitere Schwierigkeiten bedeutet. Die Integrationskonstante bestimmen wir aus der Randbedingung.

$$y = D (z = \varphi_0) ; X = X_0 \quad (12)$$

Den Wert X_0 bestimmen wir aus der ursprünglichen Nusselt-schen Formel für vertikale Zylinder.

Durch die Lösung der Differentialgleichung 11, multipliziert mit dem Multiplikator $z^{1/3}$, bekommen wir einen expliziten Ausdruck für die Hautdicke $X = f(x) = F(y)$ in der Form

$$X = (\bar{K} z^{-4/3} - \frac{12}{7} A z)^{1/4} \quad (13)$$

$$\text{wo} \quad \bar{K} = X_0^4 \varphi_0^{4/3} + \frac{12}{7} A \varphi_0^{7/3} \quad (14)$$

Der Lokalwert der Wärmeübergangszahl aus dem kondensierenden Dampf in die Wand des Austauschers wird

$$\alpha_z = \frac{\lambda}{X(y)} \quad (15)$$

sein Mittelwert folgt wie üblich aus der Gleichung

$$\alpha_m = \int_{F_K} \alpha_z dF_K / \int_{F_K} dF_K \quad (16)$$

wo F_K die Oberfläche des Kegels, an der das Kondensieren verläuft, bedeutet. Ausführung der Integration, die in Gl.16 vorgeschrieben ist, führt nun zur Bestimmung der mittleren Wärmeübergangszahl an einer bestimmten Kegeloberfläche. Betrachten wir aber einen allgemeinen Fall bestehend aus Kombination von vertikalem Zylinder und vollem oder abgestumpftem Kegel, nach Abb. 2. Im Fall eines abgestumpften Kegels wird mit dem Kondensieren an der unteren Grundfläche nicht gerechnet. Die mittlere Wärmeübergangszahl an dieser geometrischen Konfiguration ist analogisch der Gl.16 durch den folgenden Ausdruck gegeben:

$$\alpha_{m,v} = \frac{3}{4} \frac{1}{4^{1/4}} \left(\frac{\gamma r \lambda^3}{\eta \Delta t H} \right)^{1/4} = \frac{4}{3 \cdot 4^{1/4}} K^{0,25} \varphi^{0,75} \quad (17)$$

Das erste Glied im Zähler der rechten Seite wurde schon früher von Nusselt bestimmt, sein Wert ist (nach dividieren durch dF_v)

$$\alpha_m(v+k) = \left[\int_{F_v} \alpha_{lok.v} dF_v + \int \alpha_{lok.k} dF_k \right] / \int dF_{(v+k)} \quad (18)$$

Nach dem Einsetzen aus Gl.15,16 und 18 in Gl. 17 und nach Einführung neuer dimensionsloser Veränderlicher gemäss den Definitionsgleichungen:

$$Num(v+k) = \frac{\alpha_m(v+k) \cdot \rho_0}{\lambda} \cdot i_k = \frac{\rho_0^3 \cdot \delta^2 \cdot r}{\eta \Delta t \lambda} \cdot i \varphi = \frac{h}{\rho_0} \cdot i \sigma = \frac{H}{\rho_0} \cdot i \xi = \frac{S_1}{\rho_0} \quad (19 a-c)$$

bekommen wir schliesslich den gewünschten Ausdruck für die mittlere Wärmeübergangszahl auf zusammengesetzten zylindrisch-kegeligen Oberflächen:

$$Num(v+k) = 1,885 \cdot K^{0,25} \cdot \Phi(\varphi, \sigma, \xi) \quad (20)$$

wo

$$\Phi = \frac{\sigma^{3/4} + \varphi^{1/4} [\varphi^2 + (1-\xi)^2]^{1/4} \left\{ \left[\frac{3}{7} \cdot \frac{1-\xi}{1-\xi} \right]^{7/3} + \frac{\sigma \varphi}{\varphi^2 + (1-\xi)^2} \right\}^{3/4} - \left[\frac{\sigma \varphi}{\varphi^2 + (1-\xi)^2} \right]^{3/4}}{2 \sigma + [\varphi^2 + (1-\xi)^2]^{1/2} [1 + \xi]}$$

In Gl.20 bedeutet $Num(v+k)$ den Mittelwert der Nusseltschen Zahl bezogen auf die Gesamtfläche (Zylinder und Kegel), deren Form durch die Werte der reduzierten geometrischen Parameter σ, φ, ξ definiert ist. Die dimensionslose Grösse K , die durch die Gl.19 b definiert ist, wird oft als Kennzahl der Kondensation (besonders in der sowjetischen Literatur) genannt. Φ ist ein Faktor, der die geometrische Konfiguration beider Teilflächen im Ganzen beschreibt. Für die Zylinderfläche allein (d.h. ohne Zylinderaufsatz, $\sigma = 0$) folgt:

$$\Phi(\sigma, \varphi, \xi) = \frac{\varphi^{1/4} [\varphi^2 + (1-\xi)^2]^{1/4} \left[\frac{3}{7} \cdot \frac{1-\xi}{1-\xi} \right]^{7/3}}{[\varphi^2 + (1-\xi)^2]^{1/2} (1 + \xi)} \quad (22)$$

Durch Anwendung der L'Hospitalschen Regel bekommen wir

$$\lim_{\xi \rightarrow 1} \Phi(\varphi, \xi) = \frac{1}{2} \cdot \varphi^{0,75} \quad (23)$$

oder also

$$Nu_{m,v} = \frac{8}{2.3.4^{1/4}} K \cdot \varphi^{0,25} = 0,9425 K^{0,25} \varphi^{0,75}$$

was tatsächlich mit der Nusseltschen Formel völlig übereinstimmt. In der Tabelle 1) sind numerische Werte der Funktion $\phi(\xi, \varphi, \xi)$ gegeben und zwar für den speziellen Fall $\xi = 0$, d.i. Kegel ohne Zylinderaufsatz. In Abb. 3 ist der Verlauf der Funktion $Nu/1,885K^{0,25}$ in Abhängigkeit vom φ Parameter und für sechs Werte des ξ Parameters graphisch eingetragen.

Aus Abb. 3 geht deutlich hervor, dass mit wachsenden Werten des Scheitelwinkels 2α (oder $\xi \rightarrow 1$) auch die Wärmeübergangszahl wächst und zwar um so intensiver je niedriger die Werte des Parameters φ liegen. Die Kurven für Werte von $\varphi > 0,1$ besonders im Bereich niedriger Werte müssten im weiterem auf experimentellem Wege überprüft werden. Es ist nämlich unwahrscheinlich, dass in diesem Gebiet, wo der Einfluss der Schwerkraft verschwindend klein wird, die Nusseltschen Voraussetzungen überhaupt in Gültigkeit bleiben. In diesem Gebiet kommt besonders in Frage der Einfluss der Oberflächenspannung des Kondensats, die das Haftvermögen des Kondensats an der Wand bedingt.

$\xi \backslash \varphi$	0,05	0,1	0,5	1,0	2,0	5,0:
0	0,25028	0,29708	0,42120	0,44534	0,42119	0,35070
0,1	0,25865	0,30689	0,43041	0,44780	0,41703	0,34454
0,2	0,27072	0,32101	0,44375	0,45296	0,41533	0,34060
0,3	0,28682	0,33980	0,46068	0,45993	0,41512	0,33815
0,4	0,30785	0,36423	0,48065	0,46779	0,41572	0,33661
0,5	0,33558	0,39617	0,50306	0,47581	0,41666	0,33557
0,6	0,37368	0,43940	0,53051	0,48348	0,41780	0,33499
0,7	0,42921	0,50089	0,55160	0,49022	0,41886	0,33466
0,8	0,52107	0,59498	0,57332	0,49548	0,41968	0,33445

0,9	0,70727	0,74785	0,58894	0,49893	0,42031	0,33442
1,0	1,05740	0,88915	0,59460	0,50000	0,42044	0,33436

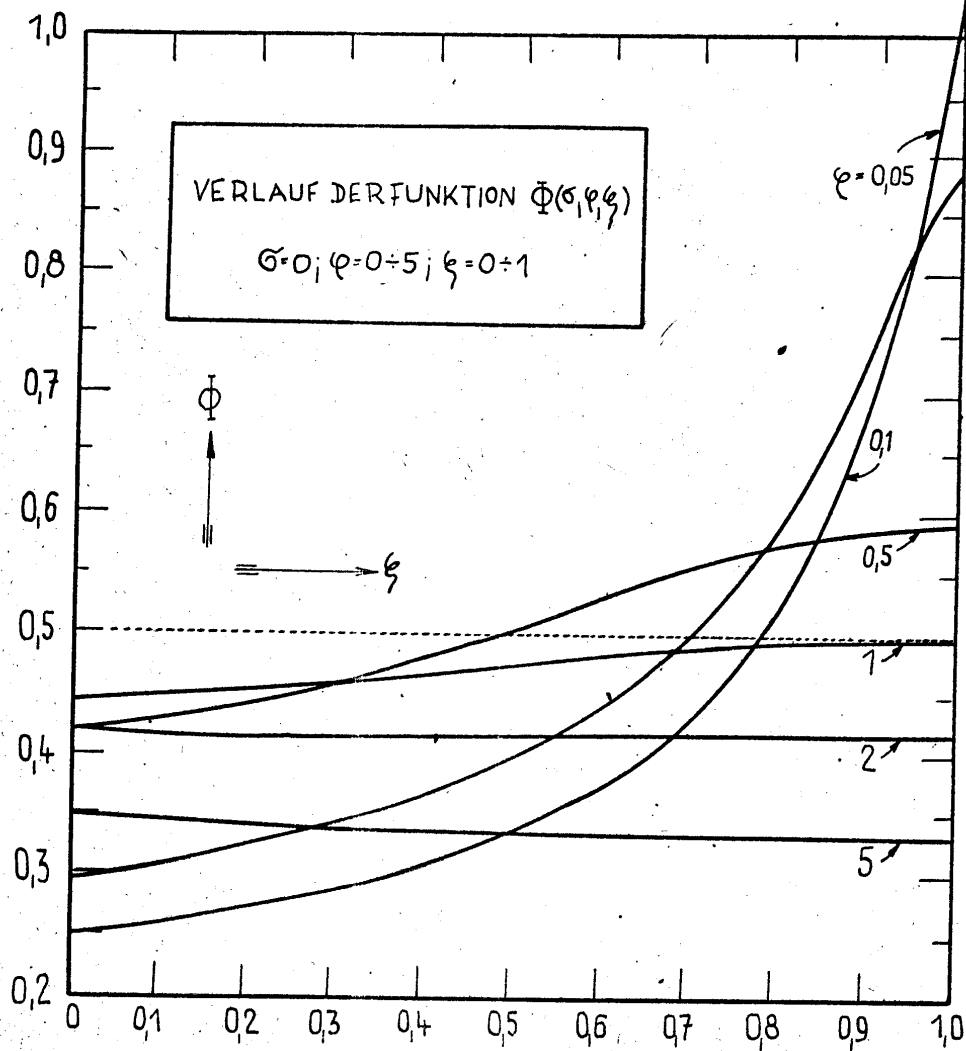
Tabelle 1. Numerische Werte der Funktion $\phi(\xi, \eta, \zeta)$ für volle und abgestumpfte Kegel ohne Zylinderaufsatz.

Es wurde weiter eine andere Form der Gl.20 abgeleitet, die dem Rechnungsgang von Kirkbride [8] entspricht. Diese letztere Form hat sich aber für technische Zwecke weniger geeignet erwiesen, hauptsächlich deswegen, weil Sie die Reynoldsche Zahl enthält, die auf mittlere Geschwindigkeit des Kondensats bezogen ist, die aber zu-erst nicht bekannt ist und entweder durch Vorausberechnung oder versuchsmässig bestimmt werden muss.

Allgemein kann man aus Abb. 3 schliessen, dass die Konizität vertikaler Wärmeaustauscher auf die Wärmeübergangszahl immer einen vermindernden Einfluss ausübt, mit Ausnahme von hohen Werten des φ Parameters, der jedoch wahrscheinlich für die Praxis von kleinerer Bedeutung ist.

L i t e r a t u r g u l l e n

- [1] Nusselt, W.: DVI-Ztschr. 60,541 (1916)
- [2] Jakob, M.: Heat transfer, Vol.I., Wiley, N.Y. (1951)
- [3] Kutateladze, S.S.: Voprosy teploobmena pri izmenenii agregatnogo sostojanija veshchestva. Gosenergoizdat, Moskau (1953)
- [4] Eckert, E.R.G.: AIChE Journ., 7,235 (1962)
- [5] Slavíček, E., Kovář, J., : Coll.Czech.Chem.Communications, 20,170 (1955)
- [6] Cihla, Z., Schmidt, O., ibid. 21,1262 (1956)
- [7] Michejev, M.A.: Základy sdílení tepla, herausgegeben bei Průmyslové vydavatelství, Prag (1953)
- [8] Kirkbride, J.F.: Trans, AIChE (loc. cit. [2])



9

67

ШНЕКОВЫЕ МНОГОВАЛЬНЫЕ ТЕПЛООВМЕННОКИ

**Касаткин А.Г., Лекаев В.М., Елкин Л.Н., Линфазин Г.Н.
Московский химико-технологический институт им. Д.И.
Менделеева
Москва, СССР.**

В В Е Д Е Н И Е

Современная химическая технология предъявляет требования к созданию конструкций непрерывнодействующих агрегатов для осуществления различных химико-технологических процессов переработки зернистых, пастообразных, высоковязких материалов.

Эти процессы проходят или самостоятельно, или в комбинации друг с другом, но при одном общем условии максимального развития поверхности контакта фаз.

В связи с этим к агрегатам предъявляются высокие требования в части полноты перемешивания, интенсивного тепло- и массообмена.

Для проектирования агрегатов промышленного масштаба должна быть обеспечена возможность моделирования. Непременным условием является также простота обслуживания, надежность и высокая производительность в единице объема. Кроме того необходимо, чтобы эти агрегаты могли входить как элементы в непрерывные автоматизированные технологические схемы производства.

Всем этим требованиям наиболее полно удовлетворяют аппараты шнекового типа с транспортно-перемешивающими и теплопередающими элементами.

Наиболее полным и универсальным решением являются конструкции многовальных шнеков, лопасти которых одновременно служат теплообменными поверхностями. Лопасти соседних шнеков (левые и правые) взаимно входят в пространство между витками, обеспечивая интенсивное перемешивание и устраняя налипание материала на лопасти. Вход и выход теплоносителя осуществляется через полые валы шнеков, снабженных сальниковыми устройствами. Теплоноситель, кроме того подается в полости рубашки корпуса, обеспечивая тем самым интенсивное развитие поверхности в единице объема при ее непрерывном обновлении. Привод шнеков осуществляется от электромотора через редуктор.

На рис. 1 показана конструкция двухвального агрегата с наружными и внутренними элементами теплообмена.

На рис. 2 изображены полые валы и лопасти шнека.

Производительность. Производительность одновального шнека по перемещаемому материалу: $1/G = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot n \cdot \varphi \cdot \gamma \cdot 60$

кгс/час /1/

Производительность двухвального шнека. Механизм перемещения материала в двухвальном шнеке при изменении расстояния между валами m в пределах $m=d$ до $m=d+2d'$ довольно сложен (рис. 3).

При вращении лопастей возможны два случая движения: навстречу в верхней зоне и навстречу в нижней зоне. В первом случае в верхней части двух накладывающихся окружностей материал подвергается сжатию, возникает вертикальная составляющая, действующая вниз. Во втором случае сжатие подвергается нижняя часть сечения. Вертикальная составляющая действует вверх. Во втором случае внешняя теплообменная поверхность будет работать более эффективно.

Уменьшение относительного расстояния между осями валов снижает производительность; вместе с тем обближение

лопастей улучшает работу шнека, как перемешивающего устройства: физические свойства перерабатываемых материалов, состояние поверхности шнеков и корпуса аппарата оказывают сильное влияние на коэффициент заполнения шнеков γ и коэффициент проскальзывания материала η , относительно винтов. Рассмотрение процессов перемещения материала в двухвальном шнеке приводит к выражению величины рабочего сечения двухвального шнека:

$$F = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{2} - f \quad /2/$$

f - площадь кругового сегмента, равная половине сечения ("линзы"), в которой происходит выдавливание материала.

Под рабочим сечением понимается часть сечения лопастей активно участвующих в перемещении материала.

Производительность двухвального шнека как транспортного устройства определяется по уравнению:

$$G = \left[\frac{\pi(D^2 - d^2)}{2} - f \right] \gamma \cdot \eta \cdot n \cdot 60 \quad \text{кгс/час} \quad /3/$$

f - подсчитывается как площадь сегмента выражая его через α, m, d

$$f = \frac{br}{2} - \frac{l(r-h)}{2} \quad \text{м}^2 \quad /4/$$

где: b - длина дуги сектора =

α - центр. угол сегмента. Он определяется из соотношения: $\sin \frac{\alpha}{2} = \frac{\sqrt{r^2 - m^2}}{r}$

l - длина хорды сегмента $l = 2\sqrt{r^2 - m^2}$ м

h - стрелка сегмента $h = r - \frac{m}{2}$ м

Производительность шнекового агрегата с парами

шнеков будет:

$$G = \left[\frac{\pi(D^2 - d^2)}{2} - f \right] \cdot \gamma \cdot s \cdot n \cdot 60 \quad \text{кгс/час} \quad /5/$$

Из уравнений /1/, /3/, /5/ следует, что уменьшение расстояний между центрами валов приводит к уменьшению производительности, вместе с тем, как следует из существа процесса, сближение улучшает перемешивание материала.

Скорость движения материала. Поля скоростей движения зернистого материала в многовальном шнеке представляют собой сложную картину.

Лукьянов и Гусев /9/, изучая движение зернистого материала под действием силы тяжести в вертикальном цилиндре установили наличие пристенного эффекта:

В этих опытах толщина пограничного слоя равнялась двух-трехкратному размеру частиц. Пристенный слой разрыхлялся и наблюдалось падение коэффициента трения.

В шнековых же аппаратах, при наличии внутренних перемешивающих элементов степень разрыхления и падение коэффициента трения у стенок будут значительно большими.

Рассматривая процесс разрыхления, как перемешивание, можно предполагать, что наличие сильно развитых движущихся поверхностей обеспечит большую однородность и улучшит теплообмен.

Средняя скорость движения частицы материала внутри аппарата будет средне-квадратичной из средне окружной \bar{w}_q и средне осевой скорости \bar{w}

$$\bar{w} = \sqrt{w_1^2 + w_2^2} \quad \text{м/сек.} \quad /6/$$

$$\bar{w} = \sqrt{[0,026 \cdot n(D \cdot d)]^2 + \left[\frac{G}{\gamma \cdot F \cdot 3600} \right]^2} \quad \text{м/сек.} \quad /7/$$

Фактически же скорость будет меньше за счет проскальзывания материала. Она равна $w = \bar{w} \cdot \psi$ м/сек. /8/, где $\psi < 1$.

Теплопередача. Как показали произведенные экспериментальные исследования, количество переданного через единицу поверхности стенки тепла, зависит от: скорости вращения шнеков, средней разности температур, продолжительности пребывания материала в шнеке, свойств компонентов материала: уд.веса, размера зерна (частицы), его структуры, коэффициента трения, угла естественного откоса, вязкости среды (при наличии жидкой фазы), теплоемкости, скрытых теплот плавления и испарения, теплопроводности и др.

В общем виде для основных величин функциональная зависимость может быть выражена :

$$Q = f(w, \Delta t, \tau, d, \mu, \lambda, c)$$

Проведенные нами попытки раскрытия этой функции методом теории размерностей привели к весьма сложным уравнениям неудобным для применения.

Попытки других исследователей обобщить при помощи теории подобия и теории размерностей процессы в теплообменных одношнековых или скребковых аппаратах для зернистых или вязких материалов, пока не дали зависимостей пригодных для инженерных расчетов /2-8/.

Поверхность теплообмена. Одним из основных преимуществ шнековых теплообменников является значительное развитие поверхности теплообмена в единице объема и сохранения этого выгодного соотношения, для больших промышленных аппаратов. С ростом диаметра шнека теплообменная поверхность растет квадратично, т.е. также как и его производительность. Средняя окружная скорость растет пропорционально диаметру шнеков, т.е. в больших моделях будет соответственно иметь большие значения. Таким образом при больших производительностях тепловой поток в аппарате не снижается и аппараты работают в интенсивном режиме.

У шнековых теплообменников поверхность нагрева складывается из поверхности лопастей, рубашки и полей валов

С некоторым приближением поверхности теплообмена на 1 пог.м. длины 2-х вального шнека будут равны :

F_1 - поверхность лопастей при шаге лопастей $0,6 D$:

$$F_1 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot 2 \cdot \frac{1}{0,6 D} = 5,24 D \quad /9/$$

- поверхность рубашки. При рубашке, доходящей до центров валов и расстоянием между центрами валов

$$F_2 = \frac{\pi \cdot D}{2} + m \quad (\text{см. рис. 3}) \quad /10/$$

где $m = \frac{D}{2} + \frac{1}{3} \cdot \frac{D}{2} = \frac{2}{3} D$ или

$$F_2 = \frac{\pi D}{2} + \frac{2D}{3} = 2,24 D \quad /11/$$

Откуда:

$$\frac{F_2}{F_1} = \frac{2,24 D}{5,24 D} \cong 0,7 \quad /12/$$

То есть отношение поверхностей нагрева при увеличении D остается постоянным.

$$F_E = F_1 + F_2 = 2,24 D + 5,24 D = 7,48 D \quad /13/$$

Развитие поверхности в единице объема шнека.

Объем 1 п.м. двухвалкового шнека равен

$$V = \left(\frac{\pi \cdot D^2}{4} + Dm \right) \cdot l \quad /14/$$

или

$$V = 0,785 D^2 + 0,67 D \quad /15/$$

$$\eta = \frac{V}{F_3} = \frac{0,785 D + 0,67 D}{7,48 D} = 0,106 D + 0,0896 \quad /16/$$

Проведенные расчеты показывают, что с увеличением

геометрических размеров шнека, т.е. производительности шнека отношение $V \cdot \bar{F}_E$ растет только линейно. Для больших значений D шаг лопастей может быть уменьшен, что обеспечит пропорциональность роста объема и поверхности.

Экспериментальная часть. Нами были поставлены экспериментальные работы по определению коэффициентов теплопередачи /10/.

Первая серия опытов была проведена на двухвальном шнеке с диаметром лопасти 70 мм и наружным обогревом $\bar{F}_E = 0,313 \text{ м}^2$ (рис.4).

В качестве теплоносителя применялся водяной насыщенный пар с $P = 1 - 5$ ати. Вращение валов шнека производилось от электродвигателя через два редуктора и вариатор скоростей.

Результаты опытов с зернистым материалом - 5 мм по сушке и плавлению серной руды и плавлению серы представлены в таблице № 1.

На рис. 5 показана производительность 2-х вального шнека $\varnothing 70$ мм по серной руде в зависимости от числа оборотов.

Как и следовало ожидать, производительность растет прямопропорционально числу оборотов. Увеличение окружных скоростей лопасти шнека повышает интенсивность перемешивания.

Значения коэффициентов теплопередачи в зависимости от производительности шнека при плавлении серной руды даны на рис. 6.

Зависимости коэффициента теплопередачи от производительности шнека при плавлении серы показаны на рис. 7.

С увеличением производительности растет коэффициент теплопередачи, достигая постоянного значения при $500 \text{ кгс/м}^2 \text{ час}$.

В таблице № 2 приведены основные данные по запроектированным конструкциям многовальных шнеков.

Технология изготовления шнековых теплообменников. Наиболее сложной частью изготовления является полые лопасти и сальниковые устройства. Промышленные агрегаты могут быть

выполнены на предприятиях общего химического машиностроения из углеродистых или высоколегированных сталей. Уплотнения в сальниковых устройствах также не вызывает технологических затруднений.

Общий вид опытной установки с двухвальным шнеком с поверхностью нагрева $0,8 \text{ м}^2$ показан на рис. 8. Четырехвальный теплообменник изображен на рис. 9.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На основании проведенных опытов и полученных показателей установлена значительная эффективность рассмотренных конструкций. Кроме лабораторных моделей запроектированы и выполнены конструкции заводских шнековых теплообменников для сушки и нагрева. Агрегат с четырехвальным трехсекционным шнеком, с общей поверхностью нагрева $23,3 \text{ м}^2$ проходит промышленные испытания. Предложенные установки особенно эффективны для больших мощностей в технологических процессах, связанных с тепло- и массообменом (сушка, дегидратация гипса, медного купороса и др.). Шнековые теплообменники с успехом могут быть применены, кроме процессов тепло- и массообмена, для различных непрерывных гетерогенных реакций (окисления и восстановления, галогенирования, сульфирования, нитрования, эмульсионной полимеризации бутадиена и др.).

Возможность различных теплоносителей (вода, хладагенты, холодильные рассолы, даутерм, расплавленные металлы и др.) позволяет применить эти установки в широком интервале температур и делает их универсальными для использования в химической промышленности и родственных областях. При необходимости развития больших поверхностей теплообменники размещают друг над другом, объединяя в блоки с общим приводом; это обеспечивает высокое использование производственных помещений.

Т а б л и ц а № 1

Результаты опытов по сушке и плавлению серной руды и плавлению серы в шнековом двух-
вальном теплообменнике с наружным паровым обогревом. Поверхность нагр. 0,313 м².

№ п/п	Наименование	Размер- ность	Сушка руды	Плавление руды	Плавление серы
1	2	3	4	5	6
1.	Содержание серы в материале	% вес	24,0 - 26,6	23,6 - 28,0	99,8
2.	Влажность - начальная	% относ.	2,0 - 9,18	0,1 - 1,1	0
	конечная	% весов.	0,25 - 3,93	0	0
3.	Проведено опытов	колич.	25	92	18
4.	Давление греющего водяного пара	ати	0,81 - 4,5	4,7 - 5,4	5 - 5,4
5.	Температура материала - начальная	°С	14 - 20	17 - 20	17 - 18
	конечная	°С	57 - 100	120 - 150	118 - 128
6.	Производительность аппарата	кгс/час	10,4 - 155	6,4 - 196	17 - 180
7.	Удельная производительность аппарата	кгс/м ² час	33,6 - 492	20,4 - 626	54,3 - 575
8.	Число оборотов	об/мин.	1,88 - 20	0,56 - 20	1,53 - 20
9.	Средняя окружная скорость лопасти	м/сек.	0,005 - 0,052	0,0014 - 0,053	0,0041 - 0,053
10.	Испарено воды	кгс/час	1,34 - 26,8	-	-
11.	Испарено воды удельно	кгс/м ² час	4,28 - 85,5	-	-
12.	Коэффициент теплопередачи от пара к материалу	ккал/м ² час °С	14,3 - 163	0 - 236	29,3 - 266

1	2	3	4	5	6
13.	Коэффициент теплоотдачи от стенки к материалу	ккал/м ² час °С	14,5 - 167	8,2 - 245	30,2 - 270
14.	Тепловые потоки	тыс. ккал/ м ² час	1,1 - 15	0,5 - 15	2 - 20

П Р И М Е Ч А Н И Е: Влажность материала определялась на влагомере МКТИ им. Менделеева с инфракрасной лампой. Расход тепла на нагревание и плавление подсчитывался по энтальпиям компонентов. Расплавление руды и серы контролировались по температурам и органолептически по консистенции расплава.

Т а б л и ц а № 2

Разработанные конструкции многовалевых шнековых теплообменников (основные показатели).

№ п/п	Наименование	Диаметр шнека в мм	Длина корпуса в мм	Материал	Шаг лопастей в мм	Поверхность нагрева в м ²			Число оборотов в мин.	Мощность привода в кВт	
						полых лопастей и валов	рубашки	общая			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1.	Шнек двухвалевый с рубашкой	70	1000	СТ-3	45	-	0,313	0,313	0-20	0,6	1.
2.	Шнек двухвалевый с рубашкой и полыми лопастями	100	840	СТ-3	60	0,29	0,51	0,80	0-10	0,75	2.
3.	Шнек двухвалевый 3-х секционный с рубашками	200	2500	СТ-3	120	-	7,68	7,68	6,0 3,0 1,5	2,8	3.
4.	Шнек четырехвалевый (одна секция)	200	2500	1X18Н9Т	120	6,16	1,60	7,76	3;6;9	4,5	4.

П Р И М Е Ч А Н И Я:

1. На шнеке проведены экспериментальные работы.
2. Экспериментальные работы проводятся.
3. Разработана конструкция, но не испытана.
4. Выполнена для опытно-промышленной установки.

Конструкции № 1 и 2 выполнены на кафедре процессов и аппаратов МХТИ им. Менделеева.

СПИСОК РИСУНКОВ

к докладу Касаткина А.Г., Лекае В.М.,
Елкина Л.Н., Линфазина Г.Н.

"Шнековые многовальные теплообменники"

- Рис. 1 - Двухвальный шнековый теплообменник с наружными и внутренними элементами теплообмена.
- Рис. 2 - Полые лопасти шнека на полых валах.
- Рис. 3 - Поперечный разрез лопастей двухвального шнека (схема).
- Рис. 4 - Двухвальный шнековый теплообменник с наружными элементами теплообмена.
- Рис. 5 - Производительность 2-х вального шнека по серной руде в зависимости от числа оборотов.
- Рис. 6 - Изменение коэффициента теплопередачи от производительности шнека при плавлении серной руды.
- Рис. 7 - Зависимость коэффициента теплопередачи от производительности шнека при плавлении серы.
- Рис. 8 - Общий вид установки двухвального шнека пов.нагр. 0,8 м².
- Рис. 9 - Четырехвальный шнековый теплообменник.

ПРИНЯТЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

G	- производительность шнекового устройства	кгс/час
D	- диаметр винта шнека	м
d	- диаметр вала, наружный	м
r	- радиус лопасти	м
S	- шаг винта шнека	м
n	- число оборотов шнека	об/мин.
φ	- коэффициент заполнения площади поперечного сечения лопасти винта материалом	
γ	- объемный вес материала	кгс/м ³
m	- расстояние между осями валов	м
d	- наружный диаметр полого вала шнека	м
δ	- расстояние между наружной кромкой лопасти винта и соседним валом	м
η	- объем приходящийся на единицу поверхности	м ³ /м ²
F	- рабочее сечение двухвального шнека	м ²
f	- площадь кругового сегмента	м ²
l	- число пар шнеков	
F_1	- поверхность нагрева лопастей	м ²
F_2	- поверхность нагрева рубашки	м ²
V	- внутренний объем шнека	м ³
\bar{W}	- средняя скорость движения частиц материала в шнеке	м/сек.
\bar{W}_1	- средняя осевая скорость	м/сек.

w_2 - средняя окружная скорость м/сек.

w - средняя фактическая скорость движения материала в шнеке м/сек.

ψ - коэффициент проскальзывания материала

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Гурфинкель М.А., Сорокин С.Ф., Уликовский Л.Г. :
Транспортные и погрузочно-разгрузочные машины в химической промышленности стр.290, Машгиз, М.1960.
2. Kool J., Transactions of the Institution of Chemical Engineers 36, No.4, 253 (1958).
3. Skellend A.H.P., B.Chem.E., 3, No.6, 325 (1958)
4. Дискуссия по статье Скеленда Brit.Engng.Scy, 9, No.4, 263/1958/; РЖХ 1958, No.19, 64692.
5. Jamson G.J., Chem.Process Eng., 42, No.11, 489 (1961)
6. Ich George C., J.Chem.Eng.Data, 6, No.4, 526 (1961)
7. Chem.Age, 87, No.2220, 171 (1962).
8. Ito Shiro., J.Chem.Soc.Japan Indust. Chem.Sec., 61, No.11, 1399 (1958)
9. Лукьянов П.И., Гусев И.В., Тезисы докладов XXII научно-технической конференции МИХМ'а, 40-41, М. 1961.
10. Елкин Л.Н., Лекае В.М., Тезисы докладов научно-технической конференции МХТИ им. Менделеева, 108-109, М. 1960.

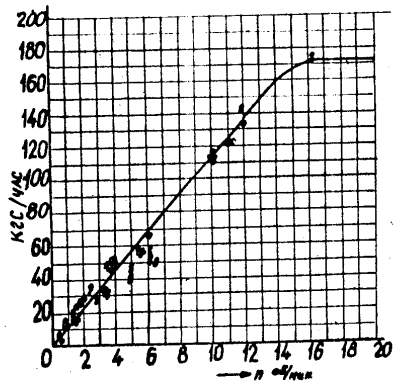


Рис. 5.

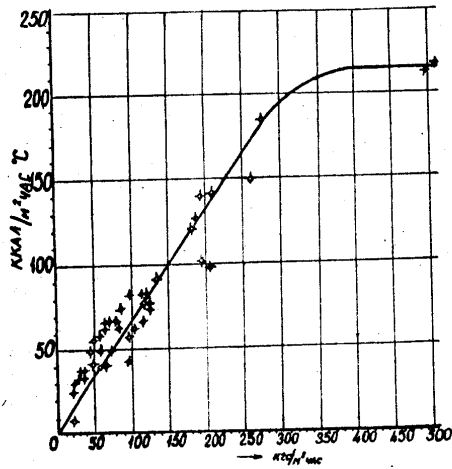


Рис. 6.

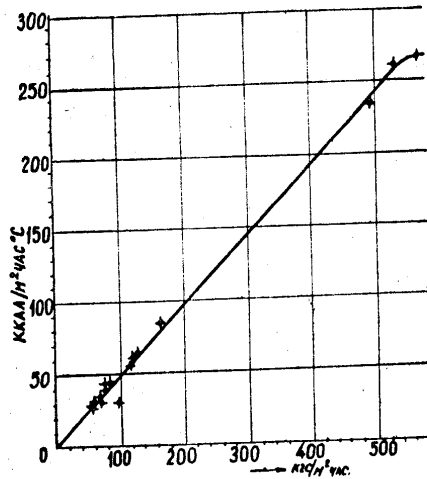


Рис. 7.

8 ✓

**PRAKTISCHE GESICHTSPUNKTE DER ZERSTÄUBUNG
PASTEARTIGER STOFFE**

J. Turba und Dr. J. Németh

Zentralinstitut der Lebensmittel-Industrie
und Forschungsinstitut für Technische Chemie
der Ungarischen Akademie der Wissenschaften
Budapest, Ungarn

E i n f ü h r u n g

Die thermische Trocknung der auf mechanischem Wege, durch Filtrieren oder Zentrifugieren teilweise entwässerten Pasten oder Presskuchen verursacht in der Praxis Schwierigkeiten. Die Pasten oder Presskuchen gelangen nämlich meist in grossen Klumpen bzw. Stücken zur Trocknung. Der Feuchtigkeitsgehalt gelangt durch lange Kapillaren, bzw. Poren mittels Diffusion zur Oberfläche, ein Prozess, der viele Zeit beansprucht. Man ist daher bestrebt, die Oberfläche zu vergrössern. Die wirksame Methode zur Vergrösserung der Oberfläche besteht in der Zerstäubung des Stoffes. Die Zerstäubung von Pasten und Presskuchen durch Druck, bzw. auf mechanischem Wege war bisher nur bei einem bestimmten Verdünnungsgrad möglich. Diese Methode beansprucht jedoch ein bedeutendes Plus an kostspieliger thermischer Energie.

Ein neues Zerstäubungsverfahren wurde erstmalig im Jahre 1959 durch E. Pöchmüller in der Zeitschrift: Chemie Ingenieur Technik ganz kurz erwähnt. Das sogenannte pneumatische Pastezerstäubungsverfahren mit speziellem Zerstäuber ist zur Zerstäubung dicker Schlämme und Pasten sowie Presskuchen ohne Verdünnung geeignet. Zur Projektierung eines Zerstäubungstrockners dieser Art liefert die kurze Beschreibung jedoch keine genügenden Hinweise, und wir bestimmten daher die technologischen Parameter der Zerstäubung an einem auf Grund unserer eigenen Erfahrungen konstruierten Apparat.

P n e u m a t i s c h e P a s t e z e r s t ä u b e r

Der Aufbau des pneumatischen Pastezerstäubers ist auf Abb. 1 ersichtlich.

Abb. 1. Pneumatischer Pastezerstäube r

Der pasteförmig Stoff wird in einen Trichter gefüllt und mit Hilfe von zwei horizontalen Transportschnecken auf eine vertikal laufende Doppelschnecke mit verstellbarer Drehzahl geführt, die die Paste in eine Düse mit ringförmiger Öffnung drückt. Aus dieser Düse tritt die Paste in Form eines Schlauches mit einer gewissen Wandstärke aus. Die zentral zugeleitete Druckluft zerstäubt die austretende Paste in radialer Richtung kreisförmig zu einem sich nach unten ausbreitenden kegelförmigen Stoffnebel. Der Pastezerstäuber ist ausserhalb des Trockners angeordnet, so dass der aus dem Zerstäuberkopf austretende fein verteilte Stoff durch eine Öffnung im Deckel des Trockners in den Trocknungsraum eintritt. Die Druckluft tritt aus einem dünnen Ringspalt mit Schallgeschwindigkeit aus und gelangt mit der ringförmigströmenden Paste unmittelbar in Berührung.

Zur Feststellung des Mechanismus des pneumatischen Pastezerstäubers bzw. zur Bestimmung der optimalen Betriebsverhältnisse führten wir mit dem Versuchs-Pastezerstäuber Messen bei niedrigen und höheren Temperaturen durch.

Die bei niedrigeren Temperaturen durchgeführten Messungen erstreckten sich in erster Linie auf die Bestimmung der Luft - und Stoffmengen.

Bestimmung der Luftmenge als Funktion des Luftdruckes und der Spaltweite

Die Messungen der Luftmenge wurden mit wechselnden Spaltweiten bei verschiedenen Drücken durchgeführt. Die Einstellung der Luft-Spalten erfolgte mit Hilfe von Distanzhaltern, die aus Stahldrähten hergestellt waren. Die Messungen der Luft-menge wurden auf die für ideale Gase gültigen Zusammenhänge aufgebaut. Dementsprechend bestimmten wir in Kenntnis des Anfangs - und Enddruckes die aus einem Behälter mit bekannten Volumen durch die gegebene Spaltweite geleitete Luftmenge. Auf Grund der Messung des Zeitintervalls bis zur Einstellung des Druckunterschiedes kann der Luftdurchsatz berechnet werden.

Da bei der pneumatischen Zerstäubung sowohl der Luftgeschwindigkeit als auch der Luftmenge grosse Bedeutung zukommt, wurden die Änderungen der Luftgeschwindigkeit und Luftmenge als Funktionen verschiedener Parameter graphisch dargestellt. Abb.2. veranschaulicht die Änderung der Luftgeschwindigkeit als Funktion der Grösse des Spaltes bei verschiedenen Druckparametern. Aus der Abbildung ist ersichtlich, dass die Austrittsgeschwindigkeit der Luft bei konstantem Druck mit zunehmender Spaltweite geringer wird. Das Diagramm gibt auch Aufschluss über den Energiebedarf, da man bei einem Druck von $p = 4 \text{ ata}$ bei einer Spaltweite von $s = 0,195 \text{ mm}$ Überschallgeschwindigkeit erhält. Pneumatische Pastezerstäuber können also mit einem Luftdruck von $p=3 \text{ Atü}$ bereits betrieben werden.

Abb.2. Die Änderung der Luftgeschwindigkeit
Als Funktion der Grösse des Luftspaltes.

Auf das Mass der Zerstäubung, d.h. auf die Teilchengrösse ist ausser der Luftgeschwindigkeit auch das Mengenverhältnis Luft-Material mit Einfluss. Bei der Zerstäubungstrocknung soll indessen die Luftmenge aus kalorischen Gesichtspunkten möglichst niedrig gehalten werden. Die Aufgabe bestand also darin, die optimale Luftgeschwindigkeit bei niedrigstem Luftverbrauch zu bestimmen.

Bestimmung der Stoffmenge bei konstanter Schneckendrehzahl als Funktion der Spaltweite

Die Bestimmung der Stoffmenge wurde für den Fall von zwei verschiedenen Transportschnecken durchgeführt. Die flachgängigen Schnecken mit geringer Ganghöhe arbeiteten mit kleiner Leistung, während die Leistung der Schnecken mit Rundgewinde und grosser Ganghöhe entsprechend grösser war. Die Spaltweite wurde bei beiden Typen von 0,9 mm bis 1,96 mm verändert. Zu den Messungen verwendeten wir zwei verschiedene Stoffe, namentlich Kreidepulver und Dihydrochlorurit. Die Konzentrationen wurden zwischen 30 und 50% verändert. In diesem Konzentrationsinterwall waren beide Stoffe dickflüssigpasteartig, im Gegensatz z.B. zu den Eisenoxyd- und Bauxitrot Pigmentsuspensionen, die diese Konsistenz erst bei Konzentrationen von 65 - 80 % erreichen. Für 40% Kreidepulver und Schnecken mit Rundgewinde sind die Änderungen der Stoffmenge als Funktion der Spaltweite in Abb.3 gezeigt.

Abb.3. Die Änderung der Stoffmenge als Funktion der Spaltweite.

Auf Grund der Messungen wurde festgestellt, dass die Leistung durch die physikalischen Eigenschaften des Stoffes weitgehend beeinflusst wird. Die Änderungen der Leistung werden in erster Linie durch das starke Haften des Dihydrochlorurits an die Metalloberfläche und in zweiter Reihe durch die rasche Ausscheidung des Wassers aus der Schnecke verursacht, welche letztere Erscheinung die

Strömung zwischen den Gängen der Schnecke unsicher machte. Die Änderung der Konzentration wirkte sich bei dieser Verbindung stärker auf die Leistung aus, als im Falle des Kreidepulvers. Da bei pneumatischen Pastezerstäubern die konstante Qualität des während der Zeiteinheit zu zerstäubenden Stoffes eine wichtige Forderung ist, verwendet man zum Transport des Materials zweckmässig eine Doppelschnecke. Dies ist auch deshalb notwendig, weil die Versuche zeigten, dass die Hindernisse der Zerstäubung von Pasten höherer Konzentration in Transport des Stoffes zu suchen sind. Die Doppelschnecken arbeiten nach dem Prinzip der Volumverdrängung, das heisst also, dass bei einer Umdrehung der Schnecken die Gesamtmenge der Paste befördert wird, die sich entlang eines Schraubenganges befindet. Der Transport des Materials ist gleichmässig, frei von Turbulenz und es kann angenommen werden, dass die physikalischen Eigenschaften des Stoffes die Leistung nur geringfügig beeinflussen.

U n t e r s u c h u n g d e r o p t i m a l e n Z e r s t ä u b u n g s p a r a m e t e r

Die Untersuchung der optimalen Zerstäubungsparameter des pneumatischen Versuchs-Pastezerstäubers wurde während der Zerstäubung durchgeführt. Zu diesem Zwecke wurden zwei von den drei Parametern, namentlich Luftdruck, Luftspaltweite und Stoffspaltweite konstant gehalten, und unter Veränderung des dritten wurden die Zerstäubungsverhältnisse in Hinblick auf Teilchengrösse, Gewichtsverteilung, Ablenkung usw. registriert. Die Untersuchungen wurden bis zu Drucken von 3 - 5 Atü durchgeführt und die Ergebnisse tabellarisch zusammengefasst.

Zur Auswertung der Beobachtungen wurde die Lage des Stoff-Spalt es im Verhältnis zum Luft-Spalt in einer Vergrösserung von 5:1 abgebildet / Abb.4./.

Neben den Abbildungen ist auch der Typ des Verschlusskopfes, die Grösse des Stoff-Spaltes sowie auch die Grösse des Luft-Spaltes angegeben. Ein Vergleich der Abb.4 mit den Daten der Tabelle gestattet die folgenden Schlussfolgerungen :

a./ Die Zerstäubung wird durch die relative Lage des Luft-Spaltes und Stoff-Spaltes weitgehend beeinflusst. Die mit grosser Geschwindigkeit austretende Luft dispergiert den strömenden Stoff explosionsartig und wenn kein Hindernis im Wege der Luft steht, so bringt sie im gesamten Querschnitt des Stoff-Spaltes eine gleichmässige hochdisperse Tröpfchenbildung zustande. Dieser Prozess spielt sich bei Anwendung des Verschlusskopfes D und einer Stoffspaltweite von 1,26 mm ab. Bei dieser Stellung kann noch von einer äusseren Mischung die Rede sein, bei der beim Zusammentreffen der Luft und des Stoffes kein Hindernis /Metallwand/ auftritt. In diesem Fall kann angenommen werden, dass die Luft die Menge des Stoffes nicht einschränkt. Trifft die strömende Luft hingegen teilweise oder in ihrer Gesamtmenge auf, so verursacht sie eine Stauung im Stoffstrom bzw. eine Abnahme der Stoffmenge. Diese Erscheinung tritt beim Verschlusskopf des Typs D bei einer Spaltweite von 1,41 mm oder mehr auf. Die Luft - zur Kannte des Verschlusskopfes stauend - verhindert die Stoffströmung verursacht Schwankungen / Zerstäubung mit innerer Vermischung/ die Richtung der Strömung und damit auch die Richtung der Zerstäubung werden verändert. Entlang der Nebenstromrichtungen treten örtlich Faser- und Bandbildungen auf, aus denen sich unregelmässig grossere Tröpfchen ablösen, deren Flugrichtungen verschiedenen sind. Je grösser ist das Mass der Stauung umso mehr kommt es zu einer Verkrustung / Eintrocknung/ des Stoffes bzw. zum Aufhören der Strömung.

b./ Die Grösse der Tröpfchen nimmt mit zunehmendem Luftdruck bzw. mit zunehmender Luftgeschwindigkeit ab.

c./ Bei gleichen Geschwindigkeiten kann bei Anwendung eines dünneren Spaltes ein besserer Zerstäubungseffekt erzielt werden. Diese Feststellung ergab sich auf Grund

eines Vergleichs von Luft-Spalten mit den Weiten von 0,195 und 0,3 mm.

d./ Beim Arbeiten mit dünneren Stoff-Spalten können bei konstanter Luft-Spaltweite bzw. Luftgeschwindigkeit kleinere Tröpfchen erreicht werden.

Nach unseren Beobachtungen bedeutet die Wirkung der Luft ein Hindernis für den Stoff-Strom und kann diesen auch zu vollkommenem Stillstand bringen. Dabei tritt selbstverständlich eine Verschlechterung des Zerstäubungseffekts auf. Wir führten daher die Untersuchung der Wirkung der Luft auf die Menge des Stoffes nur unter günstigen Zerstäubungsbedingungen durch. Nach den Ergebnissen dieser Versuche besteht gute Übereinstimmung zwischen den Leistungsziffern mit und ohne Zerstäubung. Daraus ergibt sich also, dass bei gut geführter Zerstäubung, d.h. bei einer äusseren Vermischung / Zusammentreffen/ von Luft- und Stoff-Strom mit einem bedeutenderen Einfluss der Luft auf den Durchsatz nicht zu rechnen ist.

V e r s u c h e m i t d e m Z e r s t ä u b u n g s -
t r o c k n e r

Abb. 5 zeigt das Schaltschema des Versuchs-Zerstäubungstrockners. Wie man sieht, transportiert der Druckventilator die Luft durch einen elektrisch beheizten Kalorifer und drückt die Warmluft tangenzial durch den Deckel des Apparats in den Trocknungsraum. An den zylindrischen Teil mit der Grösse von 600 x 2000 mm ist oben ein kegelförmiger Teil mit einem Öffnungswinkel von ungefähr 30° angeschlossen. Die Grundfläche des kegelförmigen Teils ist nicht abgedeckt. Der zylindrische Teil reicht kegelförmig ausgebildet in eine Entstäubungskammer von 1500 mm Durchmesser. Von zwei einander gegenüberliegenden Punkten saugt ein zweiter Ventilator die Warmluft tangenzial durch zwei Staubabscheiderzyklone ab. Die austretenden warmen Gase gelangen durch eine

mit Wasser gesättigte Sedimentations-Kühlkammer in den Raum.

Das zu trocknende Material wurde durch den auf den Deckel des Apparats montierten pneumatischen Pastezerstäuber in das Trocknungssystem eingeblasen. Das getrocknete Endprodukt sammelte sich teils am Boden des Apparats und teils in den zwei Staubabscheiderzyklonen. Die ungestörte Entnahme des Endproduktes aus dem Trocknungsapparat wurde durch ein zweifaches Absperrsystem mit abwechselnder Betätigung gewährleistet.

In den Versuchs-Zerstäubungstrockner wurden die folgenden Messpunkte eingebaut :

a./ Die Ansaugöffnung des Ventilators vor dem Kalorifer wurde zur Einstellung der Luftmenge regelbar ausgebildet.

b./ Der relative Feuchtigkeitsgehalt der Kaltluft wurde mit einem frei aufgestellten Psychrometer, der relative Wassergehalt der Abgase hingegen mit eingebautem Psychrometer gemessen.

c./ Die Temperatur registrierten wir an vier Stellen, und zwar unmittelbar beim Eintritt der Warmluft am Ober- teil des Trockners, in der Trockenkammer selbst, im oberen Teil des Zyklons und hinter dem Saugventilator.

Der elektrische Kalorifer bestand aus vier Abschnitten mit Leistungen von je 3 kW. Abb.6 zeigt die Schalttafel und die Anordnung der gesamten Zerstäubungseinrichtung. Beim einschalten aller vier Abschnitte konnte die Einrichtung im Laufe von ungefähr 3 Stunden auf 200°C aufgeheizt werden.

Abb.6. Die Anordnung der gesamten Zerstäubungstrockner.

Die Höchstleistung des Versuchs-Zerstäubungstrockners betrug auf Grund der Versuchsergebnisse 10 kg verdampfte Feuchtigkeit pro Stunde.

Die Trocknungsversuche wurden mit 40%-iger Dihydrochlorit- und Kreidepaste durchgeführt. Die Proben des getrockneten Materials / Pulver/ wurden während der Trocknungszeit

vom Boden der Staubabscheiderkammer und aus den Sammelbehältern der Zyklone entnommen. Nach Trocknung der Proben bis zur Gewichtskonstante konnte festgestellt werden, dass mit der Versuchseinrichtung Feuchtigkeit-Endwerte bis unter 1% erreicht werden können.

Der spezifische Wärmebedarf betrug bei einer Wärmeausnutzung von 94 %, 1100 kcal/l kg Wasser.

Bestimmung der durchschnittlichen Teilchengrösse

Das zerstäubte Endprodukt wurde bei beiden Stoffen mit einem Mikroakop untersucht. In beiden Fällen stellten wir zahlreiche fast regelmässig kugelförmige Partikel mit Durchmessern von 8 - 10 μ fest. Auf den grösseren Teilchen von 40 - 80 μ hafteten perlenartig kleinere Partikel mit Durchmessern von 5-10 μ . Wahrscheinlich handelte es sich bei diesen nicht um zerstäubte Partikel, sondern um Fragmente, die beim Aufprall grösserer Teilchen auf die Wand entstanden sind. Es konnten auch einige Teilchen mit Durchmessern von mehr als 100 μ beobachtet werden, als charakteristischer Beweis für die intensive wasserentziehende Wirkung der Zerstäubungstrocknung. Innen hohle Teilchen, an einer Stelle geöffnet und zusammengedrückt, lieferten den Beweis dafür, dass die Feuchtigkeit im inneren der Tropfen plötzlich verdampft ist. Bei beiden untersuchten Stoffen wurden photographische Aufnahmen hergestellt.

Abb. 7 zeigt die Dihydrochlorurit-Partikel in 44facher Vergrösserung. Die Seitenlänge des Quadrats beträgt 125 μ . Zur Feststellung des Spektrums der Teilchengrössen bestimmten wir beim Dihydrochlorurit die Grösse von mehr als 3000 Teilchen.

Abb. 7. Dihydrochlorurit-Partikel in 44-facher Vergrösserung.

Den Definitionen entsprechend variierten die mit den
für die Inkrementverteilungen gültigen Gleichungen berech-
neten Durchschnittswerte von 37 bis 48 μ . 37 μ ist der
Längs - Durchschnitt, während 48 μ sich auf den sogenan-
nten Santerschen Mittelwert aus Volumen und Oberfläche
bezieht.

93

РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ, МЕТОДОВ РАСЧЕТА И МОДЕЛИРОВАНИЯ
АЭРОФОНТАННЫХ СУШИЛОК ДЛЯ СУШКИ СЫПУЧИХ МАТЕРИАЛОВ

В.С. Сажин

Научно-исследовательский институт органических полупродуктов и красителей,
Москва, СССР.

Интенсификация процесса сушки сыпучих материалов и выбор наиболее рационального метода сушки представляет большой интерес для ряда отраслей химической промышленности. В настоящее время наибольшее распространение получила конвективная сушка, при которой имеет место непосредственное соприкосновение сушильного агента (нагретого воздуха, топочных газов) с высушиваемым материалом.

С целью интенсификации процесса конвективной сушки необходимо создать как можно более развитую поверхность испарения, сушить продукты при повышенных скоростях и температурах теплоносителя и переменных режимах. Наиболее полно всем вышеперечисленным условиям удовлетворяет метод сушки во взвешенном и полувзвешенном состоянии.

Для сушки во взвешенном и полувзвешенном состоянии в настоящее время используются три основных типа сушилок: пневматические трубы-сушилки, аэрофонтанные сушилки и сушилки с "кипящим слоем". Необходимо отметить, что сушилки аэрофонтанного типа до последнего времени ошибочно относили либо к пневмосушилкам (9), либо (и гораздо чаще) к сушилкам с "кипящим слоем" (8, 9, 13), что мешало

созданию методов расчета этих аппаратов и правильной их эксплуатации. Только в последнее время было четко показано (1-5) , что аэрофонтанные сушилки по принципу действия отличаются как от пневматических сушилок, так и от аппаратов для сушки в "кипящем слое".

Автором в результате исследований на лабораторных и на опытно-промышленных установках разработана методика расчета аэрофонтанных сушилок [4-6] , основанная на учете влияния начальных значений основных параметров процесса на интегральный эффект сушки.

Основные отличия аэрофонтанных сушилок от пневмосушилок и сушилок с "кипящим слоем" связаны, в основном, не со спецификой конфигурации сушильного тракта, а со спецификой гидродинамических режимов работы установок и различиями в направлениях материальных и воздушных потоков (последнее иллюстрируется рис.1). Этот вопрос уже нашел отражение в специальной литературе (7)

Широкое применение в производстве метода сушки во взвешенном и полувзвешенном состоянии позволит ликвидировать ручной труд, увеличить производительность сушилок и получить большую экономию материальных средств и производственных площадей. Из трех указанных типов аппаратов для сушки во взвешенном и полувзвешенном состоянии наибольшими возможностями располагают аэрофонтанные сушилки.

Малая продолжительность сушки в пневмосушилках (3-5 сек.) требует, чтобы высушиваемый материал либо содержал незначительное количество влаги, либо быстро отдавал ее. Увеличение продолжительности сушки теоретически возможное путем последовательного включения ряда труб-сушилок, оказывается на практике невозможным вследствие возникающих при этом очень больших гидравлических сопротивлений (8) . Продолжительность сушки в аэрофонтанных сушилках в десятки раз больше чем в пневматических трубах-сушилках, что позволяет успешно высушивать продукты с большой относительной влажностью (40 - 50 %).

Большая длина сушильного тракта пневматических сушилок весьма усложняет, а иногда делает невозможной чистку

пневмотрубы. Поэтому сушка продуктов, обладающих сильной адгезией к металлу, нередко приводит к "зарастанию" труб.

При частичном "зарастании" пневмотрубы (с которым приходится сталкиваться в химических производствах) резко ухудшаются условия отвода зарядов статического электричества, что при известных условиях может привести к взрыву установки. Аэрофонтанные сушилки не имеют вышеуказанных недостатков, чистка их не представляет никаких затруднений. При правильном ведении процесса исключается опасность взрыва сушилки за счет образования зарядов статического электричества.

Многие из недостатков пневматических сушилок отсутствуют в аппаратах с "кипящим слоем". Сушка в "кипящем слое" находится в настоящее время в центре внимания многих исследователей и инженерных работников (9-11) и является весьма перспективным методом. Вместе с тем, этот метод также имеет ряд недостатков, некоторые из которых особенно при сушке продуктов, образующих взрывоопасные пылевоздушные смеси, приобретают весьма существенное значение. Остановимся на этом несколько подробнее.

При сушке в "кипящем слое" за счет интенсивного трения частиц друг о друга, о стенки и дно камеры у большинства продуктов образуются заряды статического электричества, отвод которых через слой неэлектропроводного продукта у стенок весьма затруднен (4, 9). Это не позволяет применять сушку в "кипящем слое" для материалов, образующих взрывоопасные пылевоздушные смеси (к категории таких материалов относится большинство органических продуктов). В этом отношении аэрофонтанные сушилки выгодно отличаются от сушилок с "кипящим слоем". Так как трение частиц друг о друга и о стенки камеры в аэрофонтанной сушилке по сравнению с сушилками "кипящего слоя" весьма незначительно, а продолжительность пребывания продукта в сушильной камере в десятки раз меньше, чем при сушке в "кипящем слое" (4, 8), здесь не имеет места интенсивное образование зарядов статического электричества, в результате чего после сушки в аэрофонтанной сушилке, как

показывает проверка, почти все продукты оказываются электронейтральными.

При сушке в "кипящем слое" происходит сильное истирание продуктов и пылеобразование, что делает неприменимым этот метод для продуктов, "зернение" которых в процессе сушки не должно меняться. К таким продуктам относятся в частности высокополимерные нафтенаты алюминия. В тоже время эти продукты, высушенные в аэрофонтанной сушилке, удовлетворяют требованиям ТУ по "зернению". В связи с сильным пылеобразованием, сушилки в "кипящем слое" должны иметь более сложную систему улавливания, чем аэрофонтанные сушилки (кроме сухого улавливания в циклонах появляется необходимость мокрого улавливания в скрубберах).

В отличие от сушилок с "кипящим слоем" в аэрофонтанных сушилках имеет место переменный режим сушки не только с точки зрения температур, но с точки зрения скорости воздуха, что, как известно (9), способствует интенсификации процесса влагоудаления.

Таким образом, аэрофонтанные сушилки имеют существенные преимущества не только по сравнению с пневмосушилками, но и по сравнению с аппаратами "кипящего слоя". Так как процесс сушки в аэрофонтанных сушилках зависит от схемы установки и конфигурации сушильной камеры, рациональное конструктивное оформление процесса приобретает особо важное значение.

РАЗРАБОТКА РАЦИОНАЛЬНОЙ КОНСТРУКЦИИ АЭРОФОНТАННОЙ СУШИЛКИ

Научно-исследовательским институтом органических полупродуктов и красителей была изучена работа нескольких конструкций аэрофонтанных сушилок. Исследование проводилось на ряде продуктов анилино-красочной и смежных отраслей промышленности (включая продукты, образующие взрывоопасные пылевоздушные смеси и отличающиеся повышенной адгезией к металлическим поверхностям).

Установлено, что одноканальные аэрофонтанные сушилки, типа аэрофонтанной сушилки ВТИ им. Дзержинского (1,8), имеют ряд существенных недостатков. При одноканальном подводе теп-

да увеличение температуры горячего воздуха может вызвать загорание продукта в месте загрузки, а подача низкотемпературного теплоносителя уменьшает производительность сушилки. Кроме того, для обеспечения высоких скоростей воздуха, исключающих оседание влажного продукта на стенках воздуховода необходимо уменьшать его диаметр, что приводит к увеличению сопротивления системы.

Целесообразнее подавать теплоноситель в сушильную камеру по двум каналам. При этом половина горячего воздуха подается в сушильную камеру через воздуховод большого сечения, а вторая половина, имеющая более низкую температуру, поступает в камеру по питающему воздуховоду вместе с влажным продуктом. Двухканальная схема позволяет значительно увеличить производительность установки и одновременно снижает опасность загорания продукта в месте загрузки.

Разработана новая схема сушильной установки (рис. 2) с предварительной подсушкой зернистого материала в пневматическом питателе 3 и последующей досушкой в камере 8 аэрофонтанной сушилки. Воздух нагревается по двум каналам вентиляторами 3, 4 и подогревается калориферами 5, 6 и 7. Установка оборудована искрогасителем 8, циклоном 9 и отсасывающим вентилятором 10.

Было разработано несколько вариантов конструкции пневмопитателя, в том числе пневмопитатель цилиндрической формы с мешалкой для улучшения равномерности кипения. Для легко сыпучих материалов пневмопитатель может быть использован в качестве дозатора. В этом случае из загрузочного бункера 4 продукт вводят в пневмопитатель, где он располагается на сетке под углом естественного откоса. Производительность дозатора зависит от скорости продувания воздуха сквозь слой и расстояния между загрузочной трубой и сеткой пневмопитателя.

При сушке продуктов с повышенной влажностью и сильной слеживаемостью в качестве дополнительного дозатора к пневмопитателю может быть использован двухшнековый загрузчик с протирачной машиной.

Работа пневмопитателя, применяемого в качестве подсу-

шивателя, была изучена на нескольких продуктах. При этом выяснилось, что установка с подсушкой в пневмопитателе обеспечивает не только высушивание продуктов с высокой начальной влажностью, но и позволяет резко снизить температуру сушки в сушильной камере, что важно при сушке легковоспламеняющихся продуктов (рис.3).

Необходимо отметить, что гидродинамический режим работы пневмопитателя, названный нами режимом "проходящего кипящего слоя", отличается от режима обычного "кипящего слоя". В случае "кипящего слоя" скорость воздуха меньше скорости витания частичек высушенного продукта. При подсушке в "проходящем кипящем слое", напротив, скорость воздуха превышает скорость витания подсушенных частичек с влажностью, близкой к критической, но ниже скорости витания влажных частичек высушиваемого материала. В результате этого в пневмопитателе находится непрерывно обновляющийся "кипящий слой" из частичек влажного материала, которые, достигнув влажности близкой к критической, уносятся в камеру аэрофонтанной сушилки для досушки.

Таким образом, в пневмопитателе происходит сушка в периоде постоянной скорости, что позволяет использовать для расчета пневмопитателя кинетические уравнения, выведенные для периода постоянной скорости сушки в "кипящем слое".

Необходимо отметить, что в режиме "проходящего кипящего слоя" удается избежать недостатков, присущих процессу, проводимому в режиме "кипящего слоя" - истираемости продукта и взрывоопасности установки. Последнее связано с тем, что при очень больших насыщениях влагой воздуха в пневмопитателе происходит быстрое снятие зарядов статического электричества.

Производительность пневмопитателя по испаренной влаге для разных продуктов колеблется от 150 до 700 кг/м² час. При этом насыщение отходящего воздуха достигает 95 - 98 %.

Следует иметь в виду, что при снижении насыщения отходящего воздуха до 60 - 65 % его способность к снятию за-

рядов статического электричества резко уменьшается. Поэтому при сушке веществ, образующих взрывоопасные пылевоздушные смеси, не рекомендуется устанавливать перед пневмопитателем электрический калорифер для дополнительного подогрева воздуха, а температура воздуха, поступающего в пневмопитатель, не должна превышать $130 - 135^{\circ}$.

При разработке рациональной конструкции аэрофонтанной сушилки был изучен и вопрос о правильном выборе места ввода продукта в сушильную камеру. Известно 8,9,13, что в практике применяются различные варианты подачи продукта. На основании опытов было установлено, что наиболее целесообразно вводить продукт через центр нижней части камеры, как это осуществлено в сушилке двухканального типа с предварительной подсушкой в пневмопитателе (рис.2). Наименее удачным следует считать боковой ввод продукта, который как при использовании пневмопитателя, так и без использования его приводит к нарушению нормального распределения воздушных и материальных потоков в аппарате, возникновению местных скоплений продукта и налипания его на стенки. При этом резко возрастает неравномерность влажности высушенного продукта от среднего значения влажности уходящих газов.

В результате опытов были установлены оптимальные соотношения размеров камеры аэрофонтанной сушилки. Высота цилиндрической части должна составлять не менее 0,7 от величины диаметра камеры. Высота конической части складывается из высоты зоны инерционности, в которой происходит успокоение воздушного потока с падением скорости воздуха от 30 - 40 м/сек. до 12 - 15 м/сек., и высоты зоны сепарации, обеспечивающей нормальное фонтанирование продукта. Установлено, что высота зоны сепарации должна составлять 1,4 - 1,6 от величины диаметра камеры D_k . Необходимо, чтобы крышка камеры аэрофонтанной сушилки не была плоской, а имела плавный переход к отводящему воздуховоду. При этом высота верхнего конуса должна составлять 0,15 - 0,20 от величины диаметра камеры.

Исследование процесса сушки в аэрофонтанных
сушилках

Работа проводилась на модельной установке и на промышленном агрегате одного из анилино-красочных заводов. В качестве объекта исследования служили различные химические продукты, в том числе высокополимерные нефтенаты алюминия (продукты НН и НВ) антримиды, силикагель и др.

Влияние температуры сушильного агента на остаточную влажность продукта НН при разных условиях выделения представлено на рис. 4.

Как следует из анализа рис. 4, даже незначительные изменения условий выделения продукта весьма существенно сказываются на его способности к влагообмену. Изменение условий влияет как на капиллярно-пористую структуру продукта НН, так и на гранулометрический состав. Поэтому для химических продуктов чрезвычайно важно правильно подобрать условия их выделения с тем, чтобы обеспечить наиболее эффективную и экономичную сушку. Из рис. 4 видно также, что повышение температуры в сушильной камере $t_{\text{кам}}$ во всех случаях приводит к уменьшению влажности высушенного продукта $w_{\text{сух}}$, причем характер кривых $w_{\text{сух}} = f.(t_{\text{кам}})$ сходен с кривыми кинетики сушки.

Характерно, что способность химических продуктов к влагообмену зависит не только от условий выделения, но и от условий фильтрации. На рис. 5 представлены кривые зависимости $w_{\text{сух}} = f.(t_{\text{кам}})$ для продукта НН при равных методах фильтрации (скорость воздуха в цилиндрической части камеры во всех опытах составляла 1,2 м/сек.). Из анализа кривых (рис. 5) следует, что продукты, полученные с центрифуги, значительно хуже отдают основную массу влаги, чем продукты с барабанного вакуум-фильтра и с нутч-фильтра. Так, напряжение сушилки по испаренной влаге A (кг/м³ час) при сушке продуктов, отфильтрованных на нутч-фильтре, было в 1,5 - 1,7 раза выше соответствующих значений A , полученных при сушке отфугованных нефтенатов, а производитель-

ности аппарата по сухому продукту в обоих случаях были приблизительно одинаковыми, несмотря на весьма существенное различие в исходных влажностях. Это обстоятельство, по-видимому, связано с эффектом деформации пор продукта (уплотнением слоя) при центрофугировании, а также разрушения пор и замазывания их при ножевом сьеме осадка. Характерно, что скорость набухания высушенных нафтенатов алюминия в неполярных растворителях также зависела от метода фильтрации продуктов перед сушкой. Продукт, полученный с барабанного вакуум-фильтра (рис. 5, кривая 3), сушился еще лучше, чем продукт после фильтрации на куче-фильтре (в этом случае, по-видимому, на последующую сушку благоприятно влияет отдувка осадка воздухом).

Одним из важнейших факторов, определяющих процесс сушки в аэрофонтанных сушилках, является скорость воздуха в цилиндрической части сушильной камеры. Экспериментальная проверка показала, что зависимость остаточной влажности от скорости воздуха в цилиндрической части камеры имеет одинаковый характер для всех продуктов (рис. 6). При увеличении скорости воздуха остаточная влажность высушенных продуктов сначала несколько снижается вследствие интенсификации массообмена в сепараторе за счет увеличения турбулизации потока, а затем увеличивается, так как скорость воздуха в цилиндрической части сушильной камеры становится больше скорости витания не только сухих, но и недосушенных частичек материала.

При сушке нетермостойких, пожароопасных и комкующихся продуктов во избежание выпадения частиц из потока и перегрева их целесообразнее работать при скоростях воздуха в цилиндрической части камеры v , соответствующих правой ветви кривой $w_{\text{сух.}} = f(v)$ в области устойчивой зависимости $w_{\text{сух.}}$ от критерия Re .

Исследования показали (2, 4, 5), что интегральный эффект сушки $(\dot{w}_{\text{сух.}}/w_0)$ в условиях аэрофонтанной сушилки может быть определен по температуре высушенного продукта $(t_{\text{пр}})$ или в более общем случае по величине

температурного критерия К :

$$K = (t_c - t_{np}) / (t_c - t_m) = R_0 / \psi_m, \dots\dots\dots (1)$$

где $R_0 = (t_c - t_{np}) / t_c$ введенный нами (2,4,5) критерий Романкова; $\psi_m = (t_c - t_m) / t_c$ параметрический критерий Гухмана; t_c и t_m соответственно температура по сухому и мокрому термометру, °С.

Таким образом, критерий К представляет собой отношение интегральных возможностей влажного воздуха как нагревателя продукта (критерий R_0) и как сушащего агента (критерий ψ_m). Было установлено (4,5), что характер соотношений, связывающих интегральные эффекты сушки ($W_{сух} / W_0$) с критерием К, следующий:

$$W_{сух} / W_0 = AK^n \dots\dots\dots (2)$$

На рис. 7 представлена в логарифмических координатах зависимость $\lg W_{сух} / W_0 = f.(\lg K)$ для различных продуктов химической промышленности. Для всех продуктов показатель степени одинаков и равен 4,5, а константа А несколько изменяется в зависимости от природы продукта и габаритов сушильной установки. Следовательно, зависимость

$$W_{сух} / W_0 = AK^{4,5} \dots\dots\dots (3)$$

характеризует наиболее глубокие связи интегрального эффекта сушки с режимными параметрами процесса в аэрофонтанной сушилке.

В самом общем виде функциональную связь влажности с основными параметрами процесса сушки в аэрофонтанной сушилке можно охарактеризовать соотношением

$$W_{сух} = f [v, \Gamma, \rho, t_c, \mu, d, t_{np}, t_c - t_m, Q, W_0] \dots\dots\dots (4)$$

где Γ - аргумент, учитывающий геометрические факторы. Как было показано в предыдущих исследованиях (4,5), для аэрофонтанной сушилки вместо Γ может быть принят D -диаметр цилиндрической части камеры. Учитывая, что зависимость $W_{сух}$ от W_0 , как показывает эксперимент, можно пре-

103

небредь, получаем соотношение

$$w_{\text{сух}} = f[v, D, \rho, t_c, \mu, d, t_{np}, t_c - t_n, Q'] \dots \dots (5)$$

где D — диаметр цилиндрической части камеры; ρ — плотность воздуха; μ — вязкость воздуха; d — средний диаметр частиц продукта; $(t_c - t_n)$ — потенциал сушки; Q' — масса материала (в пересчете на абс. сухой продукт), высушенного за единицу времени.

Для вывода критериального уравнения на основе зависимости (5) воспользуемся методом анализа размерностей. В качестве основных единиц измерения выберем четыре, независимых по своим размерностям: скорость воздуха в цилиндрической части сушильной камеры V , диаметр цилиндрической части камеры D , плотность среды — воздуха и цилиндрической части камеры ρ и температуру воздуха в цилиндрической части камеры t_c .

Используя π теорему, для рассматриваемого случая будем иметь :

$$\pi = f[1, 1, 1, 1, \pi_5, \pi_6, \pi_7, \pi_8, \pi_9] \dots \dots (6)$$

или

$$\frac{w_{\text{сух}}/w_0}{v^x D^y \rho^z t_c^x} = f\left[1, 1, 1, 1, \frac{\mu}{v^{x_5} D^{y_5} \rho^{z_5} t_c^{x_5}}, \frac{d}{v^{x_6} D^{y_6} \rho^{z_6} t_c^{x_6}}, \dots, \frac{Q'}{v^{x_9} D^{y_9} \rho^{z_9} t_c^{x_9}}\right] \dots (7)$$

Проводя соответствующие вычисления, получаем $\pi = w_{\text{сух.}}/w_0$ так как приведенная влажность представляет собой безразмерный симплекс. $\pi_5 = \mu/vD\rho = Re^{-1}$, т.е. π_5 представляет собой критерий Рейнольдса, рассчитанный для цилиндрической части сушильной камеры. Учитывая, что при анализе процессов сушки во взвешенном и полувзвешенном состоянии подавляющее большинство исследователей в качестве определяющего линейного размера в критерий Рейнольдса подставляют средний диаметр частиц d продукта, целесообразно оперировать величиной

$$Re = vd\rho/\mu \quad \text{где } d = \sum d_i; x_i \dots \dots (10)$$

Аналогичным образом получаем критерий, соответствующие $\pi_6, \pi_7, \pi_8, \pi_9$

Так π_6 в несколько преобразованном виде представляет собой параметрический критерий $(D/D_0)_i$; π_7 - видоизмененный критерий Романкова $Ro' = T_c/T_{np}$, π_8 - критерий Гухмана и, наконец, π_9 соответствует отношению q/q_0 , где q и q_0 - величины, обратные удельному расходу воздуха в рассчитываемой и модельной установках, показывающие, какое количество высушенного продукта приходится на каждый килограмм расходуемого теплоносителя, и характеризующие относительную производительность сушильных установок.

Таким образом,

$$w_{сух}/w_0 = f(Re, \eta, Ro', q/q_0, D/D_0) \dots \dots (8)$$

Учитывая характер экспериментальных данных, соотношение (8) можно представить в виде

$$w_{сух}/w_0 = A Re^a \eta^b (Ro')^c (q/q_0)^d (D/D_0)^e \dots \dots (9)$$

Обработка экспериментальных данных позволила установить (рис. 8), что показатели степеней при соответствующих комплексах уравнения (9) одинаковы для различных продуктов.

После подстановки найденных показателей степеней в уравнении получим :

$$w/w_0 = A Re^{2,0} \eta^{3,4} (Ro')^{-2,1} (D/D_0)^{-0,55} (q/q_0)^{0,8} \dots (10)$$

Технологический расчет аэрофонтанных сушилок

Зависимость (10) может быть использована для расчета диаметра цилиндрической части камеры аэрофонтанной сушилки. Соответствующее расчетное уравнение в критериальной форме имеет вид :

$$D = 3 D_0 \left(\frac{w}{w_0}\right)^{-1,82} Re^{3,64} \eta^{2,57} (Ro')^{-3,82} \left(\frac{q}{q_0}\right)^{1,45} \left(\frac{q}{q'}\right)^{0,5} \dots (11)$$

где: q - требуемая производительность рассчитываемой сушилки, кг абс. сух. прод./1 час;

q' - производительность установки с диаметром D' ,

определяемая по уравнению (12) :

$$e_f' = 0,735 (D')^2 \sqrt{\frac{273}{273+t_c}} \cdot 2^{3600} \dots \dots \dots (12)$$

Величина D' рассчитывается из уравнения

$$D' = B D_0 \left(\frac{w}{w_0}\right)^{-1,82} R_e^{3,64} \mu^{2,57} (R_0')^{-3,82} \left(\frac{g}{g_0}\right)^{1,47} \dots \dots (13)$$

Таким образом, для определения диаметра камеры аэрофонтанной сушилки на модельной установке находится оптимальный режим сушки заданного продукта, рассчитываются соответствующие оптимальному режиму значения критериев R_e, μ, R_0' и по соотношению (13) находится величина D' . Затем рассчитывается e_f' по уравнению (12) и, наконец, из уравнения (11) определяется искомое значение диаметра сушильной камеры D .

Исследования показали, что в случае модельных переходов соблюдение подобия условий тепло- и массообмена в аэрофонтанных сушилках не сопровождается строгим сохранением геометрического подобия аппаратов, т.е. при модельных переходах несколько изменяются пропорции размеров сушильной камеры. В то же время было установлено, что по величине диаметра цилиндрической части камеры могут быть определены оптимальные значения всех остальных размеров камеры и пневмопитателя. Полученные на основе проведенных исследований эмпирические соотношения сведены в нижеследующую таблицу.

№№ п/п	Рассматриваемый параметр	Расчетное соотношение
1.	Высота цилиндрической части камеры аэрофонтанной сушилки (h_y)	$h_y = (0,7 \div 1,0) \cdot D$
2.	Высота конической части камеры аэрофонтанной сушилки (h_k)	$h_k = (2,2 \div 2,6) \cdot D$
3.	Высота верхней конической части камеры аэрофонтанной сушилки ($h_{в.к.}$)	$h_{в.к.} = (0,15 \div 0,2) \cdot D$

- 4. Диаметр отводящего воздуховода камеры (d_2) $d_2 = 0,22 \cdot D \cdot \sqrt{V}$
- 5. Диаметр основного воздуховода (d_1) $d_1 = (0,22 \div 0,23) \cdot D \cdot \sqrt{V}$
- 6. Диаметр пневмопитателя (D_n) $D_n = (0,45 \div 0,5) \cdot D$
- 7. Высота пневмопитателя (h_n) $h_n = (1,5 \div 1,7) \cdot D_n = (0,67 \div 0,85) \cdot D$
- 8. Диаметр отводящего воздуховода (d_n) пневмопитателя $d_n = (0,18 \div 0,20) \cdot D_n = (0,08 \div 0,1) \cdot D$
- 9. Диаметр подводящего воздуховода питателя (d_b) $d_b = (0,22 \div 0,28) \cdot D_n = (0,12 \div 0,14) \cdot D$

При использовании помещенных в таблице соотношений следует учитывать, как уже указалось, что увеличение диаметра гомогенизатора несколько изменяет оптимальные соотношения между габаритами сушилки. Поэтому, чем больше размеры рассчитываемого аппарата, тем ближе оптимальные значения коэффициентов к левым крайним значениям и наоборот, чем меньше размеры сушилки, тем больше значения соответствующих коэффициентов.

Решая уравнение (11) относительно η , получим формулу для расчета производительности аэрофонтанной сушилки:

$$\eta = c \cdot \sqrt{\eta'} \cdot \frac{D}{D_0} \cdot \left(\frac{w}{w_0}\right)^{1,82} \cdot (Re)^{-3,64} \cdot (\eta_c)^{-2,55} \cdot (R_0')^{3,82} \cdot \left(\frac{2}{2_0}\right)^{-1,45} \dots (14)$$

Если диаметр сушилки D известен, определение η можно производить по формуле :

$$\eta = 0,785 \cdot D^2 \cdot v \cdot j \cdot \frac{273}{273 + t_c} \cdot 2 \cdot 3600 \dots (15)$$

Средние значения констант $A_1 B$ и C в уравнениях (10), (11) и (14) для ряда исследованных продуктов приведены ниже.

пп	Наименование продукта	$A \times 10^3$	$B \times 10^5$	$C \times 10^5$
1.	Продукт НВ	1,31	0,56	1,78
2.	Продукт НН	1,35	0,54	1,86
3.	Катализатор	1,3	0,56	1,78
4.	Силикагель	1,74	0,95	1,05

107

Как видно из таблицы, средние значения констант для разных продуктов достаточно близки между собой, что указывает на универсальность расчетных уравнений (10) и (11).

Сопоставление опытных данных с рассчитанными по уравнениям (10-15), приведенное на рис. 9, указывает на хорошее соответствие опытных и расчетных величин безразмерной влажности $\left(\frac{w}{w_0}\right)$, диаметра цилиндрической части камеры (D) и производительности (G) сушилки.

Необходимо отметить, что уравнения (10-15) дают возможность при модельных переходах не только сохранить соответствие режимных параметров установок, но и видоизменять их в нужном направлении при соблюдении неизменным критериального комплекса (9). При этом следует иметь в виду, что в качестве модельной установки в расчетных уравнениях (10-15) может фигурировать сушилка любых размеров (разумеется, не меньше критических), однако, в тех случаях, когда установка, принятая за модельную, имеет диаметр больше критического

$$(D_{\text{крит.}} = D_0 = 0,1 \mu)$$

должен быть произведен соответствующий перерасчет констант по соотношению :

$$A_{\pi} = A \cdot \left(\frac{D_{\pi}}{D_0}\right)^{-0,55} \dots \dots \dots (16)$$

где индекс π - относится к модельной установке с диаметром отличным от критического (D_0).

Таким образом, рассмотренный метод расчета является достаточно универсальным и позволяет производить расчет сушилки на заданную производительность по данным, полученным на сушильной установке любых размеров.

В настоящее время по вышеизложенной методике рассчитан ряд сушилок аэрофонтанного типа для сыпучих материалов анилино-красочной промышленности. Некоторые из этих сушилок уже функционируют и хорошо зарекомендовали себя в работе.

Б.С. Сагин.

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. М.В. ЛЬКОВ, ИФЖ, № 3, 1958
2. В.С. САЖИН, Тезисы доклада на совещании по тепло- и массообмену, изд-во АНБССР, 1960
3. В.С. САЖИН, Сб. изобретений № 9 (82), 1961
4. В.С. САЖИН, Исследование процесса сушки сыпучих материалов в аэрофонтанных сушилках и выбор рациональной схемы установки, Изд-во Ин-та научно-техн. информации БССР, 1961
5. В.С. САЖИН, ИФЖ, № 2, 1962
6. В.С. САЖИН, Ю.А. МИКОЛИН, Хим.пром., № 8, 1962
7. В.С. САЖИН, Вестник технической и экономической информации, НИИТЭХИМ, № 5, 1962
8. И.М. ФЕДОРОВ, Теория и расчет процессов сушки во взвешенном состоянии, М, 1951
9. Труды Всесоюзного совещания по интенсификации процессов и улучшению качества материалов при сушке в основных отраслях промышленности и сельском хозяйстве, Профиздат, 1958
10. П. РЕВУ, Кипящий слой (явление псевдооживления: гидродинамика и теплообмен), ГНТК, М, 1959
11. Процессы в кипящем слое (под ред. Д.Ф.ОТМЕРА), Гос-топтехиздат, 1958
12. П.Г. РОМАНКОВ, Ф.А. ДЫМАРЧУК, А.Н. ДАВИДЕНКОВА, ПОХ, УП, 7, 1940
13. П.Г. РОМАНКОВ, Н.В. РАШКОВСКАЯ, Труды ЛТИ им.Ленсовета, вып. XXXIУ, 1958
14. П.Г. РОМАНКОВ, Н.В. РАШКОВСКАЯ, Вопросы массопередачи (научно-методическая конференция 1956), Госхимиздат, 1957

В.С. Сажин.

ПОДПИСИ К РИСУНКАМ

Рис. 1 - Схема распределения воздушных и материальных потоков в аппаратах для сушки во взвешенном и полувзвешенном состоянии.

- ↑↑ Направление воздушных потоков,
 ↑↑ Направление материальных потоков;
 1 - участок трубы пневмосушилки, П - расширитель пневмосушилки, Ш - аэрофонтанная сушилка
 - сушилка с "кипящим слоем".

Рис. 2 - Схема аэрофонтанной сушилки ($d = 1100$ мм) двухканального типа с предварительной подсушкой в пневмопитателе,

- 1 - нагнетающий вентилятор питающего канала,
 2 - калорифер питающего канала,
 3 - пневмопитатель с мешалкой (на схеме не показана),
 4 - загрузочный бункер пневмопитателя,
 5 - нагнетающий вентилятор основного воздуховода,
 6 - калориферы основного воздуховода,
 7 - искрогаситель,
 8 - камера аэрофонтанной сушилки,
 9 - циклон,
 10 - отсасывающий вентилятор.

Рис. 3 - Влияние конструкции аэрофонтанной сушилки на температурный режим сушки продукта НВ .

- A - относительная влажность продукта, выгружаемого из сушилки, ($w_{сух}, \%$)
 B - температура воздуха в камере аэрофонтанной сушилки ($t_{кам}, ^\circ C$),
 1 - $W_{вс.} = f.(t_{кам.})$ для аэрофонтанной сушилки двухканального типа без пневмопитателя,
 2 - тоже с пневмопитателем.

Рис. 4 - Влияние условий выделения продукта НН на процесс сушки в аэрофонтанной сушилке :

- 1 - выделение при температуре 55° и выдержке 15 мин,
- 2 - выделение при температуре 60° и выдержке 1 мин,
- 3 - выделение при температуре 60° и выдержке 10 мин.

Рис. 5 - Влияние метода фильтрации на способность к влагоотдаче при сушке нафтенатов алюминия в аэрофонтанной сушилке:

- 1 - фильтрация на нутч-филтре ($w_0 = 55-60\%$)
- 2 - фильтрация на центрифуге ($w_0 = 20-25\%$)
- 3 - фильтрация на барабанном вакуум-филтре ($w_0 = 50-55\%$).

Рис. 6 - Зависимость остаточной влажности продуктов от скорости воздуха в цилиндрической части сушильной камеры при температуре сушки 100°C :

- 1 - антримид, 2 - аминокантрахинон, 3 и 4 - высокополимерные нафтенаты алюминия (продукты НН и НВ)

Рис. 7 - Зависимость безразмерной влажности от температурного критерия K для разных продуктов

$$(w_{\text{сух}}/w_0 = A \cdot K^{0.5})$$

- 1 - силикагель, 2 - катализатор, 3 - продукт НВ,
- 4 - диацилдиамнодиантримид, 5 - продукт НН,
- 6 - диантримид.

Рис. 8 - Графики к определению показателей степеней в формуле для расчета безразмерной влажности.

а $\frac{w}{w_0} = f_1(Re)$: 1 - катализатор, 2 - силикагель, 3 - продукт НН, 4 - продукт НВ;

б $\frac{w}{w_0 \cdot Re^{2.0} \cdot g^{1.4}} = f_2(\rho/\mu)$: 1 - силикагель, 2 - катализатор, 3 - продукт НВ, 4 - продукт НН;

в $\frac{w}{w_0 \cdot Re^{2.0} \cdot g^{1.4}} = f_3(R_0)$ 1 - силикагель, 2 - катализатор, 3 - продукт НВ, 4 - продукт НН;

г $\frac{w}{w_0 \cdot Re^{2.0} \cdot g^{1.4} \cdot (R_0)^{-2.1}} = f_4\left(\frac{\rho}{\mu}\right)$ - катализатор, 2 - силикагель,

$$Д \frac{w}{w_0} = f_5(D)$$

3 - продукт НН, 4* - продукт НВ;
для обследованных продуктов (ан-
тримид, силикагель, катализатор,
НВ, и НН).

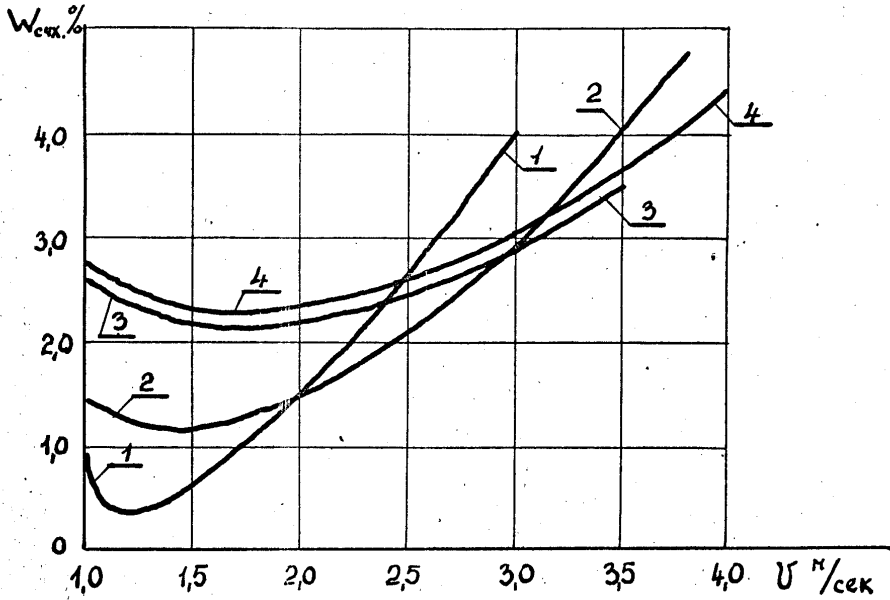
Рис. 9 - Сопоставление расчетных величин безразмерных
влажностей (w/w_0) расчета, производи-
тельности ($e_{расч.}$) и диаметров сушилок ($D_{расч.}$)
с соответствующими опытными значениями

$$\left[\left(\frac{w}{w_0} \right)_{оп}, e_{оп}, D_{оп} \right]:$$

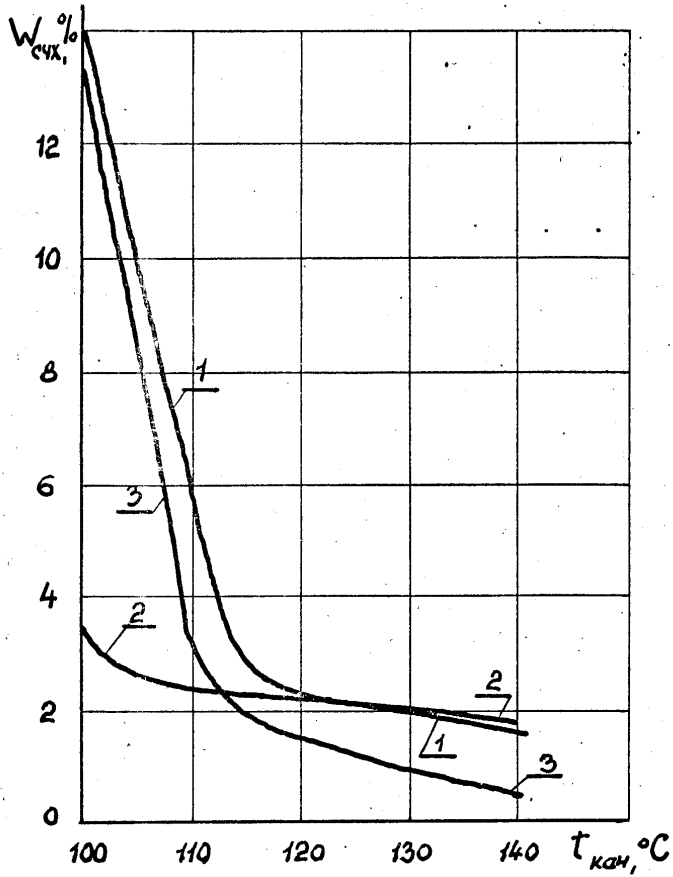
- а** ● - силикагель (D=0,2; 0,3; 0,4 м); х - ка-
тализатор,
(D=0,2; 0,3; 0,4 м); о - общая точка для
продуктов НН НВ и диантримида;
- б** ⊙ - продукт НН (D=1,1 м), √ - продукт НВ (D=1,1 м),
● - продукт НН (D=0,5 м), ⊙ - общая точка
для продуктов: силикагель (D=0,2; 0,3;
0,4 м), катализатор (D=0,2; 0,3; 0,4 м)
и диантримид (D=0,12 м);
- в** ● - продукт НВ (D=1,1 м), ⊙ - продукт НН
(D=1,1), √ - силикагель (D=0,3; 0,4 м),
х - катализатор (D=0,3; 0,4 м); - ка-
тализатор и силикагель (D=0,2 м), о -
диантримид (D=0,12 м).

В.С. Сажин.

90

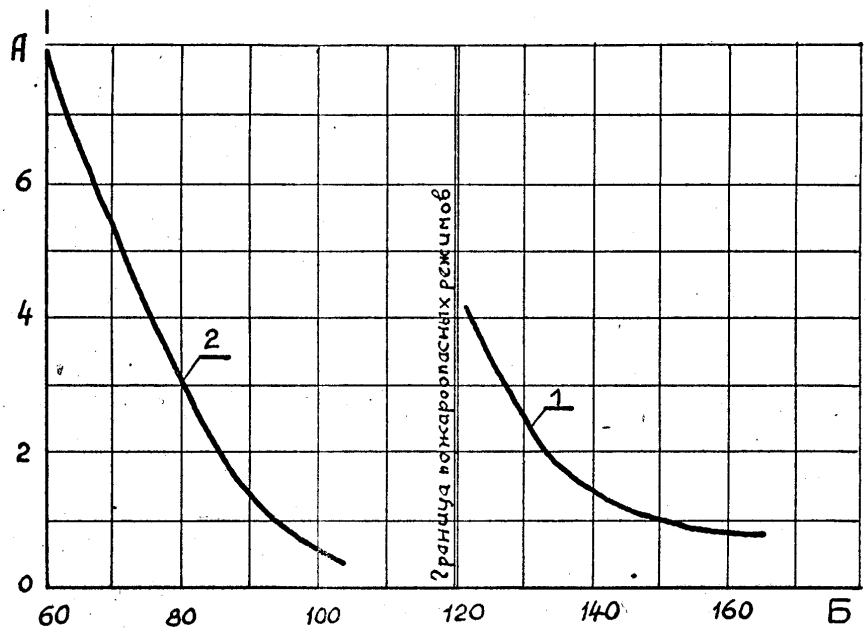


Obr. 6

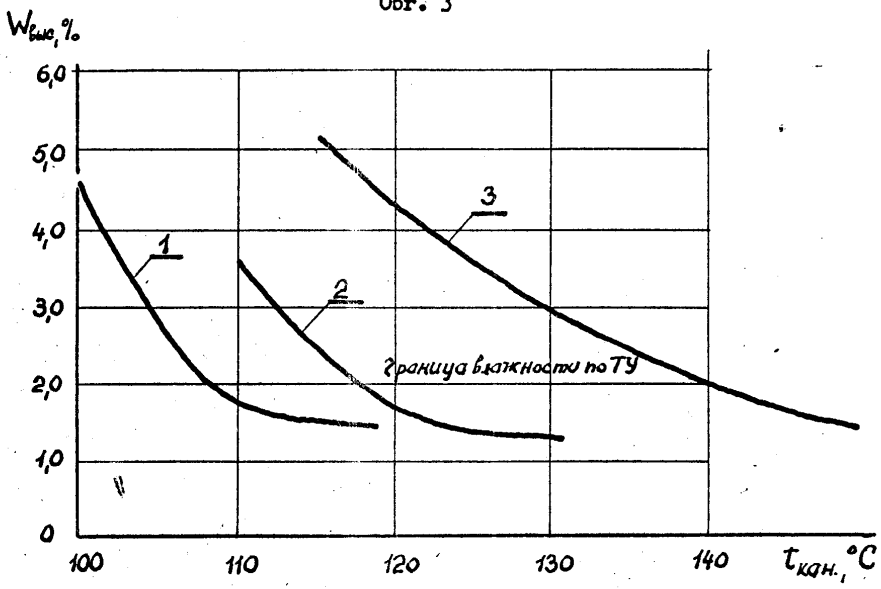


Obr. 5
-20-

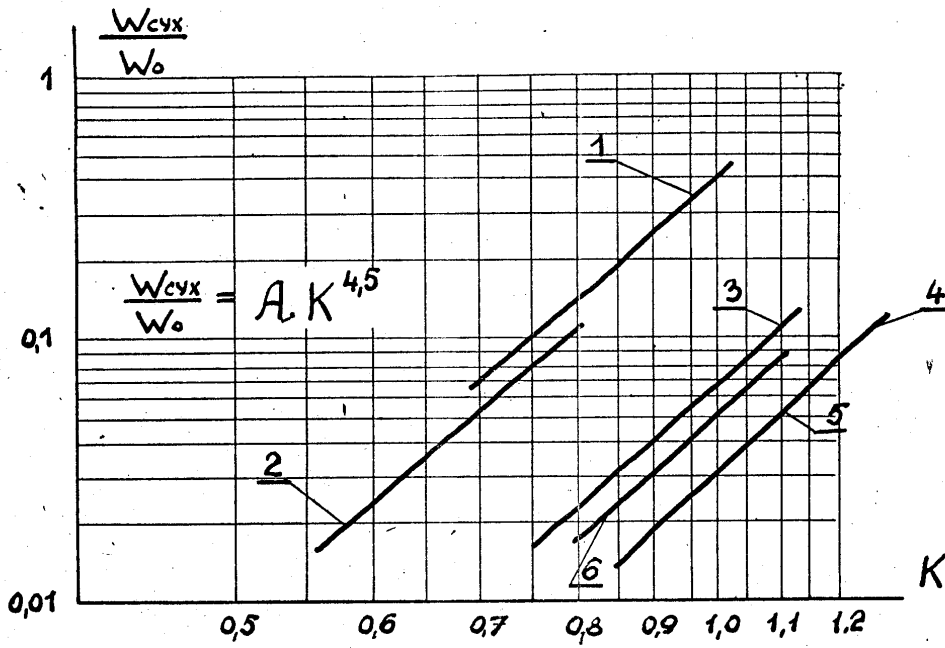
113



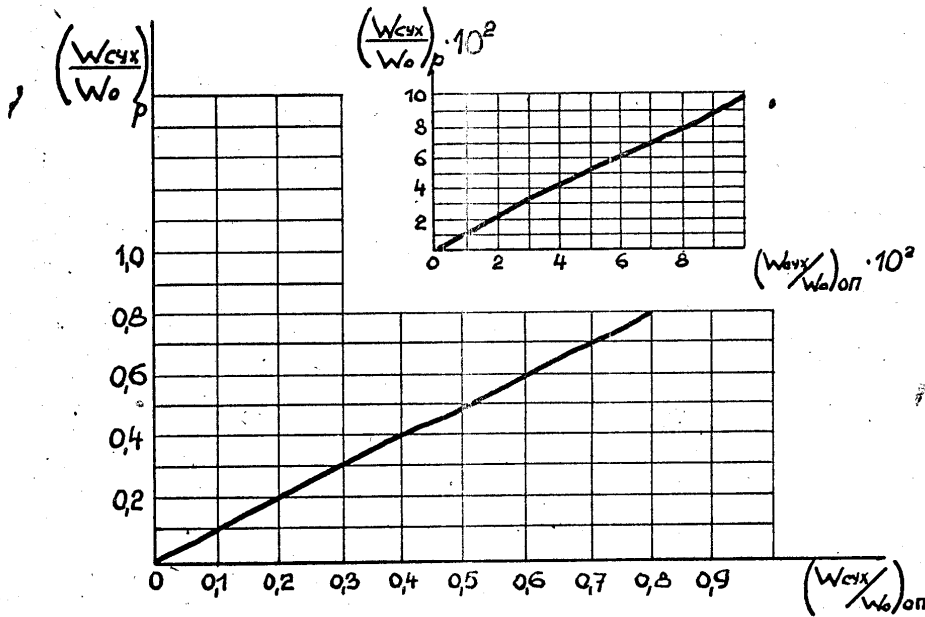
Обр. 3



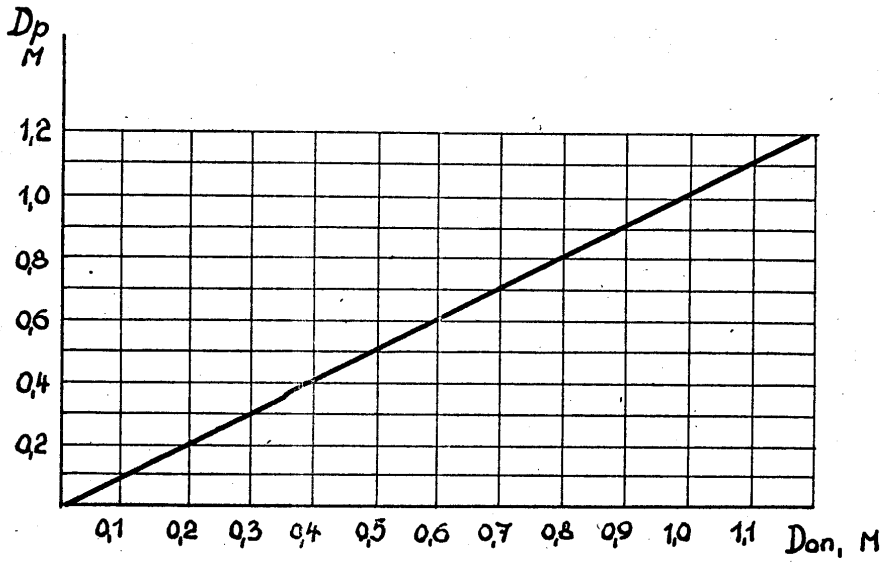
Обр. 4



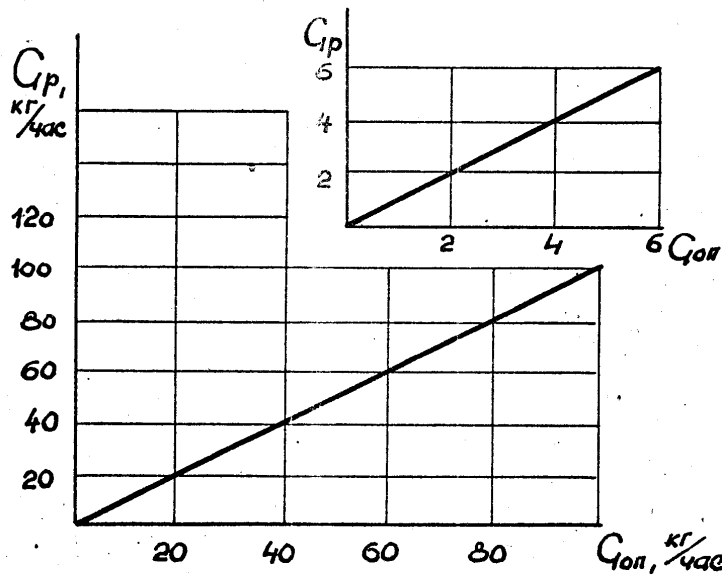
Obr. 7



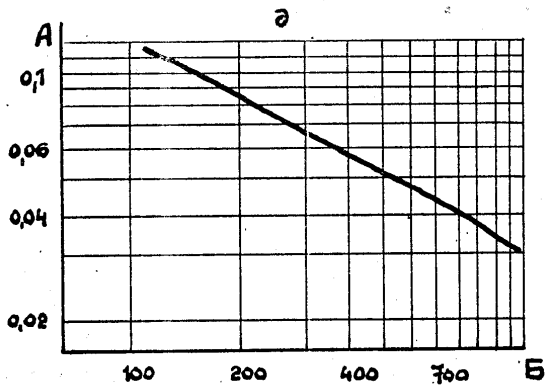
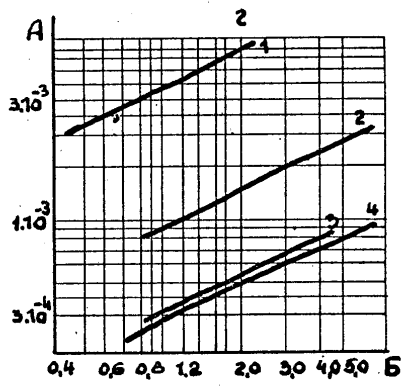
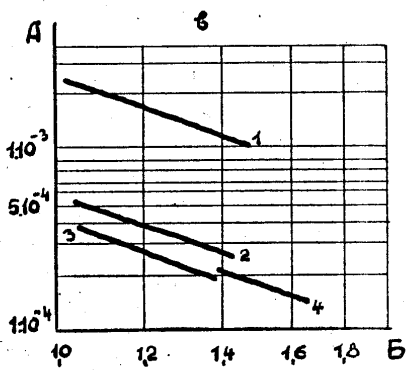
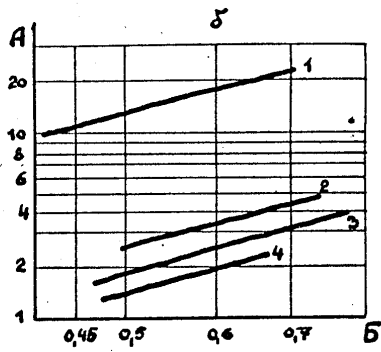
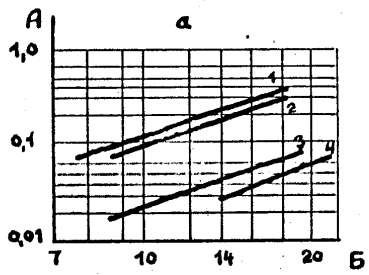
Obr. 9 a



Obr. 9 V



Obr. 9 D



Обр. 8

117

**NOVÝ TYP KULOVÉHO REAKTORU PRO KATALYTICKÉ REAKCE
S RADIÁLNÍM PROUDĚNÍM MEDIA.**

Cimbálník Zdeněk
Ing. Prchal Jozef
doc. Ing. Vermouzek Čestmír

Královopolská strojírna
Brno, ČSSR

Celé řadě skvělých výsledků vděčí moderní chemická technologie katalytickým reakcím. Jejich význam se bude zřejmě i nadále zvětšovat.

Nejrozšířenějším typem reaktorů na provádění katalytických reakcí jsou cylindrické tlakové nádoby s různým štíhlostním poměrem a axiálním prouděním media.

Tyto reaktory obzvláště pracují s vysokými teplotami reakce, mají celou řadu nevýhod:

- a) Za hlavní nedostatek lze považovat vysokou specifickou spotřebu materiálu; vztaheno na objem, roste specifická spotřeba materiálu se zvětšováním štíhlosti tlakové nádoby, t.j. mírou odlišnosti od ideálního kulového tvaru. Navíc cylindrická skořápka vyžaduje cca 50% větší tloušťky stěny než kulová.
- b) Tyto reaktory, obzvláště u menších štíhlostí, mají nízké využití tlakového prostoru, zaviněné nutností uspořádání velkopovrchových vnitřních tepelných izolací, rozdělovacích a sběrných prostorů, použitím opěrných

roštových systémů atd. Tak např. u reaktorů katalytického reformingu, hydrogenační rafinace a pod. je využití tlakového prostoru řádově jen 40%.

- c) "Stěnový efekt" proudění vyvolává zvětšení rychlostí po obvodu průřezu, čímž se snižuje efektivní využití prostoru i katalysátoru; u velkých štíhlostí se musí zřizovat mezirošty s vyrovnávacími zařízeními, čímž se nadále zhoršuje využití objemu.
- d) Většinu dosud používaných typů nelze úplně výrobně dokončit v závodě; na montáži se provádí vyzdívání a vnitřní oplechování. Tím se prodlužuje a komplikuje montáž.
- e) Ve většině případů je nutno použít poměrně komplikované a málo spolehlivé vnitřní vyzdívky. Dosavadní zkušenosti s vyzdívkami běžných typů prokazují značnou poruchovost, snižování isolační schopnosti, přehřívání stěn tlakové nádoby a ohrožování provozu. Jakékoliv opravy jsou příčinou dlouhodobého odstavení provozu. Monolitické vyzdívky, které jsou spolehlivější, vyvolávají svou dilatací značná přídavná napětí ve stěnách reaktoru, které jsou srovnatelné se základním namáháním od přetlaku. Choulostivé vyzdívky a izolace omezují značně režimy rychlostí najíždění a sjíždění z tlaků a teplot.
- f) V důsledku nerovnoměrnosti proudění, eventuelně lokálních poruch isolační schopnosti vyzdívek dochází v provozu k nerovnoměrnému rozdělení teplot stěny jak v osovém, tak tangenciálním směru. Tyto tepelné rozdíly jsou příčinou vzniku dalších přídavných namáhání, které jsou prakticky neurčitelné a kryjí se jen zčásti výpočtovou bezpečností. Obzvláště nebezpečné je sčítání těchto teplotních špiček s přídavnými namáháními a pohybem hranice korosivního napadení (např. vodíkem), které mohou vést ke korosivnímu praskání a vzniku trhlin, a to obzvláště ve svarech.
- g) Horní hranice rozměrů tlakových nádob je dána technologickými a mechanickými vlastnostmi použitého materiálu a tvarem tlakové nádoby. U cylindrických nádob lze mluvit o tom, že velikost jednotek je omezena právě možnostmi strojírenské technologie, a nikoliv chemickou techno-

logií, hydrodynamikou, nebo jinými omezeními. Změnou tvaru tlakové nádoby na kulový posouváme mezní možnosti směrem k větším a tudíž efektivnějším jednotkám.

Zvážení těchto nedostatků vedlo ke vzniku nového návrhu, založeného na použití kulového tvaru tlakové nádoby současně s novým uspořádáním toku média. Kulový tvar sám nabízí jako nejvhodnější radiální proudění, které se ukazuje výhodným z celé řady příčin. Přitom tok může být dostředivý nebo odstředivý. Takové uspořádání poskytuje řadu očividných výhod:

- 1) Použití této koncepce umožňuje volbu dvou variant - s vnitřní vyzdívkou, nebo vnější izolací. V případě, že by se upustilo od vnitřní vyzdívky, lze efekt snížení mechanických hodnot materiálu stěny zvýšením teploty úplně kompenzovat snížením napětí tvarovým účinkem koule. Pracovní teplota stěny se rovná pak teplotě média, nebo reakce. V opačném případě, při použití vyzdívky lze očekávat podstatné zmenšení rizika poruch v důsledku jednoduchosti tvaru a zmenšení specifického objemu.
- 2) Snížení specifické spotřeby materiálu, díky kulovému tvaru.
- 3) Vysoké využití vnitřního prostoru, pohybující se v mezích 80-95%, které je umožněno radiálním uspořádáním toku. Katalysátor pak vyplňuje prakticky celý vnitřní prostor s výjimkou savádcích a sběrných prostorů. Tím se dosahuje dalšího snížení spotřeby materiálu.
- 4) V důsledku hyperbolického rozdělení rychlostí podél radius vektoru vytvoří se takové pole tlakových ztrát, které prakticky znemožní jakýkoliv jiný tok, než radiální. Nevytvoří se tedy hluchá místa v katalysátoru, a protože ve směru toku média nejsou žádné stěny, nadojde ani k narušením asymetrie proudění vlivem "stěnového efektu". Vzhledem k těmto okolnostem lze předpokládat jednoduchost rozváděcího zařízení. Hyperbolické rozdělení rychlostí plní tedy funkci automatického regulátoru rovnoměrnosti proudění.
- 5) Rovnoměrné radiální proudění kolmo ke stěně reaktoru a pak podél ní ve směru poledníky vytváří ideální podmínky pro

práci tlakové nádoby jako takové. Vytváří se tím ideální pevnostní a tepelná symetrie, která umožňuje prakticky libovolně rychlé změny teplot a tlaků.

- 6) Při konstrukci vnitřního zařízení není nutné použít složité opěrné roštové systémy, které mimochodem jsou vysoce zatíženy (nesou váhu katalysátoru, rozdělovacích zařízení a sílu z diferenčního tlaku). U navrhované konstrukce se váha "katalysátorové koule" rozvede rovnoměrně na velkou plochu stěny reaktoru; síla z diferenčního přetlaku působí souměrně a její složky se tedy ruší navzájem.
- 7) Nová konstrukce přináší možnosti podstatného zjednodušení jednotlivých uzlů, např. vstupních a výstupních tvarových kusů, zjednodušení potrubí a pod. Podstatnou konstrukční výhodou je také možnost prakticky libovolného uspořádání vstupu a výstupu media, čímž lze volit nejrationálnější rozvod potrubí. Konstrukční jednoduchost je podtržena neobyčejně malým počtem dílců.
- 8) Doprava i největších reaktorů (s objemem katalysátoru např. 15-20m³) nebude činit potíže, protože se vejdou do normálního železničního profilu.
- 9) Reaktory s radiálním prouděním bez vnitřní vyzdívky lze výrobně úplně dokončit v závodě; na montáži stačí jen vsadit reaktory na podstavce a připojit potrubí.
- 10) Vzhledem k rovnosti hlavních namáhání u koule využívá se celý objem použitého materiálu v pevnostním smyslu ideálně. V případě creepového zatížení bude tečení probíhat pomaleji, než v případě prostého tahu, pro který se provádí creepové zkoušky. Pro výpočet bude tedy možno volit nižší bezpečnostní násobky, a konstrukce vyjde i z tohoto titulu lehčí. Kontrola průběhu dlouhodobého creepu v provozu bude neobyčejně jednoduchá.
- 11) Z hlediska ryze technologického lze výše uvedenou nerovnoměrnost rychlostního pole výhodně využít. Změna rychlostí v širokém rozmezí přináší nové možnosti. Při řadě procesů, jako např. reformování benzínu na platinovém katalysátoru, probíhá řada reakcí, pro něž optimální podmínky (především teplota) jsou značně rozdílné.

Uvážíme-li tepelné zabarvení reakce, lze volbou proudění buď ze středu k obvodu, nebo naopak, dosáhnout příznivějších celkových výsledků. Skutečnost, že reaktor vyjde menší a podstatně lehčí, a tudíž i levnější, umožňuje nasazení většího počtu reaktorů zařazených do série s mezistupňovou regulací teploty. Tím lze za stejných, nebo snížených investičních nákladů dosáhnout podstatně lepších technologických výsledků.

Pro nalezení optimálního zapojení reaktorů nebude třeba provádět nákladné poloprovozní zkoušky. Danému účelu vyhoví zjištění na laboratorním zařízení, zda kontrolním faktorem rychlosti reakce je vlastní reakce katalysátoru, nebo fyzikální podmínky, dané způsobem proudění a tedy i geometrickým povrchem katalysátoru. Protože při většině katalytických reakcí se uplatňuje skutečný povrch katalysátoru do hloubky několika milimetrů, lze předpokládat, že reaktor s radiálním prouděním bude mít široké použití. Určité potíže lze očekávat jen v případě reakcí, probíhajících v plynokapalně fázi; i zde jsou však otevřené možnosti vhodného zavedení kapalně složky.

- 12) Podstatné snížení váhy reaktorů vyvolá také snížení váhy nosných konstrukcí.
- 13) Nakonec uvádíme nejpodstatnější výhodu kulového reaktoru s radiálním prouděním, která vyplývá ze základního hydrodynamického pravidla této konstrukce.

Z triviálních úvah o radiálním proudění plyne, že za předpokladu zanedbatelnosti malých změn teploty a objemu plynu v důsledku reakce a tlakových ztrát, bude rozdělení rychlostí podél radius-vektoru hyperbolické, dle vztahu

$$V_x = V_1 \frac{R_1^2}{R_x^2}$$

kde

V_x - místní rychlost na proměnném radiusu R_x

V_1 - vstupní rychlost na katalysátor na povrchu
vnitřní rozdělovací koule, t.j. na radiusu R_1

R_2 - vnější radius katalysátorové koule

Pro reaktor s objemem katalysátoru cca 10 m³ bude $R_1 = 0,5$ m (voleno tak, aby vstupní rychlost na katalysátor byla stejná, jako u srovnatelného cylindrického reaktoru) a

$R_2 = 1,42$ m bude výstupní rychlost jen 12,5% V_1 ; průměrná rychlost, jejíž hodnota je rozhodující pro odhad tlakové ztráty, je dána výrazem

$$\bar{V} = \frac{1}{R_2 - R_1} \int_{R_1}^{R_2} \frac{V_1 R_1^2}{R_x^2} dR_x = \frac{V_1 R_1^2}{R_2 R_1}$$

a tvoří pro daný případ jen 32,5% V_1 . Lze tedy čekat, že i celková tlaková ztráta se zmenší zhruba v tomtéž poměru, protože převládá laminární proudění.

Lze tedy formulovat základní hydrodynamické pravidlo reaktorů s radiálním prouděním takto: Při zachování vstupní rychlosti, množství katalysátoru a prosazeného množství media podstatně klesá průměrná rychlost, odporová ztráta a výstupní teplota, naopak - několika - násobně se prodlužuje doba kontaktu reagujícího media s katalysátorem.

Sníží se tedy i příkon cirkulačních kompresorů a zvýší katalysační efekt.

Popíšeme teď stručně konstrukční provedení reaktoru. Základním elementem pevnostním je kulová skořepina; na vnitřním povrchu je opatřena systémem opěrných planžet orientovaných ve směru poledníků od pólu, jímž je výstupní (nebo vstupní) hrdlo. Na tyto planžety je uchyten systém tvarových sít různé hustoty, které tvoří vnější povrch "katalysátorové koule". Ve středu reaktoru je umístěna centrální rozváděcí koule s usměrňujícími vnitřními žebry, která je na povrchu bohatě děrována a nešena vstupní trubkou. Ve stěně reaktoru je dále výstupní otvor, průlez pro obsluhu a nasypání katalysá-

toru, ve spodní části - otvor pro vysypání katalysátoru.

Důležité je, že "katalysátorová koule" je oproti vnitřnímu povrchu stěny mírně exentrická, aby mezera pro sbírání vystupujícího plynu se měnila úměrně množství. Vzdálenost systému sít od stěny (= výšce opěrných poledníkových žebířků) musí být volena tak, aby tlaková ztráta (od povrchu katalysátorové koule k výstupu, nebo naopak) byla řádově několikrát nižší, než bude tlaková ztráta proudění přes katalysátor. Tato podmínka zaručí, že poměry proudění v rozdělovacím a sběrném systému neovlivní rovnoměrnost proudění v objemu katalysátorové koule. Je nutno poznamenat, že tuto podmínku lze lehce splnit, protože výstupní rychlosti budou velmi malé.

"Stěnovému efektu" proudění kolem vnitřní přívodní trubky lze zabránit přivařením vhodně voleného síta k jejímu povrchu. Úhel přívodní trubky od vertikální osy je nutno volit v takových mezích, aby při volném sypání katalysátoru průlezem došlo k dokonalému zaplnění prostoru, i pod trubkou (úhel musí být menší, než sypný úhel katalysátoru).

Vypouštění katalysátoru se uskuteční spodním výpustním otvorem, opatřeným zvláštním bajonetovým uzávěrem. Výhodou kulového tvaru katalysátorového objemu je možnost prakticky úplně vyprázdnit. Katalysátor prostým vysypáním (množství, které zůstane v reaktoru vlivem sypného úhlu bude minimální).

Vzhledem k tomu, že popsaná konstrukce nebyla zatím realizována, lze předpokládat hypotetičnost některých z uvedených výhod. Proto budou provedeny laboratorní zkoušky na modelu z průhledné hmoty, ponořené do kapaliny se stejným koeficientem lomu, založené jinak na zákonech modelování. Značkováním podávané kapaliny lze zviditelnit pohyb fronty, filmováním zjistit rychlosti a nerovnoměrnosti proudění.

Realisace popsaného návrhu, který je přihlášen k patentování, může přinést značný národohospodářský efekt.

ANLAGEN ZUR HERSTELLUNG VON KUNSTHARZEN

Dr. Rudolf Kirberg
Firma Carl Canzler
Düren, Bundesrepublik Deutschland

1. Anwendungsbereich

Die allenthalben wachsende Verwendung von Kunststoffen zieht ein steigendes Interesse an ihrer technischen Herstellung nach sich. Sei es, dass Kunststoffherzeuger ihre Kapazität ausweiten müssen, sei es, dass Kunststoffverbraucher die Herstellung ihres Eigenbedarfes aufnehmen, um dadurch Ersparnisse in der Rohstoffbeschaffung zu machen, oder aber die Entwicklung und Herstellung von Produkten durchzuführen, deren Eigenschaften auf spezielle eigene Bedürfnisse gezüchtet sind. Hinzu kommen neue Fertigungsstätten in den Ländern, die bisher noch wenig industrialisiert waren.

All diesen Interessenten ein brauchbares Gerät in die Hand zu geben, war das Bestreben der Apparatebauer in den letzten 15 Jahren. Das Ergebnis dieser Bemühungen sind die Kunstharzanlagen, die hier erörtert werden sollen. Wie sehr sie einem echten Bedürfnis entgegen kamen, beweist die Tatsache, dass nach diesen Gesichtspunkten konstruierte Anlagen mit einer Kapazität von nahezu 40 000 tato Alkylharzen in vielen Ländern der Erde installiert wurden.

Alkydharze waren die ersten Produkte, die interessierten, denn der Wunsch nach Selbsterzeugung ging von der Lackindustrie aus. Gleichzeitig ist mit dieser Harzgruppenbezeichnung der Bereich angedeutet, in dem unsere Anlage zur Verwendung kommt. Weiter gefasst sind es die Polykondensationsharze, für deren Herstellung sie konstruiert sind.

Bei diesen Harzen muss der Apparatebauer nach den Herstellungstemperaturen zwei Gruppen unterscheiden, da sie unterschiedliche apparative Massnahmen erfordern. Es sind dies

- 1) Hochtemperaturharze mit Temperaturen von 180 bis 300°
- 2) Niedertemperaturharze mit Temperaturen bis 180°.

Die für letztere sinngemäss erforderlichen Niedertemperaturanlagen kommen mit einer relativ billigen Dampf- oder Warmwasserheizung aus. Hochtemperaturanlagen dagegen erfordern gerade bei der Heizung besondere und kostspieligere Einrichtungen. Über sie wird noch ausführlich zu sprechen sein.

Im einzelnen zu nennende und in diesen Anlagen herstellbare Harze sind :

- 1) Hochtemperaturharze
 - Alkydharze
 - Ungesättigte Polyester
 - Epoxydharze
 - Maleinatharze
- 2) Niedertemperaturharze
 - Phenolformaldehydharze
 - Harnstoffformaldehydharze
 - Melaminformaldehydharze.

Eine Mittelstellung zwischen beiden Harzgruppen nehmen die modifizierten Phenolharze ein, da sie sowohl Niedertemperaturanlagen für den Phenolformaldehydanteil, als auch Hochtemperaturanlagen für dessen Umsatz mit Kolophonium und Polyalkoholen erfordern.

Naturgemäss kann man in einer Hochtemperaturanlage auch Niedertemperaturharze herstellen, nicht aber umgekehrt. In jedem Falle empfiehlt sich die Erstellung von Niedertemperaturanlagen neben Hochtemperaturanlagen, wenn die Kapazität der letzteren ausgelastet ist.

Der Vollständigkeit halber sei erwähnt, dass man in Hochtemperaturanlagen auch noch andere z.B. lacktechnisch interessante Produkte erzeugen kann. Ich nenne hier nur

Rizinenol durch Dehydratisierung von Rizinusöl
Standoele
Harzester
Lacksude und
Weichmacher.

Dieser universellen Verwendbarkeit wegen werden diese Hochtemperaturanlagen auch als Universalanlagen bezeichnet. Sie sollen hier zunächst erörtert werden.

2. Hochtemperaturanlagen

2.1 Apparatur

Polykondensationsharze entstehen auf Grund einer Veresterungsreaktion, bei der wie bei jeder Esterbildung Reaktionswasser entsteht. Da diese Reaktion reversibel ist, muss dieses Wasser so schnell wie möglich aus dem Reaktionsgemisch entfernt werden. Hierzu dienen drei verschiedene Verfahren, die wir als

- * Transportgasverfahren
- * Vakuumverfahren
- * Azeotropes Verfahren

bezeichnen. Transportgas- und Vakuumverfahren werden im Schmelzfluss durchgeführt. Im ersteren Falle unterstützt ein lebhafter Strom eingeführten Inertgases - Kohlendioxid, Stickstoff oder dergleichen - die beschleunigte Abfuhr des Reaktionswassers, während beim Vakuumverfahren die Reaktion unter Vakuum abläuft, wodurch die Verdampfung und Abfuhr des Wassers begünstigt wird. Beide Ver-

31

fahren werden zuweilen kombiniert angewandt. Bei dem azeotropen Verfahren setzt man den Reaktionspartnern ein azeotropes Lösungsmittel zu, dessen Dämpfe als Schleppmittel für das Reaktionswasser dienen.

Eine Universalanlage muss die bequeme Anwendung aller dieser Verfahren ermöglichen. Wie das geschieht zeigt Bild 1, eine schematische Darstellung der Hochtemperaturanlage.

Ihr Kernstück ist der Reaktionskessel 1. Er ist ausgestattet mit einem intensiv wirkenden Blattrührer, einer Kühlschlange und der Heizung. Im Bild ist das eine Elektroinduktionsheizung, über die nachher noch eingehend zu reden sein wird. Als Baumaterial dient Cr-Ni-Mo-Stahl-plattiertes Stahlblech. Ein Bodenventil besonderer Bauart gestattet eine leichte Entleerung.

Über einen Stutzen am Kesseldeckel und das Sublimierrohr 6 ist der Reaktionskessel mit der Vorlage 2 verbunden. Diese drei Apparateile sind notwendig, um das Transportgasverfahren durchzuführen.

Die den Reaktionskessel verlassenden Dämpfe treten über das Sublimierrohr 6 in die Vorlage 2 ein. Hier werden sie durch eingesprühtes Wasser kondensiert. Das Kondensat wird durch das Bodenventil zum Kanal abgeführt. Mit übergehender Phtalsäure kann sich im Sublimierrohr nicht absetzen, da dieses beheizt wird. Will man die übergehende Phtalsäure wiedergewinnen, dann muss man das Kondensat durch ein Absitzbecken führen. Die Phtalsäure wird in Form feiner Flocken ausgeschieden. Sie sammeln sich auf der Flüssigkeitsoberfläche und kann abgeschöpft werden.

Diese einfachste Apparatur wird für das Vakuumverfahren brauchbar gemacht, wenn man sie durch die Wasser-ringpumpe 8 mit dem Wasserumlaufgefäß 9 und die Flüssigkeitspumpe 10 ergänzt. Erstere evakuiert die Apparatur. Die Flüssigkeitspumpe saugt das Kondensat aus der Vorlage ab.

Soll das azeotrope Verfahren angewandt werden, so ist der Liebig-Kühler 5, der Kondensator 4 und die als Florentiner Flasche ausgebildete Zwischenvorlage 3 zusätzlich erforderlich. Das den Kessel verlassende homogene Dämpfgemisch, bestehend aus Lösungsmittel und Wasserdampf tritt durch den Liebig-Kühler, der in diesem Fall unter Umständen mit Dampf geheizt wird, in den Kondensator 4 ein. Hier kondensieren die Dämpfe und das Kondensat läuft der Zwischenvorlage 3 zu. In ihr scheiden sich die beiden Komponenten in Wasser unten und Lösungsmittel oben. Letzteres läuft über das Syphonrohr zum Reaktionskessel zurück, während das Wasser automatisch dem Messgefäss 7 zuläuft. In diesem kann das Reaktionswasser gemessen werden, wodurch man einen Anhalt über den Grad der Umsetzung erhält.

2.2 H e i z u n g

Polykondensationsvorgänge, wie sie bei der Herstellung von Alkydharzen ablaufen, können nur durch Wärmezufuhr in Gang gesetzt, beeinflusst und vollendet werden. Demgemäss kommt der Konstruktion der Heizeinrichtung und der Art der Wärmezufuhr eine für die Qualität und Gleichmässigkeit der Produkte entscheidende Bedeutung zu. Hierbei sind folgende Überlegungen massgebend :

- 1) Anzustreben ist die Bildung von Makromolekülen, die unter sich möglichst gleiche Grössen haben. Überpolymerisierte Anteile sind tunlichst zu vermeiden, weil Harze, die sie enthalten mit basischen Pigmenten nicht verträglich sind. Dieses Ziel kann nur erreicht werden, wenn die Konstruktion der Heizung örtliche Überhitzungen ausschliesst, die fast immer zu übergrossen Molekülen führen.
- 2) Anzustreben ist eine möglichst weitgehende Gleichmässigkeit der einzelnen Harzpartien untereinander. Diese Forderung kann nur erfüllt werden, wenn die Konstruktion der Heizung die Wärmezufuhr weitgehendst reproduzierbar macht.

- 3) Anzustreben ist, dass Unzulänglichkeiten des Bedienungs-personals nicht zur Auswirkung kommen und dass auch ungeübte Kräfte zum Betrieb der Anlage herangezogen werden können. Das Heizsystem muss deshalb eine weitgehende Automatisierung des Heizvorganges zulassen.
- 4) Anzustreben ist eine absolute Sicherheit gegen Explosionsgefahren, so dass die Anlage auch in Räumen, in denen mit brennbaren Lösungsmitteln gearbeitet wird, aufgestellt werden kann. Geringer Raumbedarf und möglichst niedrige Betriebskosten sind weitere wichtige Forderungen.

Da die benötigten Temperaturen durchweg oberhalb von 200°C liegen, scheidet Dampf üblicher Spannung als Heizmittel aus, es sei denn, man stellt einen besonderen Hochdruckdampfkessel auf, was neuerdings zuweilen gemacht wird. Abgesehen davon, kommt man zu folgenden Heizsystemen, die alle bei unseren Anlagen angewandt werden können.

2.21 Gas- oder Ölheizung

Eine zwecksmässige Gas- oder Ölheizung arbeitet mit einem Spezialbrenner, der so konstruiert ist, dass örtliche Überhitzung ausgeschlossen ist. Die Verbrennungsgase berühren nicht nur den Kesselboden sondern auch den Kesselmantel, um die spezifische Heizflächenbelastung zu verringern. Der Vorteil dieser einfachsten Heizung ist Billigkeit in Anschaffung und Betrieb bei geringem Raumbedarf. Wesentliche Nachteile sind : hohe Temperaturdifferenz zwischen Produkt und Verbrennungsgasen.

2.211 Geeignete Leuchtgasbrenner sind ohne Schwierigkeit in weiten Grenzen regelbar bis 10:1 und liegen sehr niedrig im Preis.

2.212 Bei Ölbrennern liegt die Verbrennungstemperatur wesentlich höher als bei Leuchtgasbrennern. Besondere Massnahmen sind erforderlich zur Vermeidung von Über-temperaturen an der Kesselwand. Der Regelbereich ist im allgemeinen gering.

Automatisierung der Temperaturführung ist schwierig, aber mit besonderen Mitteln möglich. Zuverlässigkeit und Erfahrung des Betriebspersonals ist unbedingt erforderlich.

2.22 Gas- oder Oelumlwälzheizung

Diese Heizung arbeitet mit einem in einer besonderen Brennkammer untergebrachten Gas- oder Oelbrenner. Die Verbrennungsgase werden dem Ofen zugeführt, in dem der Kessel hängt. Sie werden mit Hilfe eines Ventilators aus dem Ofen abgesaugt und zwischen Brennkammer und Ofen durch die Brennkammer kommenden heissen Verbrennungsgasen ganz oder teilweise wieder beigemischt. Auf diesem Weg kann den Verbrennungsgasen auch noch Frischluft beigemischt werden. Der Zweck dieser Anordnung ist eine Erniedrigung der Temperatur der Verbrennungsgase und damit sichere Vermeidung örtlicher Überhitzungen. Ausserdem wird eine Verbesserung des Wirkungsgrades erreicht. Der Apparative Aufwand und damit die Anschaffungskosten liegen hoch. Die automatische Regelung ist schwierig und nur mit hohen Kosten durchführbar. Die Bedienung erfordert Sorgfalt und Erfahrung. Die Energiekosten sind mässig. Explosionssicherheit erfordert besondere Massnahmen. Der Raumbedarf ist gross.

2.23 Hochdruckdampfheizung

Diese Heizmethode bedient sich des hochgespannten Wasserdampfes als Wärmeträger. Zu diesem Zweck wird auf Kesselmantel und -boden eine Schlange aus druckfestem Rohr aufgeschweisst. In einem tiefer stehenden Erhitzer ist eine zweite Rohrschlange angeordnet, die mit der Kesselschlange ein geschlossenes System bildet. Dieses wird teilweise mit Wasser gefüllt. Die Erhitzerschlange wird durch einen Gas- oder Ölbrenner erhitzt. Das im aufsteigenden Rohr befindliche Wasser verdampft. Der Dampf steigt in die Kesselschlange hoch und gibt hier seine Kondensationswärme ab. Das Kondensat läuft zur erneuten Verdampfung zur Ofenschlange zurück. Diese Heizung ergibt hohe Betriebssicherheit bei verhältnismässig einfacher Bedienung. Örtliche Überhitzungen werden vermieden. Der Raum-

bedarf ist gross, zumal der Ofen mindestens 3 m tiefer liegen muss, als der Kondensatablauf der Kesselschlange. Eine automatische Regelung ist möglich.

2.24 Heisswasserheizung

Diese ist ähnlich gebaut wie die Hochdruckdampfheizung. Hierbei ist aber das geschlossene Rohrsystem restlos mit Wasser gefüllt. Die spezifische Wärme des Heisswassers ist bei den infrage kommenden Temperaturen sehr gering. Deshalb ist der Einbau einer Zirkulationspumpe notwendig, die unter hohem Druck und hohen Temperaturen arbeitet.

2.25 Heizung mit Wärmeübertragungsmitteln

Dieses Heizsystem entspricht im apparativen Aufbau, in Wirkungsweise und Eigenschaften der Hochdruckdampf- beziehungsweise Heisswasserheizung. Statt Wasser werden aber wärmostabile und hochsiedende organische Flüssigkeiten benutzt, wie sie als Dowtherm, Diphyl, Mobiltherm usw. bekannt sind. Bei Undichtigkeiten muss mit Geruchbelästigung gerechnet werden. Brandgefahr ist nicht ganz ausgeschlossen.

2.26 Elektroinduktionsheizung

Bei der Elektroinduktionsheizung bedient man sich der Induktionswirkung des Wechselstromes (Bild 1). Der Reaktionskessel steht im Feld von meistens drei Kupferspulen, die mit normalfrequentem Wechselstrom gespeist werden. Dieser induziert in der Kesselwand einen Sekundärstrom, der sich in Joulesche Wärme umsetzt. Diese wird von der Wand direkt dem Reaktionsgemisch zugeführt. Bild 2 zeigt schematisch die Induktionswirkung. In dem Schnitt der Spule sind die Kupferleiter erkenntlich, während Stromstärke und magnetische Induktion im Wand-Querschnitt grössenordnungsmässig gezeigt sind. Beide sind an der Oberfläche am grössten und nehmen nach innen schnell ab.

Die Wärmekapazität des elektroinduktiv beheizten Kessels ist gering. Diese Tatsache ermöglicht eine sehr genaue automatische Regulierung der Temperatur und ausserdem eine

sehr geringe Temperaturdifferenz zwischen der Kesselwand und dem Kesselinhalt.

Die an einem 3000 kg Kessel ermittelten Temperaturkurven zeigen Bild 3. Die stark ausgezogene Kurve gibt die Temperatur des Kesselinhaltes, die punktierte die Temperatur der Aussenseite der Kesselwand wieder. Bei diesen Kurven sind zu beachten :

- 1) Die Temperaturdifferenz von 50 bis 60° in der Aufheizperiode.
- 2) Die in wenigen Minuten erfolgende Annäherung der Kurven nach Erreichung der Solltemperatur des Kesselinhaltes infolge der niedrigen Wärmekapazität.
- 3) Die absolut geradlinige Kurve der Produkttemperatur gegenüber der nur geringfügig schwankenden Aussentemperatur über beliebige Zeit.
- 4) Die eminent niedrige Differenz dieser Temperaturen von nur 5-8°.
- 5) Die ausgezeichnete Wirkung des Kühlsystems.

Wenn man bedenkt, dass die Aussentemperatur über den gesamten im Bereich der Spulen liegenden Kesselmantel gleichmässig verteilt ist, dann erkennt man die ausserordentlich milde Wärmezufuhr und die genaue Dosierbarkeit der zuzuführenden Wärme, die für die Reproduzierbarkeit der Herstellungsverfahren und die gleichmässige Qualität der Produkte von so entscheidender Bedeutung ist.

Von allen hier erwähnten Heizmethoden muss die Elektroinduktionsheizung als die dem Ideal am nächsten kommende Heizmethode bezeichnet werden. Die Energiekosten sind zwar geringfügig höher als bei mit Gas oder Oel arbeitenden Heizungen. Diese Mehrkosten werden aber bei weitem aufgewogen durch die grossen Vorteile, von denen hier nur die absolute Betriebssicherheit und die Reproduzierbarkeit der einzelnen Partien erwähnt sei. Wie sehr das in Verbraucherkreisen erkannt wurde, beweist die Tatsache, dass mehr als 80% der Anlagen eines Lieferwerks mit der Elektroinduktionsheizung ausgestattet wurden.

2.3 K ü h l u n g

Fast genau so wichtig wie eine gut wirkende Heizung ist auch eine schnell wirkende Kühlung. Man erreicht sie bei diesen Anlagen durch eine Kühlschlange, die im Kesselinneren eingebaut ist. Sie arbeitet mit kaltem Wasser und erreicht eine Abkühlung des Kesselinhaltes um 100° innerhalb von nur etwa 20 Minuten. Mit dieser Kühlschlange ist ein einfaches und hochwirksames Mittel in die Hand gegeben um gegebenenfalls exotherme Vorgänge in der Hand zu behalten und andererseits die Reaktion genau in dem Moment zu unterbrechen, den die Eigenschaften des Fertigproduktes fordern. Sie trägt somit wesentlich zur Betriebssicherheit und Reproduzierbarkeit bei.

2.4 A u t o m a t i s i e r u n g

Wenn man berücksichtigt, dass die gezeigte Temperaturkurve (Bild 3) das Ergebnis einer völlig automatisch ablaufenden Regulierung ist, dann ist damit zur Automatisierung des Herstellungsprozesses schon wesentliches getan. Diese Automatisierung kann aber noch weiter getrieben werden, wenn man den Temperaturverlauf nicht von Hand, sondern über einen Programmregler steuert. Hierbei ist lediglich zu berücksichtigen, dass ein wesentlicher Teil der Rohstoffe, nämlich die pflanzlichen Öle, Naturprodukte sind. Als solche aber sind sie keine chemisch einheitlich definierten Substanzen. Deshalb kann man das Ende der Reaktion nicht am Programmregler festlegen, also auch nicht den gesamten Prozess automatisieren. Man muss vielmehr gegen Ende der Reaktion Viskositäts- beziehungsweise Säurezahlmessungen von Hand durchführen, um das gewünschte Ende der Reaktion festzustellen.

Es ist vielfach der Wunsch an uns herangetragen worden, auch eine automatische und kontinuierliche Viskositätsmessung einzuführen. Diese ist technisch zwar möglich, aber trotzdem nicht anwendbar. Bei den bisher bekannten Geräten zur kontinuierlichen Viskositätsmessung wird immer die Schmelzviskosität ermittelt. Diese ist aber bei

unseren Harzen nicht identisch mit der Lösungsviskosität, die allein für den Verbraucher von Interesse ist. Es müssten also Viskosimeter konstruiert werden, mit denen man nicht die Schmelzviskosität, sondern die Lösungsviskosität kontinuierlich messen kann. Solche Geräte sind aber bis jetzt noch nicht am Markt. Ihre Einführung würde den Herstellungsprozess fast vollständig automatisieren lassen.

3. N i e d e r t e m p e r a t u r a n l a g e

Vergleichsweise einfach ist diese Niedertemperaturanlage, die in Bild 4 schematisch gezeigt wird. Der Reaktionskessel 1 nimmt die Reaktionspartner auf. Die Kondensationsreaktion erfolgt zunächst unter Rückfluss, wobei der Kondensator 3 als Rückflusskühler geschaltet wird. Das, aus ihm ablaufende Kondensat wird über ein Siphonrohr und das Brüdenrohr 2 dem Kessel wieder zugeführt. Nach beendeter Kondensationsreaktion kann eine teilweise oder völlige Eindampfung angeschlossen werden. Die Beheizung erfolgt durch Niederdruckdampf oder Wasser.

Der Kondensator 3 wird jetzt als Durchgangskühler geschaltet und mit den Vorlagen 4a und 4b verbunden. Die Eindampfung erfolgt zweckmässig unter Vakuum. Dieses wird durch die Wasserringpumpe 7 mit dem Wasserumlaufgefäss 8 erzeugt. Sie ist den Vorlagen 4a und 4b und dem Kondensator 3 verbunden. Die beiden Vorlagen werden alternativ benutzt und gestatten somit eine völlige Eindampfung des Kesselinhaltes.

Vorlage 4a kann als Florentiner Flasche ausgebildet werden, sodass auch azeotropes Arbeiten ermöglicht wird, wie das z.B. bei Lackharzen auf Basis Harnstoff und Melamin erforderlich ist. Der Scrubber 5 kann bei Phenolharzen den Schutz der Pumpe 7 vor aggressiven Dämpfen übernehmen.

4. A n l a g e a u s f ü h r u n g e n u n d - g r ö s s e n

Abschliessend möchte ich noch einige praktische Aus-

führungsformen der hier erörterten Anlagen zeigen. Bild 5 zeigt eine Universal-Versuchs-anlage mit 30 kg Nutzinhalt, die alle Funktionen erfüllt, die beschreiben wurden. Mit ihr kann man unmittelbar alle verfahrenstechnisch notwendigen Unterlagen für die technische Herstellung der Harze erarbeiten.

Diese Anlage arbeitet in zahlreichen Forschungsinstituten und Entwicklungslaboratorien der Industrie in der gesamten Welt.

Eine Fabrikationsanlage mit 5000 kg Fassungsvermögen zeigt Bild 6. Es gibt eine Übersicht über die Apparatur von der Bedienungsbühne aus. Kessel und Vorlage hängen in dieser Bühne, sie sind durch das Sublimierrohr miteinander verbunden. Die Zwischenvorlage mit dem über den Liebig-kühler zum Kondensator laufenden Brüdenrohr findet sich oberhalb dieser Bühne. Unmittelbar neben dem Reaktionskessel, für den Bedienungsmann leicht erreichbar, ist der Schaltschrank angeordnet. Wenige kleine Schalter genügen zur Bedienung der gesamten Anlage. Drei Fallbügelregler, je einer für jede oder drei Induktionsspulen, regulieren die Temperatur, je ein Ampèremeter zeigt an, ob die Spulen unter Strom stehen und ein Mehrfarbenschreiber notiert die herrschenden Temperaturen. Bild 7 zeigt die Rückseite des Schaltschranks, die durch eine Plexidurtür gebildet wird. Die Durchsichtigkeit dieser Tür gibt jederzeit einen genauen Überblick über die einzelnen Schaltelemente und deren Zustand. Die Bilder 8 und 9 geben Ausschnitte aus einer von uns schlüsselfertig erstellten betriebsbereiten Kunstharz-Fabrik wider. In diesem Werk werden Alkydharze, Harnstoffformaldehydharze und modifizierte Phenolharze hergestellt. Bild 8 zeigt Niedertemperaturanlagen, in denen Harnstoffharze und Phenolformaldehyd-Vorprodukte hergestellt werden. Die im Bild gezeigten Hochtemperaturanlagen übernehmen deren Umsatz mit Kolophonium und Polyalkoholen, sowie die Erzeugung von Alkydharzen und ungesättigten Polyestern.

Sie werden erkannt haben, dass diese Anlagen baukastenmässig aufgebaut sind, das heisst, man kann mit einer sehr

einfachen Anlage beginnen und diese dann zu einem späteren Zeitpunkt zur Universalanlage ausbauen.

Beide Anlagen werden in einer Reihe von typisierten Grössen hergestellt, die grösste bisher erstellte Anlage hat einen Nutzinhalt von 8 t. Doch ist es ohne weiters möglich, auch wesentlich grössere Anlagen zu bauen.

Unter Heranziehung der hier beschriebenen Anlagen ist es uns möglich, schlüsselfertige Fabrikationsanlagen jeder beliebigen Kapazität zu erstellen, wobei dann natürlich noch daran zu denken ist, dass ausser den eigentlichen Fabrikationsapparaten noch Vorratsbehälter, Messgefässe, Lösungsbehälter und vieles andere mehr dazu kommen.

Wie die Verbreitung solcher Anlagen beweist, erfüllt sie ein echtes Bedürfnis und gibt jedem Betriebsleiter ein absolut sicheres Mittel an die Hand zur Herstellung höchstwertiger Qualitätsprodukte.

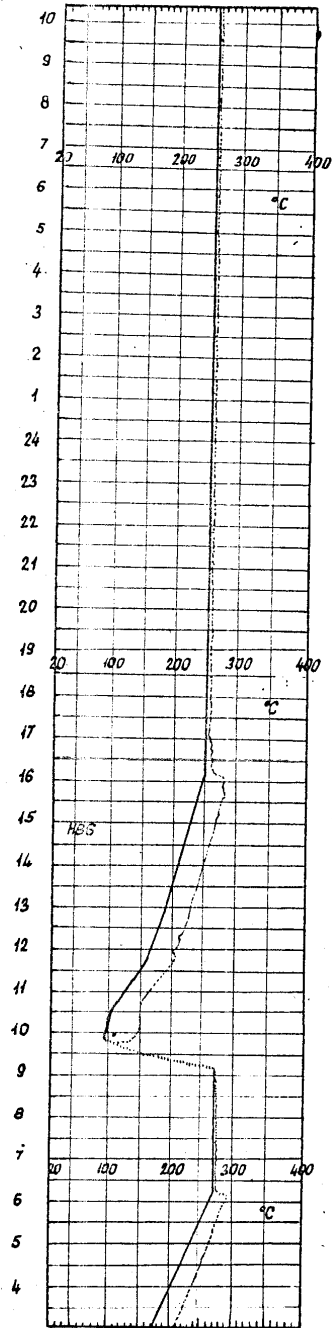


Bild 3.

138

ÜBER DIE WIRTSCHAFTLICHKEIT VON HOCHLEISTUNGSANLAGEN FÜR DIE
KUNSTSTOFFVERARBEITUNG

F. Meinen
Henschel-Werke AG,
Kassel, Deutschland

A/ Einführung

Bei der Planung von Anlagen für die Kunststoffverarbeitung spielt die Frage nach dem Nutzeffekt bzw. der Wirtschaftlichkeit eine entscheidende Rolle. Für den Betriebsleiter kommt es nicht allein darauf an, dass eine Anlage ihren technischen Zweck, d.h. die Herstellung oder Umwandlung eines bestimmten Produktes erfüllt, sondern dass sie ihrer Aufgabe gleichzeitig mit einem Höchstmass an Wirtschaftlichkeit und mit dem grössten Nutzen gerecht wird.

Es gibt heute eine fast unübersehbare Fülle von Kunststoffmaschinen auf dem Markt. Der grosse Konkurrenzdruck veranlasst viele Hersteller, ihre Maschinen so zu konstruieren, dass sie möglichst billig werden, um sich damit einen Anteil am Markt zu sichern. Dass dieses Bestreben immer nur auf Kosten der Maschinenqualität geschehen kann, dürfte auf der Hand liegen. Der Einkäufer einer solchen billigen Maschine wird zwar im ersten Augenblick über seinen "günstigen" Einkauf befriedigt sein. Ob dieser angeblich preisgünstige Kauf im Lichte einer Betriebsabrechnung nach einem Jahr oder nach mehreren Jahren betrachtet, vom Standpunkt der Wirtschaftlichkeit richtig war, ist fast immer zu bezweifeln. Der optimale Nutzeffekt wird selten erreicht und eine Planerfüllung häufig in Frage gestellt.

An einem Kalkulationsschema, wie es im Prinzip in Kunststoffge-
trieben üblich ist, möchte ich die Faktoren beleuchten, die den Preis
des Endproduktes wesentlich bestimmen. Zur besseren Anschaulichkeit
stütze ich im hiebei auf ein praktisches Zahlenbeispiel.

In der Tabelle 1 vergleiche ich zwei Anlagen, die gemäss den
gegebenen Zahlen etwa Extruderanlagen für die Herstellung von Folien
oder Platten oder Rohren sein könnten.

	Fall 1 Alte Anlage	Fall 2 Moderne Hochleist. Anl.
Produktionsleistung	100 kg/h oder 50 000 kg/Monat	140 kg/h oder 70 000kg/Monat
Investitionssumme	200.000 DM	300.000 DM
Abschreibung		
/5 Jahre/	0,067 DM/kg	0,0072 DM/kg
Löhne bei 4-Mann-Schicht	0,24 DM/kg	0,17 DM/kg
bei 3-Mann-Schicht	0,18 "	0,13 "
/6 : DM/h Mann/		
Reparaturen u. Wartung		
/ 3000 - DM/ Monat	0,06 "	0,04 "
Energien, Hilfs u. Be- triebsstoffe	0,15 "	0,17 "
Sonstiges /Werksgemeinkosten, Ketten, Steuern u. S.W./	0,10 "	0,08 "
Fertigungskosten		
bei 3-Mann Schicht	0,56 DM/kg	0,49 DM/kg
bei 4-Mann-Schicht	0,62 DM/kg	0,53 DM/kg
Gewinn		
/ durch die kleineren Fertigungskosten/bei 4-Mann-Schicht:bei gleichzeit.		75.000 DM/ Jahr 109.000 DM/ Jahr
Umstellg v 4.auf 3-Mann Schicht:		
Kapitalrücklauf		(50 000 DM/+40%, entsprechd der höheren Produktionsmenge)
/ Grobe Näherung/ Angenommener	50.000DM/Jahr	70.000 DM/ Jahr
Gewinn:(Mit dieser Rechnung soli lediglichin Bewgis für die kleinere Kapitalrücklaufzeit im Fall 2 angetreten werden Daher Verzicht auf alle betriebswirtschaftlichen Einheiten)		+75.000 " <u>145.000 DM/Jahr</u> 75000 DM aus Fertig- kost -Gewinn)
Kapitalrücklaufzeit	$\frac{200.000}{50.000} = 4 \text{ Jahre}$	$\frac{300.000}{145.000} = 2 \text{ Jahre}$

Die hier angenommene um 40% höhere Produktionsleistung bei der modernen Anlage entspricht durchaus realen Verhältnissen. Der Preis der modernen Anlage ist hier absichtlich um 50% höher angenommen worden, obwohl diese Überhöhung praktisch unreal ist. Hiermit möchte ich deutlich machen, wie gering sich der höhere Preis auswirkt. Die Materialkosten bleiben ausser Betracht, da sie bei Beiden Anlagen als konstant angesetzt sind.

Bei der modernen Anlage sind die Fertigungskosten um 0,09 DM/kg niedriger. Dies ist eine Folge der um 40% höheren Produktion der Maschine. Der Mehrpreis macht sich in den Abschreibungen nur in verschwindend kleinem Masse bemerkbar, da dem höheren Anschaffungspreis ja auch eine höhere Leistung gegenüber steht.

Bei der modernen Anlage habe ich also $70\ 000 \times 0,09$ DM/kg gegenüber der alten Anlage verdient. Dieser Gewinn von 75 000 DM/ Jahr amortisiert den Mehrpreis der modernen Anlage in etwa 1,5 Jahren. Erreiche ich mit der modernen Anlage gleichzeitig die Einsparung eines Mannes pro Schicht, gewinne ich sogar 0,13 DM/kg. Hierbei verdiene ich 109.000 DM/Jahr. Der Mehrpreis der modernen Anlage ist damit also bereits in etwa einen Jahr verdient.

An diesem Beispiel wird übrigens deutlich, welchen beachtlichen Einfluss die Löhne auf die Herstellkosten ausüben.

Bei der Betrachtung der Wirtschaftlichkeit einer Anlage spielt auch der Kapitalrücklauf eine bedeutende Rolle; das ist die Zeit, in der das investierte Kapital zurückfliesst. Der Kapitalrücklauf berechnet sich als Quotient aus der Investitionssumme und dem Kapitalrückflussbetrag innerhalb eines Zeitraumes. Diese Zeit soll 5 Jahre nicht überschreiten. Der Kapitalrückflussbetrag, ist, banal ausgedrückt, mein Verkaufsgewinn zuzüglich der zurückfliessenden Abschreibung.

Die in Tabelle 1 angedeutete grobe Näherungsrechnung zeigt, dass bei der modernen Anlage die Kapitalrücklaufzeit auf jeden Fall kleiner ist als bei Anlage 1. Je kürzer der Kapitalrücklauf, umso eher komme ich dazu, mit der Anlage effektiv Geld zu verdienen. Wirtschaftlichkeit bedeutet: höhere Produktion, mehr Sicherheit, bessere Qualität, weniger Abfall und damit eine gesicherte Planerfüllung.

Nachstehend möchte ich in grossen Zügen einige Faktoren betrachten, die bei einer Kunststoffverarbeitungsanlage die Wirtschaftlichkeit und damit den Kapitalrücklauf beeinflussen.

Gleichzeitig mögen diese Betrachtungen eine Hilfe darstellen für den verantwortlichen Planer bei der Auswahl einer Anlage. Um hierbei den Rahmen nicht zu weit zu spannen, möchte ich mich in meinen Betrachtungen auf Mischer - und Extrudieranlagen beschränken, wie sie zur Aufbereitung von Kunststoffen und für die Herstellung von Folien, Platten, Rohren etc. hauptsächlich verwendet werden.

Wir unterscheiden bei einer Maschine die maximale Ausstossleistung von der mittleren Produktionsleistung. Die maximale Ausstossleistung ist diejenige Menge, die eine Maschine bei einem kurzen Lauf überhaupt ausstossen kann. Die mittlere Produktionsleistung ist diejenige Menge, die eine Maschine im Durchschnitt über einen grösseren Zeitraum betrachtet, liefert. Die mittlere Produktionsleistung ist natürlich wesentlich kleiner als die maximale Ausstossleistung, da hierbei Betriebsstillstände, Leerzeiten, Reinigungs - und Wartungszeiten, Reparaturen etc. eingehen. Anzustreben ist natürlich, dass die mittlere Produktionsleistung möglichst nahe an die maximale Ausstossleistung herankommt.

Die mittlere Produktionsleistung hängt von folgenden Faktoren ab:

1. Möglichst grosse maximale Ausstossleistung
2. Mindestmass an Reparaturanfälligkeit und Wartung sowie leichte Zugänglichkeit zu allen Maschinenteilen
3. Produktion mit einem Höchstmass an Sicherheit und Gleichförmigkeit und einem Minimum für das Eingreifen eines Maschinisten.
4. Einfaches Anlaufen lassen, Reinigen und Umstellen auf andere Materialien.

Mit welchen Konstruktionsmerkmalen kann ich diese Faktoren realisieren? Ich möchte hierauf eine Antwort am Beispiel einer Fabrikeinrichtung für die Verarbeitung von PVC oder Polyolefinen geben und betrachte dabei folgende Anlagenteile:

1. Misch - und Aufbereitungsanlagen für Rohstoffe
2. Extruder
3. Abzugseinrichtungen
4. Automatisierungs - und Rationalisierungseinrichtungen.

B/ Misch - und Aufbereitungsanlagen für Rohstoffe

In vielen Kunststoffbetrieben findet man noch die herkömmliche, historisch bedingte Methode des Rohstoffeinsatzes: Man kauft fertige Rohstoffe von den Rohstoffabriken und gibt sie direkt dem Extruder auf.

Diese Methode ist unwirtschaftlich. Entsprechend dem Verkaufssortiment des Verarbeiters müssen ständig eingefärbte oder mit verschiedenen Weichmachergehalten versahene Rohstoffe auf Lager gehalten werden. Die Lagerhaltungskosten steigen dadurch mit der Grösse des Verkaufssortiments. Darüber hinaus sind kleine Rohstoffmengen für wenig gängige Verkaufsprodukte teurer. Um die Lagerhaltungskosten nicht zu gross werden zu lassen, schränken daher viele Verarbeiter lieber ihr Verkaufssortiment ein und verzichten auf gewisse Marktchancen.

Diese Nachteile können vermieden werden, wenn der Verarbeiter sich seine benötigten Rohstoffe, ausgehend von nur wenig Grundrohstoffen, selber mischt und aufbereitet. Erfahrungen, die von vielen Verarbeitern gesammelt wurden, haben ergeben, dass die eigene Aufbereitung von Rohstoffen immer billiger kommt als der Bezug fertiger Rohstoffe in speziellen Einstellungen von der Rohstofffabrik. Ein Beispiel möge dies erläutern.

Das Verkaufssortiment eines PVC-Betriebes möge 30 Produkte in verschiedenen Farben und Weichstellungen umfassen. Üblicherweise muss man hierfür auch 30 verschiedene Rohstoffe auf dem Lager halten.

Bei der eigenen Mischung und Aufbereitung der Rohstoffe benötigt man bei zweckmässiger Auswahl der Rezepturen nur noch jeweils eine oder zwei Sorten eines farblosen PVC - Pulvers, Weichmacher, Stabilisator, Farbstoffe, Füllstoffe etc. Diese Rohstoffe können, da es sich um wesentlich grössere Mengen handelt, billiger eingekauft werden und die eigene Lagerfläche wird kleiner.

Viele Verarbeiter haben diese Vorteile schon sehr zeitig erkannt und sich auf die eigene Mischung und Aufbereitung von Rohstoffen umgestellt. Hierfür mussten herkömmliche Mischeinrichtungen benutzt werden, wie sie schon seit Jahrzehnten auf dem Markt bekannt sind. Derartige Mischeinrichtungen waren fast alle für ganz spezielle Mischaufgaben einfacher Art konstruiert und daher nur begrenzt einsetzbar. Die Mischzeit war wesentlich länger als im modernen hochleistungsmischer und erreichte nie den Grad an Homogenität, der an sich wünschenswert wäre. Es sind Fälle bekannt, wo die Zeit für das Mischen in unmodernen Anlagen 10 bis 50 mal länger dauert als im modernen Hochleistungsmischer.

Hochleistungsmischer: Der erste moderne Hochleistungsmischer, der 1955 in Westeuropa auf den Markt kam, wurde als eine der bedeutendsten Entwicklungen der Nachkriegszeit auf dem Kunststoffgebiet beurteilt. Diese Maschine hat inzwischen in vielen fortschrittlichen

Betrieben ihren Eingang gefunden. Dieser Hochleistungsmischer erfüllt die an eine solche Maschine zu stellenden Forderungen:

1. Verwendbar für praktisch alle vorkommenden Mischaufgaben
2. Verwendbar für Aufbereitungsprozesse.

Unter "Mischen" sei hier das homogene Ineinanderverteilen von zwei oder mehr Komponenten verstanden, die pulvrig, pastös oder flüssig sein können, während unter "Aufbereitung" solche Mischaufgaben verstanden werden, bei denen gleichzeitig ein Energieumsatz in Form physikalischer oder chemischer Reaktionen stattfindet.

Als Beispiel für eine Aufbereitung sei hier die Mischung von PVC-Pulver mit Weichmacher bei gleichzeitiger Gelierung des Mischgutes unter Wärmezufuhr erwähnt. Je nach Endtemperatur und Mischzeit fällt hierbei das Mischgut als Dry-blend oder als Agglomerat beliebiger Korngrösse an. Ein anderes Beispiel ist die Sinterung von Kunststoffpulver zur Erhöhung des Schüttgewichtes.

Arbeitsweise: Der in der Abbildung gezeigte Hochleistungsmischer modernster Bauart arbeitet nach folgendem Prinzip: In einen runden Mischgefäss mit vertikaler Achse rotiert mit hoher Drehzahl im unteren Teil des Gefässes ein stabförmiges Mischwerkzeug. Die Umfangsgeschwindigkeiten an der Spitze des Werkzeuges liegen zwischen 10 bis 40 m/s. Bei dieser Anordnung bildet sich im Mischgut die bekannte Trombe aus, bei der das Mischgut flüssigkeitsähnlich aufgelockert wird und sowohl um die Achse des Mischgefässes rotiert als auch eine Rotationsbewegung in der Achsenabene ausführt.

Homogene Mischungen lassen sich hierbei in der Grössenordnung von ein bis zwei Minuten durchführen, wobei die Homogenisierung noch durch die Zerkleinerungswirkung der Mischwerkzeuge unterstützt wird. Langsam laufende Mischer älterer Bauart benötigen häufig für solche Mischaufgaben die 10-bis 30-fache Zeit, ohne hierbei die gleiche gute Homogenisierung zu erreichen. Die Kürze der Mischzeit verhindert ausserdem eine nennenswerte Temperaturerhöhung.

Für solche Aufbereitungsprozesse, bei denen höhere Temperaturen notwendig sind, kann im modernen Hochleistungsmischer eine beträchtliche Friktionswärme im Mischgut durch den mechanischen Energieumsatz erreicht werden. Ausserdem kann die Aufheizung noch durch ein Heizmedium im Aussenmantel des Mischgefässes unterstützt werden. Hohe Temperaturen werden z.B. bei der Aufbereitung von PVC benötigt.

Antriebsleistung: Im Hochleistungsmischer müssen erhebliche

Reibungskräfte zwischen dem Mischgut und dem mit hoher Geschwindigkeit umlaufenden Werkzeug überwunden werden. Es dürfte einleuchten, dass die grossen Kräfte und Energieumsätze eine entsprechende Dimensionierung aller Bauteile einer solchen Maschine voraussetzt. Dies gilt besonders für die Lagerung, bei der Erfahrungen aus dem Lokomotiv- und Schwermaschinenbau berücksichtigt werden müssen.

Basierend auf praktischen Erfahrungen wird dieser Hochleistungsmischer heute mit Antriebsleistungen ausgerüstet, die man vor einigen Jahren hier noch nicht für möglich gehalten hätte. Hierzu einige Beispiele: Ein Mischer mit einem Bruttoinhalt von 500 l wird mit Antriebsmotoren von 62 bis 80 kW ausgerüstet. Ein Mischer des gleichen Typs mit einem Bruttoinhalt von 150 l wird mit einem Motor von 32 kW ausgerüstet. Derrartig grosse Antriebsleistungen lassen sich unter robustesten Betriebsbedingungen nur dann beherrschen, wenn sämtliche Bauteile mehr als ausreichend dimensioniert sind.

Füllen und Entleern: Die Beschickung kann aus einem Bunker über spezielle Dosier- und Einfüllvorrichtungen durch angeflanschte Rohre in eine hierfür vorgesehene Deckelöffnung erfolgen. Der Deckel braucht dabei nicht geöffnet zu werden. Die Entleerung erfolgt bei laufender Maschine durch eine Grosse Auslauföffnung mit pneumatisch betätigtem Verschlussdeskel. Durch Rohre kann das Mischgut der nächsten Verarbeitungsstufe zugeführt werden.

Zeitraubendes Wechseln und Auskippen von Mischbehältern entfällt also. Die Anlage bleibt in sich geschlossen, so dass eine Staub- oder Abgasbelastung ausgeschlossen ist.

Das moderne Hochleistungsmischer kann damit in kontinuierlich arbeitende Betriebe eingebaut werden, die kaskadenartig von oben nach unten durch mehrere Stosswerke hindurchlaufen.

Korrosions- und Verschleissfestigkeit aller mit dem Mischgut in Berührung kommenden Innenteile des Hochleistungsmischers sind eine unabdingbare Forderung für die Lebensdauer der Maschine und eine gleichmässige Qualität des Mischgutes. Man benutzt hierfür Edelstähle und harte Aufpanzerungen.

Reinigungsmöglichkeit: Der moderne Hochleistungsmischer zeichnet sich auch durch seine gute Reinigungsmöglichkeit bei Chargenwechsel und Typenumstellungen aus. Das Mischwerkzeug lässt sich mit wenigen Handgriffen ausbauen und der offene Mischbehälter einfach reinigen. Da ein Hochleistungsmischer mehrere Mischanlagen herkömmlicher Bauart

ersetzt, wird auch hier an Reinigungsarbeit gespart.

Die Leistungsfähigkeit eines modernen Hochleistungsmischers erstreckt sich auf das Gesamtgebiet der Kunststoffe. Als Beispiel sei erwähnt, dass sich Weich-PVC innerhalb 10 bis 15 Minuten mit praktisch allen vorkommenden Weichmachergehalten als Dry-blend oder Agglomerat herstellen lässt, wobei sich bei einer grossen Produktionsmaschine Stundenleistungen von über 800 kg erzielen lassen.

Ein weiteres Beispiel ist die Sinterung von Folienschnitzeln bei der Abfallaufbereitung; hierbei lassen sich bis zu 5 - fache Erhöhungen des Schüttgewichtes erreichen. Es werden also hierdurch aufwendige Aufbereitungsanlagen eingespart.

Ein neuartiges Einsatzgebiet des modernen Hochleistungsmischers ist auch die Herstellung von PVC - Pasten, beispielsweise als Streichpaste für die Kunstlederherstellung oder als Plastisol für das Rotationsgiessverfahren. Bei dem herkömmlichen Verfahren benötigt man langsam laufende Rührwerke um eine Erwärmung zu vermeiden, ein Walzwerk zur Homogenisierung und meistens auch noch eine Vakuumanlage. Die Produktion erfolgt also mit Hilfe von 3 Aggregaten in drei separaten Arbeitsgängen. Der Investitionsbedarf hierfür ist dementsprechend hoch und die Kapazität relativ klein. Bei dem modernen Verfahren wird die Paste im Hochleistungsmischer in einem Arbeitsgang in wenigen Minuten hergestellt und entlüftet.

Bei einem kürzlich angestellten Betriebsvergleich hat sich ergeben, dass 10 Anlagen herkömmlicher Bauart für die Pastenherstellung etwa dasselbe leisten wie ein moderner Hochleistungsmischer. Hier sind die Investitionskosten für die moderne Anlage wesentlich geringer und es ergibt sich ausserdem noch eine beträchtliche Einsparung an Lohnkosten und Raumbedarf.

Wirtschaftlichkeit: Dass ein Hochleistungsmischer in der Anschaffung teurer als ein einfacher Mischer ist, leuchtet ein. Die höhere Investitionssumme macht sich aber durch grössere Produktionsleistung und die längere Lebensdauer sehr schnell bezahlt.

An einem fast trivialen Zahlenbeispiel möchte ich die Wirtschaftlichkeit eines modernen Hochleistungsmischers beweisen.

Nehmen wir an, dass die Differenz zwischen dem Preis des von der Rohstofffabrik gekauften PVC-Granulates und den eigenen Aufbereitungskosten für die Compoundherstellung nur 0,04 DM/kg betragen möge.

Bei einer Produktionsleistung von 100 kg/h bzw. 600 to/Jahr ergibt sich ein Gewinn von 24.000 DM/Jahr. Hiermit lässt sich eine moderne Hochleistungsmischeranlage in 1,5 bis 2 Jahren meistens amortisieren, In Wirklichkeit ist die Differenz zwischen den Herstellkosten meistens viel höher, so dass die Amortisation noch schneller gegeben ist und man mit der Anlage bares Geld verdienen kann.

Die Wirtschaftlichkeit einer Aufbereitungsanlage für PVC lässt sich in Verbindung mit einem modernen Hochleistungsextruder noch wesentlich steigern. Ein derartiger Extruder ist in der Lage, Pulver oder Dry-blend direkt zu verarbeiten und zwar ebensogut wie Granulat. Bei der Herstellung von PVC-Dry-blend lässt sich die Kapazität der Misch- und Aufbereitungsanlage um 30 bis 40% steigern. Hierzu wieder ein einfaches Zahlenbeispiel:

Eine Mischeranlage mit zwei Maschinisten produziert 300 kg/h PVC-Agglomerat, das im Betrieb für die Speisung älterer Extruder benötigt wird. Wird die gleiche Mischeranlage zur Produktion von Dry-blend für die Fütterung eines Hochleistungsextruders eingesetzt, steigt die Produktionsleistung des Mixers um ca. 30% auf 400 kg/h. Die Differenz der Lohnkosten in beiden Fällen beträgt - bei 6,00 DM/h pro Mann - nur 0,01 DM/kg oder 4,00 DM/h 24.000 DM/Jahr. Alleine mit diesem Gewinn auf der Rohstoffseite kann man die höheren Anschaffungskosten für eine moderne Extruderanlage sehr schnell amortisieren.

Zum Abschluss der Betrachtungen über Mischer möchte ich noch einen wichtigen Punkt ansprechen.

Da bei Aufbereitungsprozessen von Kunststoffen höhere Temperaturen entstehen, die ein Lagern des Plasticmaterials wegen der Gefahr des Verbrennens oder Verklebens unmöglich machen, muss nach dem Arbeitsgang im Mischer gekühlt werden. Hierfür gibt es spezielle Kühlmischer. Viele Leute glauben nun, sie könnten auf den Kühlmischer verzichten und wollen im Heizmischer auch kühlen, indem sie bei kleiner Drehzahl kaltes Wasser durch den Doppelmantel des Mixers leiten. Abgesehen von der Energieverschwendung - der Mischer muss ja jedesmal vollständig wieder aufgeheizt werden -, ist das Verfahren völlig unwirtschaftlich. Die Produktionskapazität geht hierbei um mehr als 50% zurück. Gemäss meinen bereits angeführten Beispielen kann man sich leicht ausrechnen, dass die Investitionskosten für den erforderlichen Kühlmischer sich alleine durch den Gewinn auf der Lohnseite in weniger

als einem Jahr amortisieren lassen.

C) Extruder

Die Produktionsleistungen eines modernen Hochleistungsextruders liegen in vielen Fällen 40 bis 50% und teilweise sogar noch mehr über denen eines konventionellen Extruders. Dies ist die Folge sinnvoller Zusammenstellung modernster Erkenntnisse der Extrudertechnik. Die Zeit erlaubt es nicht, an dieser Stelle auf alle Einzelheiten in der erforderlichen Ausführlichkeit einzugehen.

Folgende Funktionselemente sind hierbei von entscheidender Bedeutung:

1. Antriebsleistung
2. Schneckendrehzahl
3. Schneckenzuschnitt
4. Heizung
5. Ventilextrusion / Druckregelung/
6. Instrumentierung
7. Werkstoffe

Zu den wichtigsten dieser Punkte ist im einzelnen folgendes festzustellen:

Antriebsleistung: Ein Hochleistungsextruder moderner Bauart muss für die maximal mögliche Antriebsleistung ausgelegt sein, da die an der Schnecke zur Verfügung stehende Leistung in direkter Beziehung zur möglichen Produktionsleistung steht. Jede Energie nämlich, die dem Extruder zugeführt wird, muss irgendwie herauskommen. Die Antriebsenergie wird dabei, abgesehen von Wärmeverlusten und Transport des Gutes, nur zum Aufheizen des Polymers benutzt und tritt als Wärmeenergie in der Schmelze wieder in Erscheinung.

Die für das Aufheizen eines Kunststoffes auf eine bestimmte Verarbeitungstemperatur benötigte Energie lässt sich berechnen als das Produkt aus Masse x spezifische Wärme x Temperaturerhöhung. Der Antrieb eines Hochleistungsextruders sollte immer mindestens so gross sein wie die so errechnete Energie zuzüglich etwa 20% an Verlusten.

Aus dieser Betrachtung folgt, dass die maximale Produktionsleistung eines Extruders nur mit der maximal möglichen Antriebsleistung zu erreichen ist.

Die Übertragung hoher Antriebsleistungen bedingt die Verwendung

hochwertiger Maschinenbauteile, insbesondere Getriebe und Drucklager sowie Vorkehrungen, um der Wärmeausdehnung sämtlicher Bauteile Rechnung zu tragen.

Schnecken-drehzahl: Bekanntlich ist Leistung = Drehmoment x Drehzahl. Bei gegebenem Schnecken-durchmesser und dem damit bekannten werkstoffbedingten maximal zulässigen Drehmoment kann ich mit steigender Drehzahl also mehr Leistung übertragen. Aus praktischen Gründen kann die Schnecken-drehzahl nicht beliebig gesteigert werden. Es sind zwar sogenannte Schnellläuferextruder mit Drehzahlen von mehreren Hundert Upm. bekannt; diese Maschinen sind aber nur für ganz spezielle Produktionsgebiete geeignet. Häufig leidet auch bei zu hohen Drehzahlen um damit zu geringer Verweilzeit die Gleichförmigkeit des Extrudates hinsichtlich Konstanz der Menge und der Viskosität.

Um für konventionelle Betriebsweisen das Risiko einer Überhitzung des Kunststoffes mit den dadurch bedingten Abbauerscheinungen bei zu hoher Drehzahl zu vermeiden, ist auf Grund praktischer Erfahrungen die Umfangsgeschwindigkeit der Schnecken begrenzt auf etwa 30 bis 38 m/min. Moderne Hochleistungsextruder verfügen über diesen Drehzahlbereich.

Schneckenkonstruktion: Es gibt keine universale Schnecke, mit der sich alle Produkte verarbeiten lassen. Hohe Ausstossleistungen erfordern auch spezifisch angepasste Schnecken-zuschnitte.

Ein besonderes Qualitätsmerkmal des modernen Hochleistungsextruders ist seine Fähigkeit, Pulver oder Dry-blend genauso zu verarbeiten wie Granulat. Die bisherige Vorstellung, dass eine wirtschaftliche Verarbeitung von Pulver oder Dry-blend nur auf einem Doppelschneckenextruder möglich wäre, ist überholt.

Es liegt auf der Hand, dass bei der PVC-Verarbeitung Pulver oder Dry-blend in jedem Falle billiger sind als käufliche Granulate oder Agglomerate. Hierüber habe ich oben bereits im Zusammenhang mit dem Mischer gesprochen.

Extruderheizung: Obwohl die Antriebsenergie des Extruders überwiegend zum Aufheizen des Kunststoffes benutzt wird, ist eine Zylinderheizung zum Anheizen des Extruders und zur Wärmeisolierung auf dem Zylinder nötig.

Ausserdem wird eine wirksame Heizung in solchen Fällen benötigt, wo aus bestimmten Gründen mit kleinen Drehzahlen gefahren werden muss oder wo die Viskosität der Schmelze so niedrig liegt, dass keine nennenswerte Friktionswärme mehr erzeugt wird.

Man benötigt also beim Hochleistungsextruder auch stark dimensionierte Heizkörper mit hoher Lebensdauer. Widerstandsheizkörper mit Glimmer-Isolation, die mit einem Spannband auf den Zylinder gepresst werden, sind hier wenig geeignet, da die Glimmer-Isolation bei hohen Temperaturen schnell zerstört wird und unvermeidliche Hohlräume zwischen der Heizung und dem Zylinder zur Überhitzung und damit zum Durchbrennen der Heizung führen.

Die Ventilextrusion ist selbstverständlich Bestandteil eines modernen Hochleistungsextruders. Wichtig bei einem Ventil ist, dass es strömungstechnisch richtig gebaut ist und keine Toträume im Kunststoffstrom bildet.

Bessere Instrumentierung eines Extruders gestattet, dass tatsächliche Materialverhalten und die Temperatur der Schmelze zu beobachten. Hierzu gehören Druckmesser an verschiedenen Punkten des Zylinders, ein Thermoelement in der Polymerschmelze, ein Wattmeter am Antriebsmotor. Hiermit ist eine fortlaufende und leichte Analyse der Extrusionsbedingungen möglich, so dass auch die Reproduzierbarkeit jederzeit gegeben ist.

Extruderwerkstoffe: Der Zylinder eines modernen Hochleistungsextruder besitzt eine schwere massive Wand mit einer als ganzes eingegossenen Auskleidung einer verschleiss- und korrosionfesten Legierung. Moderne Extruderschnecken werden mit einer Wolfram-Kobalt-Legierung auf den Stegoberflächen gehärtet.

Härte- und Verschleissenschaften dieser Materialien bleiben bei allen Betriebsbedingungen erhalten.

Bei konventionellen Extrudern werden immer noch eingepresste nitrierte Stahlfutter sowie nitrierte oder flammgehärtete Schnecken verwendet. Die Härteschicht ist hier ausserordentlich dünn, so dass Härte- und Verschleissenschaften sehr rasch abnehmen.

Wirtschaftlichkeit: Hochleistungsextruder der beschriebenen Ausführung sind teuer, dafür aber wirtschaftlich gesehen vernünftig und garantieren geringere Produktionskosten auf Grund höherer Ausstossleistungen und störungsfreien Betrieb. Sie garantieren eine lange Maschinenlebensdauer selbst unter rauhesten Produktionsbedingungen. Die höheren Antriebsleistungen und Produktionswerte dieser Maschine gestattet meistens die Verwendung einer Maschine des nächst kleineren Schneckendurchmessers.

D) A b z u g s e i n r i c h t u n g

Hier gilt sinngemäss das gleiche wie bei vorher beschriebenen Maschinen. Es genügt nicht, bei der Planung einer Produktionseinrichtung nur auf den Extruderausstoss zu achten, da der Extruder ja nur Teilstück einer grösseren Anlage ist. Entsprechend dem höheren Ausstoss eines Hochleistungsextruders müssen auch die Abzugseinrichtungen für höhere Kühlleistungen und höhere Abzugsgeschwindigkeiten eingerichtet sein. In jedem Falle macht es sich bezahlt, eine höhere Kapitalinvestierung in wirkungsvollere Kühl- und Abzugsanlagen vorzunehmen, um den Extruderausstoss voll ausnutzen zu können.

E) A u t o m a t i s i e r u n g s - u n d R a t i o n a l i s i e r u n g s e i n r i c h t u n g e n

Welchen Zweck erreicht man mit Automatisierungs- und Rationalisierungseinrichtungen?

1. Einsparung von Arbeitskräften
2. Gleichförmigkeit der Produktion hinsichtlich Qualität und Ausstoss und damit Verringerung von Ausschuss.
3. Erhöhung der Produktionsleistung und damit Herabsetzung der Gestehungskosten.

Zu den wichtigsten Rationalisierungseinrichtungen zähle ich hier pneumatische Transporteinrichtungen für Rohstoffe sowie automatische Wiege- bzw. Dosiereinrichtungen. Der Rohstofftransport erscheint in einer Kalkulation überwiegend als Lohnanteil; den grossen Einfluss der Löhne auf die Fertigungskosten habe ich bereits an mehreren Beispielen gezeigt.

Eine wesentliche Erhöhung an Produktionssicherheit sowie eine Einsparung an Arbeitskräften ergibt sich noch dadurch, dass man die gesamte Fabrikanlage von zentralen Kommandostellen aus überwacht und steuert. Eine derartige Steuerung ist dann besonders notwendig, wenn Reaktionen besonders schnell verlaufen und die menschliche Reaktionsfähigkeit nicht mehr ausreicht, den richtigen Zeitpunkt für die Unterbrechung eines Prozesses zu erkennen. Dies gilt z.B. auch bei der Herstellung von Weich-PVC, wo in der letzten Phase des Mischens ein steiler Temperaturanstieg erfolgt.

Eine zentrale Steuereinrichtung für einen PVC-Betrieb ist aus Abb. 2 ersichtlich. Diese Anlage ist in einem bedeutenden Werk hier in der Tschechoslowakei kürzlich in Betrieb genommen worden. Es handelt sich hier um 2 Heiz- und Kühlmischerkombinationen, die aus

einem gemeinsamen Bunker für Weichmacher abwechselnd im Takt über Dosiereinrichtungen beschickt werden. Auf dem Leuchttransparent ist an kleinen Lämpchen genau zu verfolgen, welcher Anlagenteil gerade im Betrieb ist. Die Taktfolge wird hier von der Arbeitsweise der Mischer bestimmt, die entweder nach Zeit oder Zeit + Temperatur oder Zeit + Leistung gesteuert werden können. Ausserdem kann bei Betriebsumstellungen oder Störungen die Automatik abgeschaltet und auf Druckknopf - Handschaltung umgestellt werden.

Eine derartige Steuerungsanlage lässt sich natürlich für beliebig grosse Anlagen in ähnlicher Weise aufbauen. Entsprechend den verschiedenen Rezepturen kann man mehrere Bunker mit ihren eigenen Dosiervorrichtungen über Lochkarten vom zentralen Schaltpult steuern, so dass menschliche Irrtümer und Fehler bei der Umstellung von Rezepturen nahezu ausgeschaltet werden können.

Die Ausschaltung des menschlichen Fehlerfaktors bei automatischen Steuerungsanlagen vermindert die Ausschussquote eines Betriebes und trägt damit zur Wirtschaftlichkeit bei.

F) A b s c h l u s s

Mit meinen Ausführungen habe ich den Versuch unternommen, das Vorurteil gegen eine teure Hochleistungsmaschine aus dem Wege zu räumen oder wenigstens zum Nachdenken darüber anzuregen. Eine Hochleistungsmaschine ist deswegen teurer als konventionelle Maschinen, weil sie mehr leistet.

Der Vergleich zwischen einer Hochleistungsmaschine moderner Bauart und einer konventionellen Maschine kann in einfacher Weise zusammengefasst werden, indem man sagt: Die Hochleistungsmaschine "hat es mehr in sich", die konventionelle Maschine hat dagegen mehr Chrom und Stromlinienform, was funktionsmässig völlig unwichtig ist.

Die höhere Leistung und der damit verbundene höhere Qualitätsausstoss verringert die Herstellungskosten, erhöht damit die Wirtschaftlichkeit und gewährleistet einen schnelleren Kapitalrücklauf. Die Hochleistungsanlage filft Ihnen damit, Ihre Planaufgaben mit grösserer Sicherheit und höherer Qualität zu erfüllen.