

Seminar:

Baulicher Brandschutz

Brandschutz 2000 – Ingenieurmethoden im Brandschutz

Lehrgang Nr.: 25223/94.135

**Physikalisch-chemische Grundlagen der
Ingenieurmethoden im baulichen
Brandschutz**

Arbeitsgemeinschaft Brandsicherheit, AGB, Bruchsal
VIB, Verein zur Förderung von Ingenieurmethoden im Brand-
schutz e.V., Holzminden

Inhaltsverzeichnis

<u>1</u>	<u>EINFÜHRUNG</u>	<u>3</u>
<u>1.1</u>	<u>ALLGEMEINES</u>	<u>3</u>
<u>1.2</u>	<u>GRUNDLAGEN DER MODELLIERUNG VON BRÄNDEN</u>	<u>5</u>
<u>1.2.1</u>	<u>EXPLIZITE BZW. ANALYTISCHE METHODEN</u>	<u>6</u>
<u>1.2.2</u>	<u>BRANDSIMULATIONSMODELLE</u>	<u>6</u>
<u>1.3</u>	<u>MODELLANNAHMEN</u>	<u>9</u>
<u>1.3.1</u>	<u>LÜFTUNG</u>	<u>9</u>
<u>1.3.2</u>	<u>BRANDSZENARIEN</u>	<u>10</u>
<u>2</u>	<u>GRUNDLAGEN DER BERECHNUNG DER TEMPERATUREN IN RÄUMEN IM FALLE EINES BRANDES</u>	<u>11</u>
<u>2.1</u>	<u>HISTORISCHER RÜCKBLICK</u>	<u>11</u>
<u>2.2</u>	<u>ENERGIEBILANZ- UND MASSENBILANZGLEICHUNG</u>	<u>13</u>
<u>2.3</u>	<u>KONVEKTIONSENERGIE</u>	<u>14</u>
<u>2.4</u>	<u>STRAHLUNG DURCH ÖFFNUNGEN</u>	<u>19</u>
<u>2.5</u>	<u>ENERGIEABSORPTION DER UMFASSUNGSBAUTEILE</u>	<u>20</u>
<u>2.6</u>	<u>WÄRMESPEICHERENERGIE IN DEN GASEN DES BRANDRAUMES</u>	<u>22</u>
<u>2.7</u>	<u>SONSTIGE ENERGIEN</u>	<u>23</u>
<u>2.8</u>	<u>BRANDLEISTUNG</u>	<u>23</u>
<u>3</u>	<u>BERECHNUNG DES GASWECHSELS IN RÄUMEN MIT DACHENTLÜFTUNG</u>	<u>25</u>
<u>3.1</u>	<u>VORAUSSETZUNGEN</u>	<u>25</u>
<u>3.2</u>	<u>STRÖMUNGSGLEICHUNGEN</u>	<u>25</u>
<u>3.3</u>	<u>SONDERFÄLLE</u>	<u>27</u>
<u>4</u>	<u>GRUNDLAGEN DER BERECHNUNG VON TEMPERATUR- UND RAUCHVERTEILUNGEN IN GEBÄUDEN MIT MEHRRAUM - ZONENMODELLEN</u>	<u>29</u>
<u>4.1</u>	<u>MODELLIERUNG DES BRANDRAUMES</u>	<u>29</u>
<u>4.2</u>	<u>MODELLIERUNG VON RAUMSYSTEMEN</u>	<u>32</u>

<u>4.3</u>	<u>MODELLIERUNG DER MASSENBILANZ IM BRANDRAUM</u>	35
<u>4.4</u>	<u>MODELLIERUNG DER ENERGIEBILANZ IM BRANDRAUM</u>	36
<u>4.5</u>	<u>MODELLIERUNG DER FLAMMEN UND DES FEUERPLUMES</u>	39
<u>4.6</u>	<u>KALORISCHE DATEN BRENNBARER STOFFE</u>	48
<u>5</u>	<u>LITERATUR</u>	52

Physikalisch-chemische Grundlagen der Ingenieurmethoden im baulichen Brandschutz

1 Einführung

1.1 Allgemeines

In den vorangegangenen fünfzehn Jahren hat im gesamten Bereich der „Brandschutzphilosophie“ ein Prozess des Umdenkens stattgefunden, der bis heute noch nicht abgeschlossen ist. Es geht dabei darum, den Brandschutz nicht allein auf der Basis von strengen gesetzlichen und normativen Vorschriften zu regeln, sondern diesen durch die Anwendung wissenschaftlicher praxisorientierter Ingenieurmethoden sicherzustellen. Dieses soll ermöglicht werden durch die

- Fortentwicklung des Brandschutzingenieurwesens,
- Anwendung von zielorientierten Brandschutzkonzepten.

Unter Brandschutzingenieurwesen versteht man in diesem Zusammenhang die Anwendung ingenieurmäßiger Prinzipien, Regeln und Methoden, welche auf wissenschaftlichen Erkenntnissen basieren und zum Nachweis der Brandsicherheit geeignet sind [1]. Das Anwendungsspektrum erstreckt sich auf folgende Bereiche:

- Quantifizierung der Brandgefahren und Brandauswirkungen,
- Personenschutz, Rettungswesen,
- Schutz und Erhalt der Umwelt und der Kulturgüter,
- Schutz von Sachwerten,
- Berechnung von Schutzmaßnahmen, die die Brandauswirkungen auf ein vorherbestimmtes Maß begrenzen.

Im Rahmen der in der EU harmonisierten „Brandschutzphilosophie“ haben die Ingenieurmethoden bereits einen festen Platz eingenommen. Das Grundlagendokument „Brandschutz“ hat die ingenieurgemäßen Verfahren folgendermaßen als Nachweismöglichkeit zur Erfüllung der wesentlichen Anforderungen „Brandschutz“ in das Gesamt-Nachweiskonzept aufgenommen: Danach sind Ingenieurmethoden für die Brandsicherheit ein Ansatz zur Anwendung ingenieurmäßiger Grundsätze zur Bewertung des

erforderlichen Brandsicherheitsniveaus und zur Bemessung und Berechnung der notwendigen Schutzmaßnahmen.

Der Brandschutz in Bauwerken kann durch die Ingenieurmethoden auf vielfältige Art beeinflusst werden [1]:

- Ermittlung grundlegender Kenntnisse über die Entwicklung und Ausbreitung von Feuer und Rauch in Bauwerken z. B. durch:
 - Berechnung der Brandentwicklung in Räumen und Gebäuden,
 - Berechnung der Brandausbreitung innerhalb und außerhalb von Gebäuden über den Ort der Brandentstehung hinaus,
 - Berechnung der Rauchgasströmung in Gebäuden;
- Berechnung der Brandeinwirkungen:
 - Einwirkung von Wärme und Rauchgase auf Personen und Bauteile,
 - mechanische Einwirkungen auf die Baukonstruktionen oder Bauteile,
 - Widerstand von Konstruktionen gegen einen Brand hinsichtlich des Raumabschlusses und ihrer Tragfähigkeit;
- Beurteilung des Verhaltens von Baustoffen, wenn sie einem Brand ausgesetzt sind:
 - Feststellung der Entzündbarkeit, Flammenausbreitung,
 - Abbrandgeschwindigkeit,
 - Energiefreisetzung,
 - Entwicklung von Rauch und toxischen Gasen;
- Beurteilung und Bemessung von Räumungs- und Rettungsmaßnahmen:
 - Länge der Rettungswege,
 - Evakuierungskonzept;
- Beurteilung der Brandmeldung:
 - die Zeit bis zur Aktivierung von Schutzsystemen, der Feuerwehr und der Gebäudenutzer,
 - Beurteilung der Wirksamkeit von Feuer- und Rauchschutzanlagen,
 - Bewertung von Brandmelde- bzw. Alarmierungszeiten je nach Art und Anordnung der Brand-/Rauchmelder;

- Beurteilung der Brandbekämpfung:
 - Wirksamkeit von Löschmitteln,
 - Wirksamkeit von Löscheinrichtungen und automatischen Löschanlagen,
 - Beurteilung der Wechselwirkung zwischen Brandbekämpfung und anderen Sicherheitsmaßnahmen;
- Beurteilung der betrieblichen Brandschutzmaßnahmen:
 - Brandschutzkonzept,
 - Brandschutzordnung,
 - Brandverhütung,
 - Brandschutzbeauftragter.

Gegenwärtig sind noch nicht alle Teile der Ingenieurmethoden für den Brandschutz entwickelt. Wesentliche Arbeiten hat in diesem Zusammenhang die „International Organisation for Standardisation (ISO)“ in ihrem Subkomitee „Fire Safety Engineering“ geleistet, das unter dem Technischen Komitee TC 92 „Fire Safety of Buildings“ die ersten Schritte zu einer normativen Beschreibung der ingenieurmäßigen Arbeitsweise unternommen hat [1].

1.2 Grundlagen der Modellierung von Bränden

Im folgenden wird die Anwendbarkeit und Zuverlässigkeit von Brandsimulationsmodellen näher beleuchtet, weil diese zunehmend Eingang in die Praxis finden. Die Nachweisverfahren mit Brandsimulationsmodellen basieren in der Regel auf vereinfachten thermodynamischen Modellen, welche die Realität angenähert wiedergeben. Bevor diese Modelle zur Anwendung kommen, müssen sie validiert und verifiziert werden, bzw. sind die Eigenschaften und Grenzen ihrer Gültigkeit und Anwendbarkeit zu untersuchen und festzulegen.

Zu den ingenieurmäßigen Berechnungsmethoden zählen:

- explizite bzw. analytische Methoden und
- Simulationsmodelle.

In der folgenden Tab. 1.1 sind die unterschiedlichen Eigenschaften von analytischen Methoden und Brandsimulationsmodellen aufgezeigt.

Tab. 1.1: Eigenschaften von analytischen Methoden und komplexen Brand-simulationsmodellen nach [3]

Eigenschaft	analytische Methoden	Simulationsmodelle
zeitliche Abläufe	nein	ja
Skalierung	nur im Gültigkeitsbereich	ja
Plausibilitätskontrolle	einfach	einfach
Fehlerabschätzung	einfach	schwierig
Aufwand des Einsatzes	gering	mittel bis aufwendig
Aussagen	Einzelaussagen	Systemaussagen

1.2.1 Explizite bzw. analytische Methoden

Es gibt eine Vielzahl expliziter analytischer Methoden für die Brandschutzbemessung. Diese Methoden basieren zumeist auf experimentellen Daten (z. B. Plumemodelle). Diese Methoden sind jedoch nicht beliebig skalierbar, d. h., die richtige Anwendung der angegebenen Berechnungsgleichungen ist nur in dem durch Experimente abgedeckten Bereich möglich.

Eine wesentlicher Nachteil ist, dass die meisten expliziten bzw. analytischen Methoden den sogenannten "steady state" Fall voraussetzen, d. h., es finden keine zeitlichen Änderungen der Einflussgrößen und Randbedingungen statt. Solche Methoden liegen u.a. den Bemessungswerten nach DIN 18 232-2 (Stand 1998) und DIN 18 232-5 (Stand 1998) zugrunde.

1.2.2 Brandsimulationsmodelle

Grundsätzlich lassen sich drei Gruppen von Brandsimulationsmodellen unterscheiden:

- Zonenmodelle,
- Feldmodelle (CFD),
- Systemcodes.

Die derzeit am häufigsten praktisch eingesetzten Modelle sind Zonenmodelle. Feldmodelle haben nur für Sonderfälle praktische Bedeutung erlangt, weil eine sachgerechte Anwendung derselben auf dem Level eines Ingenieurbüros praktisch ausscheidet. Systemcodes sind spezielle Codes für kerntechnische Fragestellungen (Energiefreisetzung in geschlossenen Systemen) und haben in nichtnuklearen, d. h. in konventionellen Bereichen des Brandschutz-Engineering keine Bedeutung erlangt.

In der nachstehenden Tab. 1.2 werden einige prinzipielle Eigenschaften von Zonen- und Feldmodellen unter dem Gesichtspunkt des Brandschutzingenieurwesens untereinander verglichen.

Tab. 1.2: Grundsätzliche Eigenschaften von Feld- und Zonenmodellen nach [3]

Eigenschaft	Zonenmodell¹⁾	Feldmodelle
Geometrieerfassung	angenähert	exakt
Lüftungserfassung	exakt	exakt
Heat source	angenähert	angenähert
Modellaufwand	gering	sehr hoch
Aussagen	global ²⁾	lokal
Verifizierung	aufwendig	sehr aufwendig
Plausibilitätskontrolle	einfach	aufwendig
Dimensionsabhängigkeit	nicht gegeben ³⁾	sehr hoch ⁴⁾
Genauigkeit der lokalen Aussagen	exakt (analytische Lösungen)	abhängig von Zellgröße
Kosten des Einsatzes	gering	sehr hoch

¹⁾ am Beispiel MRFC (Multi Room Fire Code, AGB) [2]

²⁾ für gewisse Bereiche (z.B. Plumbereich, Öffnungen) auch lokal möglich

³⁾ innerhalb der definierten Modellgrenzen

⁴⁾ Rechenaufwand steigt exponentiell zu der Zellenanzahl

Den Brandsimulationsmodellen liegen grundsätzlich die technischen und wissenschaftlichen Erkenntnisse über Strömungsmechanik und Thermodynamik zugrunde. Diese sind somit, unter der Annahme der allgemeinen Gültigkeit der Theorien, in weiten Bereichen frei skalierbar und anwendbar. Die Grenzen der heute angewendeten Modelle liegen im wesentlichen bei den auf analytischen Lösungen basierenden Modellansätzen für die Flammenberechnung, Turbulenzbetrachtung und Verbrennungsansätze.

Aufgrund der Unterschiede in den physikalischen Ansätzen ist die Aussagefähigkeit von Zonen- und Feldmodellen unterschiedlich, d.h., der Umfang der berechneten Größen

weicht stark voneinander ab. Die Tab. 1.3 zeigt in einer Übersicht die Unterschiede für verschiedene Fragestellungen.

Tab. 1.3: Aussagefähigkeit bzw. Berechnungsgrößen von Zonen- und Feldmodellen nach [3]

Fragestellungen	Zonenmodell ^{*)}	Feldmodelle
lokale Temperaturen im Plumbereich	ja	ja, generell
lokale Temperaturen in brandfernen Bereichen	bedingt (nur im Plume bzw. ceiling jet und in Bauteilen)	ja, generell
Schichttemperaturen	ja	ja, aufwendig
Verrauchung	ja	ja, aufwendig
lokale Strömungsfelder	im Plumbereich, an Öffnungen	ja, generell
komplexe Geometrien (Mehrraummodelle)	ja	bedingt, aufwendig
Bauteiltemperaturen	ja	ja (teilw. angenähert)
Parameterstudien	leicht durchführbar	sehr aufwendig

^{*)} am Beispiel MRFC - gilt teilweise für einfache Zonenmodelle nicht

Bei den Zonenmodellen werden in den betrachteten Raumbereichen (Brandraum und Folgeräume) volumenvARIABLE Zonen (je nach Modell 2 bis 20) betrachtet. In diesen Zonen werden für jeden Zeitschritt (etwa jede Sekunde) die Energie- und Massenbilanzen aufgestellt und berechnet. In den Zonen werden homogene Zustände angenommen. Die Impulserhaltung wird nur im Bereich des Feuerplumes berücksichtigt.

Bei Feldmodellen werden die Zustände im Brandraum (Ausnahme: Brandbereich) und in den Folgeräumen durch Systeme von nichtlinearen, partiellen Differenzialgleichungen dargestellt. Diese Differentialgleichungssysteme leiten sich aus der Strömungsmechanik (Navier-Stokes-Gleichungen) und den Kontinuitätsbedingungen der Massen- und Energieerhaltung ab. Für die Lösung dieser Systeme werden die betrachteten Raumsysteme in theoretisch infinitesimale Kontrollvolumina unterteilt, in denen homogene Zustände angenommen werden. Die Lösung erfolgt in Zeitschritten von 0,1 bis 0,01 Sekunden und ist numerisch sehr aufwendig bzw. nur auf Großrechnern möglich. Daraus leitet sich auch der international übliche Begriff „Computational Fluid Dynamics“ (CFD) ab. Die Zellgrößen bei CDF-Modellen liegen bei 10 cm. Bei größeren Abmessungen (≥ 50 cm) ergeben sich im Bereich von Öffnungen größere Fehler bei der Berechnungen von Strömungsfeldern.

1.3 Modellannahmen

In jeder Brandschutzbemessung müssen zur Berechnung der Brandwirkungen vorab bestimmte Modellannahmen getroffen werden. Diese sind insbesondere Annahmen über:

- die Geometrie,
- die Lüftungsbedingungen,
- das Brandszenarium.

Die geometrischen Randbedingungen sind in der Regel aus der Planung bekannt. Die Modelle müssen die realen geometrischen Verhältnisse widerspiegeln. Es müssen alle auf das Ergebnis einwirkenden geometrischen Größen entsprechend den Modellerfordernissen bekannt sein und berücksichtigt werden. Die Modellerfordernisse können je nach verwendetem Brandsimulationsmodell stark unterschiedlich sein. In Feldmodellen ist die Geometrie möglichst genau einzugeben, da hier durch die lokalen Strömungsbeobachtungen ein unmittelbarer Einfluss auf das Ergebnis eintritt. Die Wärmeabsorption der Bauteile ist dagegen manchmal weniger wichtig, z. B. wenn die Simulationsdauern nur bei einigen Minuten Branddauer liegen. In Zonenmodellen gehen die Raumvolumina und -höhen sowie die Decken-, Boden- und Wandflächen unmittelbar in das Ergebnis ein, weil die Umfassungsbauteile Wärme absorbieren. Eine pauschale Berücksichtigung der Wärmeabsorption (wird bei CFD-Codes häufig angewandt) kann bei längeren Branddauern zu großen Fehlern führen.

1.3.1 Lüftung

Die Festlegung der Lüftungsbedingungen für die Modelle kann bis auf wenige Ausnahmen nur über eine Betrachtung der möglichen Lüftungsverhältnisse in Form von Parameterstudien erfolgen. Die Lüftungsbedingungen haben in der Regel einen großen Einfluss auf das Ergebnis der Simulation. Sie sind unmittelbar mit den Brandszenarien gekoppelt, z. B. über den Sauerstoff der Flammen und die zeitabhängige Freigabe von Öffnungsflächen. Die Zerstörung von Bauteilen durch den Brand, die Öffnungen verschließen, sind ebenso zu berücksichtigen wie die Wirkung der Raumlufteinrichtungen im Brandfall.

Bei den Simulationen von Rauchgasströmungen ins Freie sind eventuell die am Gebäude herrschenden Druckverhältnisse zu beachten. Eine Überlagerung von extremen Windlasten mit dem Brandfall ist aus sicherheitstechnischer Sicht nicht erforderlich.

Diesbezügliche Anforderungen werden in der Praxis gelegentlich gestellt, sie sind jedoch in keiner Weise aus den vorliegenden gesetzlichen Bestimmungen abzuleiten.

1.3.2 Brandszenarien

Die Modellierung der "heat source", d.h. des Feuers selbst, stellt die größte Hürde beim Einsatz von ingenieurmäßigen Methoden für das Brandschutzdesign dar. Das Brandszenarium hat naturgemäß einen wesentlichen Einfluss auf das Ergebnis der Brandsimulationen. Die Erstellung des Brandszenariums ist durch die Nutzung des Gebäudes (vorhanden Brandlasten) und durch den wahrscheinlichen Brandablauf bestimmt. Die Festlegung eines "worst case" Szenariums ist oftmals nur für eine bestimmte brandschutztechnische Fragestellung möglich oder sinnvoll. Bei der Verwendung von "Heat Release Curves" aus Experimenten ist auf die Übertragbarkeit der Versuchswerte auf das vorliegende Problem zu achten.

Brandszenarien sind in der Prüfpraxis für Baustoffe und Bauteile allgemein akzeptiert. Gemäß DIN 4102 Teil 1 werden Baustoffe unter ganz definierten Brandbeanspruchungen geprüft. Der Prüfung von Baustoffen liegt die Situation eines begrenzten Entstehungsbrandes bzw. einer lokalen Brandbeanspruchung zugrunde. Die dabei angewandten Brandleistungen liegen zwischen 20 und 50 kW, die Prüfdauern liegen im Minutenbereich.

Für Bauteile wird unter einer definierten Temperaturbeanspruchung (ETK) gemäß DIN 4102 Teil 2 die Zeitdauer bestimmt, für die am geprüften Bauteil im Brandfall seine bestimmungsgemäße Funktionsfähigkeit gegeben ist. Die Brandbeanspruchung entspricht Brandverläufen, die im Naturbrand in der Vollbrandphase auftreten. Die Brandleistungen liegen je nach Prüfraumgröße bei einigen 1000 kW, die Prüfdauern liegen im Stundenbereich [1].

Den Brandprüfungen ist gemeinsam, dass die Eigenschaften der zu bewertenden Objekte unter exakt definierten Brandbeanspruchungen geprüft werden. Die Prüfbedingungen und damit auch die zugrundegelegten Brandszenarien sind so festgelegt, dass diese den in der Praxis zu erwartenden Brandbeanspruchungen entsprechen. Daraus darf nicht geschlossen werden, dass die klassifizierten Baustoffe und Bauteile für alle im Naturbrand möglicherweise auftretenden Brandverläufe ihre spezifischen Eigenschaften tatsächlich zeigen, d. h., es wird akzeptiert, dass mit einer bestimmten Wahrscheinlichkeit ein „Versagen“ eintreten kann, wenn die Randbedingungen im Naturbrand über den Prüfbedingungen der Klassifizierungen liegen.

Konzeptionell ist für die Festlegung der Brandeinwirkungen im Naturbrand genauso zu verfahren, d. h., die zu erwartenden Brandabläufe sind für eine brandschutztechnische Bemessung so festzulegen, dass im tatsächlich auftretenden Brandfall der Brandverlauf nur mit einer sehr geringen Wahrscheinlichkeit über dem Verlauf liegt, der für die Be-

messung zugrundegelegt wurde. Diese Festlegung entspricht derjenigen bei der statischen Berechnung von Lastannahmen. Bei statischen Berechnungen wird der Bemessung stets eine Belastung zugrundegelegt, die im Rahmen der vorgesehenen Nutzung mit einer hohen Wahrscheinlichkeit nicht überschritten wird.

Solange entsprechende Festlegungen (z. B. im Rahmen der internationalen Normung) nicht getroffen sind, müssen die für eine Bemessung bzw. Bewertung zugrundezulegenden Brandszenarien im Einzelfall anhand der vorliegenden Gegebenheiten berechnet werden. Dabei besteht in der Praxis allerdings eine weitgehende Unsicherheit über die anzuwendenden Parameter [3]. Die rechnerische Methode bietet allerdings den unübersehbaren Vorteil, dass die zu stellenden Anforderungen bzw. die Auswirkungen von brandschutztechnischen Maßnahmen (z. B. die Anordnung und zeitliche Wirksamkeit von Öffnungsflächen) auf der Basis von objektiven physikalischen Parametern festgelegt werden können [4]. Die Festlegungen müssen dann nicht mehr allein auf der Basis von „Erfahrungen“ oder des „brandschutztechnischen Gemütes“ getroffen werden, wie dies heute noch in weiten Bereichen in der Praxis der Fall ist. Die Aufgabe wird sich unter Verwendung von modernen Ingenieurmethoden zunehmend in Richtung einer anforderungsgerechten Definition der zu erwartenden Brandabläufe verschieben. Dies ist kein Nachteil, denn auch den heute in der Praxis zu treffenden Festlegungen für brandschutztechnische Anforderungen liegt immer eine bestimmte Vorstellung eines im konkreten Anwendungsfall zu erwartenden Brandes zugrunde. Für die reinen Praktiker besteht allerdings meist die Schwierigkeit, diese in den für eine Bearbeitung mit modernen Ingenieurmethoden erforderlichen Parametern auszudrücken. In diesem Bereich besteht ein deutlicher Nachholbedarf.

2 Grundlagen der Berechnung der Temperaturen in Räumen im Falle eines Brandes

2.1 Historischer Rückblick

Das hier behandelte Problem des gekoppelten Wärme- und Stofftransports infolge eines Brandes wurde nach unseren Kenntnissen erstmalig in den fünfziger Jahren von Kawagoe theoretisch behandelt. Das von Kawagoe für kleine Räume entwickelte theoretische Wärmebilanzmodell enthielt bereits alle wesentlichen Parameter, die auch heute noch zur Anwendung gelangen. Kawagoe musste jedoch aufgrund fehlender Erkenntnisse und vermutlich auch aus Mangel an genügender Rechenkapazität den wichtigen Pa-

parameter „Energiefreisetzung“ stark vereinfachen, so dass seinen Ergebnissen gegenwärtig nur noch eine historische Bedeutung zukommt. Die Studie selbst ist jedoch als Pionierarbeit zu werten, und es kann ohne weiteres gesagt werden, dass die viele Jahre später an anderen Stellen mit ähnlichen Fragestellungen von Ödeen und Magnussen aufgenommenen Arbeiten sich eng an die von Kawagoe entwickelten Vorstellungen anlehnen [20 u. 21].

Wesentliche Verbesserungen enthalten die Arbeiten von Tschuchiva, Harmathy, Thomas, Babrauskas, Böhm und Tanaka. Weitere Arbeiten aus den USA und Japan zeigen, dass in zunehmendem Maße der Frage des Entstehungsbrandes und seiner Ausbreitung nachgegangen wird. Entsprechende Berichte von Quientiere, Pape, Prahl, Tanaka und Hamesi liegen vor. Es hat sich darin gezeigt, dass der mathematische Aufwand mit zunehmender Verfeinerung der Modelle überproportional ansteigt. Dies ist vor allen Dingen dann der Fall, wenn man wie Hamesi versucht, die Strömung der heißen Gase mit Hilfe der Navier-Stokes-Gleichungen zu beschreiben [17 u. 20].

Um einen vertieften Einblick in die Berechnungsmethoden im Brandschutz zu gewinnen, ist es zweckmäßig, sich mit den thermodynamischen Grundlagen der Berechnungen für einfache Geometrien vertraut zu machen. Das hier vorgestellte Einraummodell ist gewissermaßen die Urzelle der derzeit verwendeten Mehrzonen- bzw. Mehrraummodelle und zumindest in wesentlichen Teilen ein Bestandteil der CFD – Codes (Feldmodelle) und Systemcodes, welche sich grundsätzlich aus Raumzellen zusammensetzen, die jeweils für sich die Energie- und Massenbilanzgleichung erfüllen. Zusätzlich ist bei den CFD – Codes und näherungsweise bei den Systemcodes die sogenannte Impulsgleichung erfüllt, woraus im Rahmen dieser Arbeit aus Gründen der Systematik nicht eingegangen wird.

Im Folgenden werden zunächst für einen Vollbrand in einem Raum die

- Energiebilanz
- Massenbilanz

aufgestellt und beschrieben. Dabei ist angenommen, dass der Raum mit einer Öffnung mit der Umgebung in Verbindung steht, und dass die Temperaturen im Raum homogen sind.

2.2 Energiebilanz- und Massenbilanzgleichung

Die Geometrie des Brandraumes mit einer vertikalen Öffnung ist auf Abb. 2.1 verdeutlicht. Die innere umschließende Fläche wird mit A_j , die Fensterfläche mit A_w bezeichnet. Es ist vorausgesetzt, dass die Wand- und Deckenflächen so gearartet sind, dass die Wärmeverluste durch die eindimensionale instationäre Wärmeleitungsgleichung beschrieben werden können.

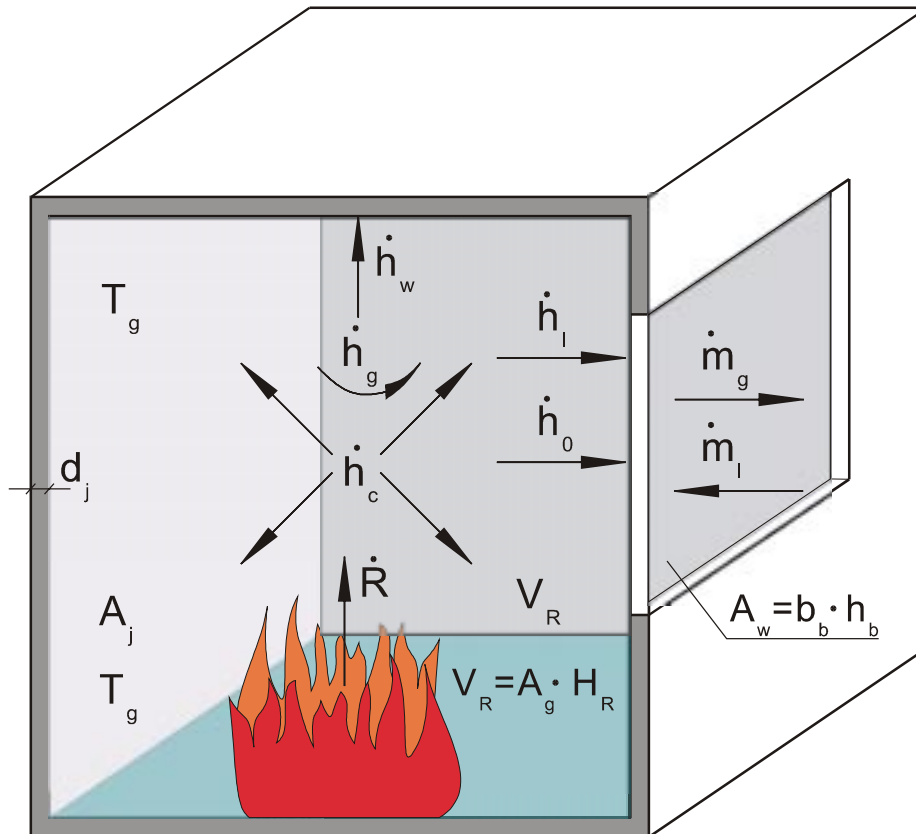


Abb. 2.1: Geometrie, Wärme- und Massenströme des Wärmebilanzmodelles

Für die Energiebilanz ergibt sich mit diesen Annahmen aus dem 1. Hauptsatz der Thermodynamik:

$$\dot{h}_c - (\dot{h}_l + \dot{h}_o + \dot{h}_w + \dot{h}_g + \dot{h}_s) = 0 \quad \text{Gl. (2.1)}$$

Folgende Energieterme sind darin enthalten

- \dot{h}_c die pro Zeiteinheit durch Verbrennung und Brandnebenerscheinungen im Brandraum freigesetzte Energie
- \dot{h}_l die durch den Gaswechsel (Konvektion durch Öffnungen) pro Zeiteinheit abströmende Energie der Rauchgase (Konvektionsenergie)

- \dot{h}_o die durch die Fensterstrahlung pro Zeiteinheit entzogene Energie
- \dot{h}_w die durch die Konvektion und Strahlung an die Umfassungsbauteile pro Zeiteinheit abgegebene Energie
- \dot{h}_g die im Brandraum pro Zeiteinheit gespeicherte Energie der Rauchgase, welche die Brandraumtemperatur bestimmt
- \dot{h}_s sonstige pro Zeiteinheit verlorene Energieanteile (z. B. Speicherenergie von Einbauten)

Die Gleichung der Massenbilanz im Brandraum ist durch

$$\dot{m}_g - (\dot{m}_l + \dot{R}) = 0 \quad \text{Gl. (2.2)}$$

gegeben. Darin sind die zeitlichen Änderungen der folgenden Massenanteile enthalten:

- \dot{m}_g die pro Zeiteinheit aus dem Brandraum strömenden Rauchgasmengen
- \dot{m}_l die pro Zeiteinheit in den Brandraum einströmenden Frischluftmengen
- \dot{R} die pro Zeiteinheit umgesetzte Brandlast, welche die Energiefreisetzung bewirkt

Es ist zu beachten, dass dieses Modell den Fall einer Verbrennung außerhalb des Raumes (Flamme schlägt aus der Öffnung) nicht erfasst, und auch die Flammentemperatur selbst nicht bestimmt wird.

Im folgenden werden die Ausdrücke zu den einzelnen Anteilen der Massen- und Energiebilanzgleichung genauer spezifiziert und die physikalischen Grundlagen für die einzelnen Ansätze abgegeben.

2.3 Konvektionsenergie

Zur Bestimmung der durch den Gaswechsel aus dem Brandraum entweichenden Energie wurden im folgenden die Raten der ein- und ausströmenden Gase bestimmt. Das zugrundegelegte Strömungsmodell ist auf Abb. 2.2 verdeutlicht. In dem Modell wird die Strömung nach der Bernoulligleichung berechnet. Dabei wird in vertikaler (y-) Richtung die Bewegung der aufströmenden Luft vernachlässigt. Unter der Annahme von konstanten Werten für Dichte und Temperatur ergibt sich gemäß Abb. 2.2 ein statisches Gleichgewicht zwischen Druck- und Schwerkraft:

$$p(y) - p(y + dy) = \rho \cdot g \cdot dy \quad \text{Gl. (2.3)}$$

Nimmt man weiterhin an – und die Erfahrung zeigt, dass diese Annahme richtig ist –, dass im Brandraum eine sogenannte neutrale Ebenen ($y = 0$) existiert, auf deren Höhe Innen- und Außendruck (\tilde{p}) übereinstimmen, so erhält man für den statischen Innen- bzw. Außendruck:

$$\text{innen: } p_g = \tilde{p} - \rho_g \cdot g \cdot y \quad \text{Gl. (2.4)}$$

$$\text{ausen: } p_o = \tilde{p} - \rho_o \cdot g \cdot y \quad \text{Gl. (2.5)}$$

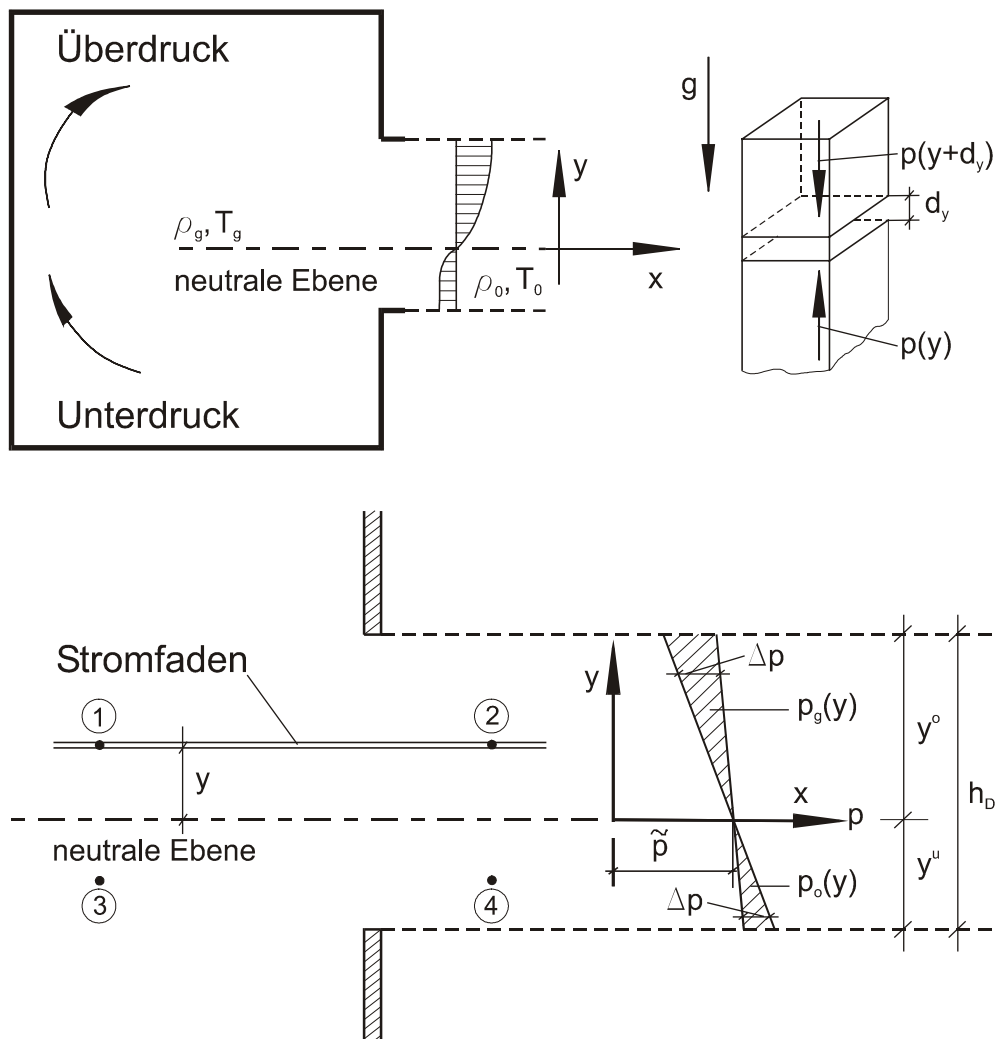


Abb. 2.2: Gaswechsel des Wärmebilanzmodells

Für die horizontale Richtung wird eine dynamische Gleichgewichtsbedingung nach der Bernoulligleichung aufgestellt. Für eine reibungsfreie Strömung entlang den Stromlinien gilt:

$$\left(\frac{v^2}{2} + U + P \right)_1 = \text{const} , \quad \text{Gl. (2.6)}$$

wobei U das Potential der Schwerkraft ist. P ist durch p/ρ definiert. Für horizontale Stromlinien $y = \text{const}$ ergibt sich $U = g \cdot y$, und man erhält aus Gl. (2.6)

$$\frac{v_1^2}{2} + \frac{p_1}{\rho_1} = \frac{v_2^2}{2} + \frac{p_2}{\rho_2} \quad \text{Gl. (2.7)}$$

Die Geschwindigkeit v_1 an der Stelle 1 (s. Abb. 2.2) ist voraussichtlich nicht sehr groß ($v_1^2/2 \ll p_1/\rho_1$), und man erhält für $\rho_1 = \rho_2$ aus Gl. (2.4), (2.5) und (2.7):

$$\frac{\tilde{p} - \rho_g \cdot g \cdot y}{\rho_g} = \frac{\tilde{p} - \rho_0 \cdot g \cdot y}{\rho_g} + \frac{v_2^2}{2} \quad \text{Gl. (2.8)}$$

Daraus ergibt sich die Geschwindigkeit des ausströmenden Gases zu

$$v_{gB} = \left(2 \cdot g \cdot y \cdot \left(\frac{\rho_0}{\rho_g} - 1 \right) \right)^{\frac{1}{2}} \quad \text{Gl. (2.9)}$$

Analog bestimmt sich die Geschwindigkeit der in x-Richtung in den Brandraum einströmenden Frischluftmenge.

$$v_1 = \left(2 \cdot g \cdot y \cdot \left(1 - \frac{\rho_g}{\rho_0} \right) \right)^{\frac{1}{2}} \quad \text{Gl. (2.10)}$$

Aus den Formeln für die Geschwindigkeitsverteilungen ergeben sich die pro Zeiteinheit austretenden Gasmengen \dot{m}_g und eintretenden Luftmengen \dot{m}_l . Für die Brandgase erhält man für eine Öffnung der Breite b_D und der Höhe h_D :

$$\dot{m}_g = c \cdot b_D \cdot \rho_g \int_0^{y^0} v_{gB} \cdot dy \quad \text{Gl. (2.11)}$$

worin c der Kontraktionskoeffizient ist, der die Kontraktion der Strömung an der Öffnung (Kontraktionsbeiwert bzw. Ausströmungsbeiwert) beschreibt.

Aus Gl. (2.10) erhält man für die Rauchgasabfuhr:

$$\dot{m}_g = \frac{2}{3} \cdot c \cdot b_D \cdot \rho_g \left(2 \cdot g \cdot \left(\frac{\rho_0}{\rho_g} - 1 \right) \right)^{\frac{1}{2}} \cdot y^{0^{\frac{3}{2}}} \quad \text{Gl. (2.12)}$$

und analog dazu für die Luftzufuhr:

$$\dot{m}_l = \frac{2}{3} \cdot c \cdot b_D \cdot \rho_0 \left(2 \cdot g \cdot \left(1 - \frac{\rho_g}{\rho_0} \right) \right)^{\frac{1}{2}} \cdot y^{0^{\frac{3}{2}}} \quad \text{Gl. (2.13)}$$

Bis hierher ist noch keine Aussage über die Höhe der neutralen Ebene (Nulllinie) oder gleichwertig damit über y^0 gemacht worden. Zur Bestimmung dieser Größe wird die Kontinuitätsgleichung Gl. (2.2) benutzt. Zur Verbrennung von R kg Brandgut werden bei stöchiometrischer Verbrennung \tilde{r} kg Luft benötigt, so dass $(R + \tilde{r})$ kg Verbrennungsprodukte entstehen. Wenn der Verbrennungsvorgang nicht stöchiometrisch ($\Phi \neq 1,0$) abläuft, ergibt sich:

$$R \text{ kg (Brennstoff)} + \frac{\tilde{r}}{\Phi} \text{ kg (Luft)} \rightarrow \left(R + \frac{\tilde{r}}{\Phi} \right) \text{ kg Verbrennungsprodukte} \quad \text{Gl. (2.14)}$$

Darin ist Φ der Luftverbesserungsfaktor. Es gilt:

$\Phi < 1,0$ Luftüberschuss

$\Phi > 1,0$ Luftmangel

Mit dieser Beziehung ergibt sich aus Gl. (2.2)

$$\frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_l} = 1 + \frac{\Phi}{r} \quad \text{Gl. (2.15)}$$

wobei $r = \tilde{r}/R$ die pro kg Brennstoff bei stöchiometrischer Verbrennung erforderliche Luftmenge in kg bedeutet ($\Phi = 1,0$). Die Abbrandrate \dot{R} ist i. a. eine Funktion der Art der Brandlast, der Geometrie, der Luftmenge usw. Nimmt man an, Φ/r sei bekannt, so ist die Lage der Nulllinie im Brandraum bestimmt, und an den zugehörigen Beziehun-

gen für y^o und y^u lassen sich dementsprechende Ausdrücke für \dot{m}_g und \dot{m}_l eliminieren. Mit Gl. (2.10) und (2.13) folgt daraus für die Lage der neutralen Ebene:

$$\frac{y^u}{h_D} = \frac{1}{1 + \left(\frac{\rho_0}{\rho_g} \left(\frac{r + \Phi}{r} \right)^2 \right)^{\frac{1}{3}}} \quad \text{Gl. (2.16)}$$

und

$$\frac{y^o}{h_D} = \frac{1}{1 + \left(\frac{\rho_g}{\rho_0} \left(\frac{r}{r + \Phi} \right)^2 \right)^{\frac{1}{3}}} \quad \text{Gl. (2.17)}$$

Man erhält für \dot{m}_g und \dot{m}_l somit die folgenden Ausdrücke:

$$\dot{m}_g = \frac{2}{3} \cdot c \cdot A_w \cdot h_D^{\frac{1}{2}} \cdot \frac{\rho_g \cdot \left(2 \cdot g \cdot \left(\frac{\rho_0}{\rho_g} - 1 \right) \right)^{\frac{1}{2}}}{\left[1 + \left(\frac{\rho_g}{\rho_0} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{r}{r + \Phi} \right)^{\frac{2}{3}} \right]^{\frac{3}{2}}} \quad \text{Gl. (2.18)}$$

$$\dot{m}_l = \frac{2}{3} \cdot c \cdot A_w \cdot h_D^{\frac{1}{2}} \cdot \frac{\rho_0 \cdot \left(2 \cdot g \cdot \left(\frac{\rho_g}{\rho_0} - 1 \right) \right)^{\frac{1}{2}}}{\left[1 + \left(\frac{\rho_0}{\rho_g} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{r + \Phi}{r} \right)^{\frac{2}{3}} \right]^{\frac{3}{2}}} \quad \text{Gl. (2.19)}$$

In diesen Gleichungen sind \dot{m}_g und \dot{m}_l nur als Funktion von r und ρ_g zu betrachten, alle übrigen Parameter sind als bekannte Größen anzusetzen. Nimmt man weiter an, dass die beteiligten Gase in hinreichend guter Näherung durch das ideale Gasgesetz beschrieben werden, so kann man noch die Ortsabhängigkeit des Druckes vernachlässigen und die Gasdichte in folgender Weise ausdrücken

$$\rho_g = \rho_0 \cdot \frac{T_0}{T_g} \quad \text{Gl. (2.20)}$$

so dass \dot{m}_g und \dot{m}_l auch als Funktionen von r und T_g ausgedrückt werden können.

Für einen Brandraum mit einer mittleren Temperatur $T_g = 1000$ K erhält man für den stöchiometrischen Abbrand von Holz ($r = 5.2$ kg Luft/kg Holz, $\Phi = 1.0$, $\rho_o = 1.205$, $T_o = 293$ K und $c = 0.7$) aus Gl. (2.19):

$$\dot{m}_l = 0,65 \cdot A_w \cdot \sqrt{h_D} \quad \text{Gl. (2.21)}$$

in kg/s, wenn A_w in m^2 und h_D in m eingesetzt werden. Es lassen sich somit für gegebene Stoffe und Brandraumtemperaturen problemlos die erforderlichen Luftmengen und die abströmenden Rauchgasmengen berechnen.

Sind in einem Gebäude mehrere Fenster unterschiedlicher Größe und Lage vorhanden, so muss die Lage der Nulllinie anhand eines Gleichungssystems bestimmt werden.

Die von den ausströmenden Gasen mitgeführte Energie wird gemäß

$$\dot{h}_l = (\dot{m}_l + \dot{R}) \cdot c_{p_g} \cdot (T_g - T_o) \quad \text{Gl. (2.22)}$$

berechnet. Die spezifische Wärmekapazität c_{p_g} wird als Funktion der Temperatur aufgefasst (ideale Gase).

2.4 Strahlung durch Öffnungen

Die Strahlung der heißen Gase aus dem Brandraum wird in Übereinstimmung mit den Angaben in der Literatur nach dem Stefan-Boltzmannschen Strahlungsgesetz

$$\dot{h}_o = A_w \cdot \sigma \cdot (T_g^4 - T_o^4) \quad \text{Gl. (2.23)}$$

σ : Strahlungskonstante des schwarzen Körpers: $\sigma = 5.67 \text{ W/m}^2\text{K}^4$

berechnet. Man gewinnt diese Formel aus der Vorstellung eines Strahlungsaustausches zwischen der Öffnung (Fenster) des Brandraumes und dem angrenzenden Halbraum der Luft. Dabei wird unterstellt, dass der Hintergrund der Öffnung eine einheitliche Temperatur T_g besitzt und als schwarzer Strahler aufgefasst werden kann. Die umgebende Luft wird als optisch dünn aufgefasst. In Anbetracht dessen, dass der Strahlungsverlust \dot{h}_o

nach Literaturangaben durchwegs weniger als 15 % der gesamten Energieverluste beträgt, wird diese Näherung als hinreichend genau angesehen.

2.5 Energieabsorption der Umfassungsbauteile

Die Umfassungsbauteile des betrachteten Brandraumes werden auf ihrer Innenseite infolge Konvektion und Strahlung erwärmt. Ein Teil der absorbierten Wärmeenergie wird auf der Außenseite durch die gleichen Mechanismen an die Umgebung abgegeben. Für die konvektiven Wärmeströme gilt das Newtonsche Gesetz der Wärmeübertragung

$$\text{innen: } q_i = \alpha_i \cdot A \cdot (T_g - T_w) \quad \text{Gl. (2.24)}$$

$$\text{außen: } q_a = \alpha_a \cdot A \cdot (T_{wa} - T_0) \quad \text{Gl. (2.25)}$$

Wichtig ist in diesem Zusammenhang die Bestimmung der Wärmeübergangszahl α , die vom Bewegungszustand der Gase, der Gastemperatur, der Gaszusammensetzung und auch von der Beschaffenheit der Oberflächen der Bauteile abhängt.

Ist der Wärmeübergang unter Anwendung der klassischen Gleichungen für freie Konvektion zu ermitteln, so gilt für horizontale Flächen:

$$\alpha_i = 1,52 \cdot (T_g - T_w)^{1/3} \text{ W/m}^2\text{K} \quad \text{Gl. (2.26)}$$

Für vertikale Flächen gilt:

$$\alpha_i = 1,30 \cdot (T_g - T_w)^{1/3} \text{ W/m}^2\text{K} \quad \text{Gl. (2.27)}$$

Nach unseren Erfahrungen sind die so ermittelten α -Werte durchweg zu klein. Nach Eurocode 2 gilt für den Brandraum:

$$\alpha_i = 25,0 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Für die Außenflächen gilt

$$\alpha_a = 5,0 \text{ W/m}^2\text{K}$$

darin ist kein Strahlungsanteil enthalten. Eine Auswertung der bei den Brandversuchen von Metz durchgeführten Wärmemessungen hat zu der folgenden empirischen Beziehung

$$\alpha_i = (7,38 + 0,00224 \cdot (T_g - 273)) \cdot w^{0,5} \quad \text{Gl. (2.28)}$$

geführt, d. h. neben einem geringen Einfluss aus der Gastemperatur T_g ist für den konvektiven Wärmeübergang die Gasgeschwindigkeit zu berücksichtigen.

Die Wärmeübertragung infolge Strahlung in Brandräumen ist nur schwer erfassbar, weil die Anwendung der bekannten theoretischen Beziehungen an grobe Vereinfachungen geknüpft werden muss, um mit vertretbarem Rechenaufwand zu entsprechenden Lösungen zu gelangen.

Bei realen Bränden liegen die Emissionszahlen der Gase zwischen 0,3 und 0,9. Aus Gründen der Zweckmäßigkeit wird hier ein von Eckbert angegebenes Strahlungsmodell verwendet, welches für einen grau strahlenden Gaskörper, der von einer grau strahlenden Umschließung umgeben ist, entwickelt wurde. Danach lässt sich der Wärmestrom aus

$$\dot{q}_i = \varepsilon_w \cdot \varepsilon_g \cdot \sigma \cdot (T_g^4 - T_w^4) \cdot A \quad \text{Gl. (2.29)}$$

bestimmen. Die resultierende Emission wird in der Praxis gemäß

$$\varepsilon_{\text{res}} = \varepsilon_w \cdot \varepsilon_g \quad \text{Gl. (2.30)}$$

zwischen 0,5 und 0,7 festgelegt. Die entsprechenden Werte in der Literatur stimmen damit etwa überein. Im Normbrandversuch nach DIN 4102 ist für die Gesamtemission dagegen durchweg von kleineren Werten auszugehen ($\varepsilon_{\text{res}} = 0,4$).

Die Unsicherheit bezüglich der Strahlungsberechnungen ist beträchtlich, weil im allgemeinen Fall Decken, Wände und Fußböden unterschiedliche Oberflächentemperaturen aufweisen, so dass der Ansatz nach Eckbert nur bedingt gültig ist. Weiterhin wird auch die Flammengröße und -verteilung den Wärmeübergang durch Strahlung beeinflussen.

Für eine bestimmte Bauteiloberfläche A_j lässt sich die absorbierte Energie aus

$$\dot{h}_w = A_j \cdot \left(\alpha_j (T_g - T_{wj}) + \varepsilon_{\text{res}} \cdot \sigma (T_g^4 - T_{wj}^4) \right) \quad \text{Gl. (2.31)}$$

berechnen. Die Wärmeabgabe \dot{h}_{wa} an der Außenseite wird analog berechnet. Die Gesamtemission $\varepsilon_{\text{ges,a}}$ ist mit 0,8 anzusetzen.

Die Wandtemperaturen T_{wj} müssen als weitere Unbekannte aufgefasst werden, d. h. zur Lösung des Problems ist eine weitere Gleichung erforderlich. Die Wärmeaufnahme und -leitung der Umfassungsbauteile wird unter Berücksichtigung der entsprechenden Anfangs- und Randbedingungen anhand der Fourierrechnung für eindimensionale Wärmeleitung

$$\frac{\partial T_w}{\partial t} = \frac{\lambda_w}{\rho_w c_{pw}} - \frac{\partial^2 T_w}{\partial x^2} \quad \text{Gl. (2.32)}$$

bestimmt. Die Anfangsbedingung zur Lösung der Gl. (2.32) ist:

$$\text{Zeit: } t = 0 \quad T_w(x) = 293 \text{ K},$$

d. h. die Bauteile haben Raum- bzw. Umgebungstemperatur.

Die Randbedingungen während des Brandverlaufes sind:

Zeit: $t > 0$

$$\text{innen: } \dot{q}_i = \dot{h}_w \text{ und } \dot{q}_i = -\lambda \cdot \frac{dT_w}{dx} \quad \text{Gl. (2.33)}$$

sowie

$$\text{außen: } \dot{q}_a = \dot{h}_{wa} \text{ und } \dot{q}_a = -\lambda \cdot \frac{dT_w}{dx} \quad \text{Gl. (2.34)}$$

Die in der Literatur benutzten Verfahren zur Lösung der partiellen Differentialgleichung beruhen darauf, dass die Raum- und Zeitvariablen diskretisiert werden, so dass Gl. (2.32) in ein System algebraischer Gleichungen umgeformt werden kann. Die verschiedenen Möglichkeiten, die Variablen zu diskretisieren, ergeben die sogenannten expliziten oder impliziten Lösungsansätze, die sich im wesentlichen durch ein unterschiedliches Konvergenzverhalten unterscheiden. Entsprechende Hinweise sind in der Literatur zu finden. Durch Kopplung von Gl. (2.32) mit den in Gl. (2.1) und (2.2) implizit enthaltenen Randwerten ist die Lösung der Fourierrechnung eindeutig bestimmt.

2.6 Wärmespeicherenergie in den Gasen des Brandraumes

Neben der im Zeitintervall $(t, t + \Delta t)$ aus dem Brandraum durch den Gaswechsel entweichenden Energie wird Energie benötigt, um die im Raum befindlichen Gase der Dichte ρ_g von der Temperatur $T_g(t)$ auf die Temperatur $T_g(t + \Delta t)$ zu erwärmen. Die Aufheizung des Raumes erfordert pro Zeiteinheit die Energie

$$\dot{h}_g = \rho_g \cdot v_R \cdot c_{pg} \cdot \frac{dT_g}{dt} \quad \text{Gl. (2.35)}$$

Bei kleineren Räumen ist der Term \dot{h}_g vergleichsweise klein. Im Zuge einer raschen Aufheizung des Brandraumes erreicht er jedoch die gleiche Größenordnung wie beispielsweise die Strahlung aus einer Fensterfläche, so dass sie nicht vernachlässigt werden kann.

2.7 Sonstige Energien

Es ist vorstellbar, dass im Brandraum vorhandene Behälter oder Einbauten im Falle eines Brandes als Wärmesenke wirken und dem Raum zunächst Energie entziehen. Diese Energie würde den Brandgasen entzogen werden und somit wie ein Wärmeabfluss wirken. Prinzipiell gelten für solche Fälle die Gl. (2.31) und (2.32), sodass darauf nicht im einzelnen eingegangen wird.

2.8 Brandleistung

Die für diese Wärmebilanzrechnung betrachtete Literatur unterscheidet sich im wesentlichen in den Ansätzen für \dot{h}_c , d. h. für die pro Zeiteinheit freigesetzte Energie. Dies ist bedingt durch die Komplexität eines Verbrennungsvorganges, die eine Differenzierung der verschiedenen Phasen des Brandgeschehens notwendig macht. Als Ausgangspunkt für die Brandleistung wird im einfachsten Fall der Ansatz

$$\dot{h}_c = \dot{R} \cdot H_u \quad \text{Gl. (2.36)}$$

Darin ist \dot{R} die Abbrandgeschwindigkeit in kg/h und H_u der Heizwert in kWh/kg. Eine wesentliche Verbesserung bezüglich der Brandleistung ergibt sich durch folgende Beziehung:

$$\dot{h}_c = \dot{m}_l \cdot \left(\frac{H_u}{r} \right) \cdot \zeta \quad \text{Gl. (2.37)}$$

worin ζ die Verbrennungseffektivität berücksichtigt.

Bei hinreichender Luftzufuhr ($\Phi < 1,0$) ist die Brandleistung durch

$$\dot{h}_c = \dot{R} \cdot H_u \cdot \zeta \quad \text{Gl. (2.38)}$$

gegeben. Der Grenzfall (stöchiometrische Verbrennung) ist durch die Bedingung

$$\frac{\dot{R} \cdot r}{\dot{m}_l} = \Phi \quad \left\{ \begin{array}{l} < \text{brandlastgesteuert} \\ > \text{ventilationsgesteuert} \end{array} \right. \quad \text{Gl. (2.39)}$$

gegeben. Diese theoretische Bedingung lässt sich in der praktischen Anwendung noch modifizieren, indem man annimmt, dass eine annähernd stöchiometrische Verbrennung erst bei bestimmtem Luftüberschuss möglich wird, wie aus dem Kessel- und Feuerungs-bau sehr wohl bekannt ist. Gl. (2.39) und (2.37) stimmen quasi überein, $\Phi = 0,8$ bedeutet z. B. 25 % Luftüberschuss.

Die vorgeschlagenen Formulierung besitzt zwei Vorteile. Solange der Brand ventilationsgesteuert ist ($\Phi \geq 1,0$), ist für die Brandleistung der Ausdruck H_u/r maßgebend. Dieser Wert ist nach Tab. 2.1 für viele Brennstoffe annähernd konstant, d. h. die pro kg Luft umgesetzte Energie ist nahezu unabhängig von der Vollständigkeit der Verbrennung.

Tab. 2.1: Stöchiometrischer Luftbedarf verschiedener Brennstoffe

Brennstoff	Heizwert	H_u/r
	kWh/kg	kWh/kg Luft
Holz	4,8	0,93
Steinkohle	9,3	0,814
PVC - weich	5,0	0,828
Polyethylen	12,2	0,814
Polystyrol	11,1	0,836
Poyurethan - hart	6,7	0,894
Benzin	11,9	0,884
Heizöl	11,7	0,890
Methan	13,9	0,808
Wasserstoff	33,6	0,977

Der zweite Vorteil von Gl. (2.37) liegt darin, dass es möglich wird für eine bestimmte Situation den Extremfall des Brandgeschehens theoretisch abzuschätzen. Im Fall einer stöchiometrischen Verbrennung wird die Brandlast „optimal“ ausgenutzt. Sofern keine zusätzlichen Mischungsverluste entstehen ($\zeta = 1,0$), muss davon ausgegangen werden, dass die Konvektionsverluste ein Minimum und die Bauteilbeanspruchungen ein Maximum erreichen. Sofern es also gelingt in einer bestimmten Konfiguration einen überwiegend stöchiometrischen Brandablauf z. B. rechnerisch zu simulieren, kann das Brandgeschehen, bezogen auf die Bauteilbeanspruchungen, als ungünstigster Fall eingestuft werden.

Die Bestimmung von \dot{R} in Gl. (2.39) ist schwierig, und je nach Brandgut sind unterschiedlichste Methoden vorgeschlagen worden. Es kann im Rahmen dieses Berichts jedoch auf eine Wiedergabe der verschiedenen Modelle verzichtet werden, weil die Ingenieurmethoden im Hinblick auf die Festlegung von Brandszenarien weit entwickelt sind, worauf in einem gesonderten Beitrag eingegangen wird.

3 Berechnung des Gaswechsels in Räumen mit Dachentlüftung

3.1 Voraussetzungen

Den im folgenden entwickelten Modellvorstellungen liegen die vereinfachenden Annahmen zugrunde, die in Abschnitt 2 bereits diskutiert sind.

Unabhängig von der angenommenen Brandabschnittsfläche und Brandraumhöhe wird im weiteren vorausgesetzt, dass

- die Gasströmung als reibungsfreie Strömung mit horizontalen und vertikalen Stromlinien, die sich gegenseitig nicht beeinflussen, nach Bernoulli ermittelt werden kann und
- die ideale Gasgleichung zur Beschreibung der Rauchgaszustände hinreichend genau ist.

Unter diesen Voraussetzungen lassen sich für den Gaswechsel im Brandraum vergleichsweise einfach Strömungsmodelle gewinnen. Weiterführenden Arbeiten im Rahmen von CFD – Codes werden hier nicht berücksichtigt, weil die Lösung der Navier-Stokes-Gleichung nach unserer Auffassung den Rahmen des für praktisch orientierte Fragestellungen erforderlichen Aufwandes weit überschreitet und zu kostenaufwendig ist.

3.2 Strömungsgleichungen

Unter Zugrundelegung der o. g. Voraussetzungen lassen sich die für den Gaswechselvorgang maßgebenden Gleichungen angeben (s. Abb. 3.1). Für die horizontal ausströmenden Gase gilt die Gl. (2.9).

$$v'_{\text{gB}} = \left(2 \cdot g \cdot h \cdot \left(\frac{\rho_0}{\rho_g} - 1 \right) \right)^{\frac{1}{2}} \quad \text{Gl. (3.1)}$$
$$\dot{m}_{\text{gg}} = \left(\frac{2}{3} \cdot \mathbf{b}_D \cdot (y^0)^{\frac{3}{2}} + A'_w \cdot (y^0 + h')^{\frac{1}{2}} \right) \cdot c_k \cdot \rho_g \cdot \left(2 \cdot g \cdot \left(\frac{\rho_0}{\rho_g} - 1 \right) \right)^{\frac{1}{2}} \quad \text{Gl. (3.2)}$$

The diagram illustrates a fire compartment with the following parameters and flows:

- Fire Source:** A fire at the bottom releases heat \dot{Q} and mass \dot{m}_g into the compartment.
- Compartment Temperature:** The gas temperature is T_g .
- Neutral Plane:** A dashed line labeled "neutrale Ebene" separates the upper and lower gas layers.
- Height and Distances:**
 - h : Height from the neutral plane to the ceiling.
 - y : Vertical distance from the neutral plane to a point in the upper layer.
 - y^o : Vertical distance from the neutral plane to the opening.
 - y^u : Vertical distance from the neutral plane to the lower boundary of the opening.
 - h_D : Total height of the opening.
- Mass Flows:**
 - \dot{m}_g : Mass flow rate of gas entering the compartment from the fire.
 - \dot{m}_g : Mass flow rate of gas exiting the compartment through the opening.
 - \dot{m}_l : Mass flow rate of liquid or solid material entering the compartment through the opening.
- Area and Velocity:**
 - A_w : Area of the opening.
 - A'_w : Area of the ceiling.
 - v_{gB} : Velocity of gas exiting the opening at the top boundary.
 - v_l : Velocity of liquid/solid material entering the opening at the bottom boundary.

Unter Berücksichtigung des Vollständigkeitsgrades der Verbrennung ergibt sich für die Verbrennungsbilanz:

$$\frac{(\dot{m}_g + \dot{m}'_g)}{\dot{m}_l} = 1 + \frac{\Phi}{r} \quad \text{Gl. (3.3)}$$

Woraus sich mit Gl. (2.13) und (3.2) eine Beziehung zur Berechnung der Lage der neutralen Ebene gewinnen lässt:

Gl. (3.4)

$$y^{u\frac{3}{2}} = \left(\frac{\rho_g}{\rho_0}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left((h_D - y^u)^{\frac{3}{2}} + A'_w \cdot \frac{3 \cdot (h_D - y^u + h')^{\frac{1}{2}}}{2 \cdot b_D} \right) - \frac{\dot{R}}{\frac{2}{3} \cdot c \cdot b_D \cdot \rho_0 \cdot \left(2g \cdot \left(1 - \frac{\rho_g}{\rho_0} \right) \right)^{\frac{1}{2}}}$$

Darin sind:

A'_w : Fläche der Dachöffnung in m^2

h' : Abstand Dachöffnung – neutrale Ebene in m

h_D : Höhe der Fensteröffnung in m

b_D : Breite der Fensteröffnung in m

Die Lage der neutralen Ebene lässt sich nicht explizit angeben, solange $A'_w > 0$ ist. Dieses bedeutet, dass im Rechenprogramm die neutrale Ebenen nach jedem Schritt iterativ bestimmt werden muss.

3.3 Sonderfälle

Die vorstehenden Überlegungen müssen noch erweitert werden, und zwar im Hinblick darauf, dass die Lage der neutralen Ebenen gemäß Abb. 3.2 im Fenster- und auch oberhalb des Fensterbereichs liegen kann.

Für die iterative Berechnung ist es erforderlich, vorab entsprechende Beurteilungskriterien aufzustellen, damit der Gasaustausch möglichst einfach zu berechnen ist. Sofern die neutrale Ebenen oberhalb der Fensteröffnung liegt (s. Abb. 3.2), wird die einströmende Luftmenge aus

$$\dot{m}_1 = \frac{2}{3} \cdot c_k \cdot b_D \cdot \rho_0 \cdot \left(2g \cdot \left(1 - \frac{\rho_g}{\rho_0} \right) \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left((h_D + y^o)^{\frac{3}{2}} - y^{o\frac{3}{2}} \right) \quad \text{Gl. (3.5)}$$

berechnet. In diesem Zusammenhang sollte erwähnt werden, dass die hier verwendeten Gleichungen für die Rauchabfuhr durch horizontale Öffnungen (RWA-Anlagen) allgemein verwendet werden. Bei einer gegebenen Rauchsicht mit konstanter Temperatur $> T_0$ und der Dicke h gilt ganz allgemein:

$$\dot{m}'_g = \frac{2}{3} \cdot c \cdot A'_w \cdot \rho_0 \cdot \frac{T_0}{T_g} \cdot \left(2g \cdot h \cdot \left(\frac{\rho_0}{\rho_g} - 1 \right) \right)^{\frac{1}{2}} \quad \text{Gl. (3.6)}$$

sodass sich bei vorgegebener Öffnungsfläche A'_w und bekannter Temperatur T_g der Rauchgase die ausströmenden Mengen unmittelbar berechnen lassen. Darin ist die aerodynamische Öffnungsfläche durch

$$A_{\text{aerodyn}} = c \cdot A'_w \quad \text{Gl. (3.7)}$$

gegeben.

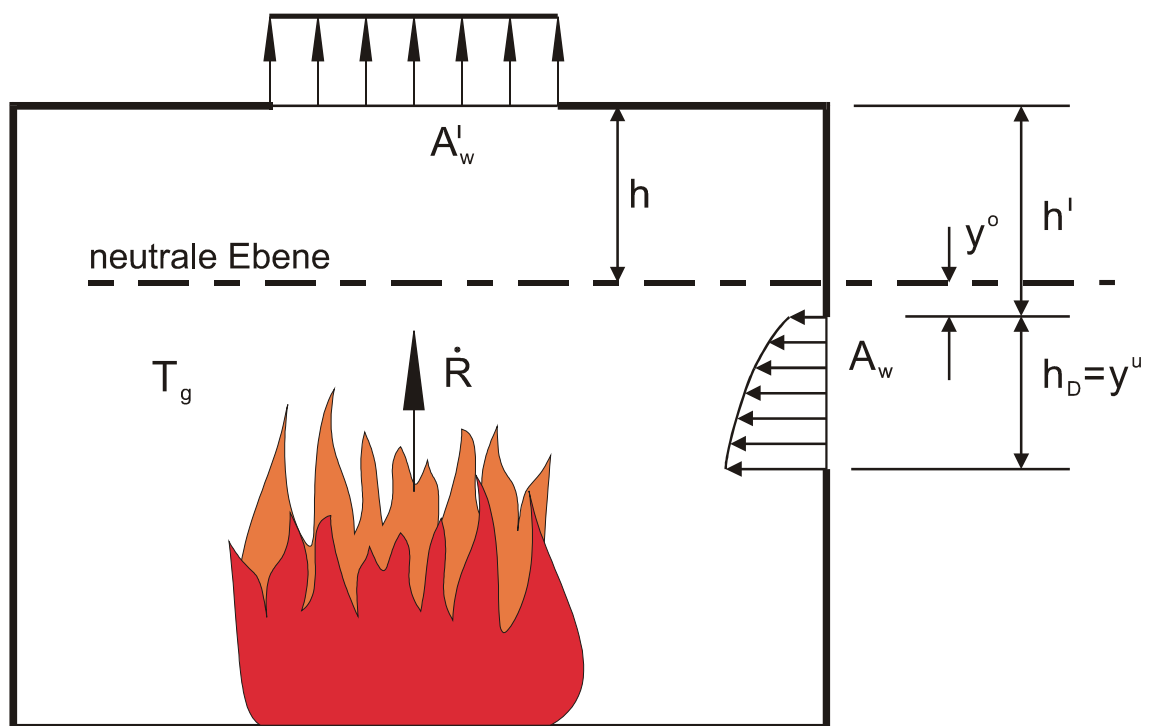


Abb. 3.2: Grenzfall beim Gaswechsel in Gebäuden mit Dachentlüftung

4 Grundlagen der Berechnung von Temperatur- und Rauchverteilungen in Gebäuden mit Mehrraum - Zonenmodellen

4.1 Modellierung des Brandraumes

Im Folgenden werden die physikalischen Grundlagen von Zonenmodellen beschrieben, wobei insbesondere auf die schon sehr weit entwickelten Mehrraumzonenmodelle eingegangen wird. Grundlage der vorliegenden Beschreibung ist das Brandsimulationsmodell MRFC (Multi-Room-Fire-Code), das besonders im deutschsprachigen Raum eingesetzt wird. Das Programm MRFC wurde erstmalig in [6] beschrieben. Inzwischen wurde es generell erweitert und dem Stand der Technik angepasst. Anhand zahlreicher Verifizierungen durch Nachrechnungen von Versuchsergebnissen und „blinden“ Vorausrechnungen von Experimenten konnte gezeigt werden, dass das Programm MRFC für die Unterstützung bzw. Anwendung von Ingenieurmethoden im Brandschutz gut geeignet ist.

Dem Programmpaket MRFC (**M**ulti-**R**oom-**F**ire-**C**ode) liegt ein Mehrraum-Mehrzonen-Modell zu Grunde, bei dem über eine Kopplung von nahezu beliebig zugeordneten Räumen mit jeweils mehreren Zonen, die das Brandgeschehen bestimmenden Parameter wie Gas- und Bauteiltemperaturen sowie Druckverteilungen und die daraus resultierenden Massenströme berechnet werden können. Beim Zwei-Zonen-Modell bestehen die beiden betrachteten Schichten im Raum aus Luft und Rauchgasen, für die jeweils eine homogene Temperaturverteilung angenommen wird. Die Massen- und Energieströme werden für den Brandbereich (Fireplume) sowie getrennt für beide Schichten im Raum formuliert und im Programm iterativ berechnet.

Grundlage des Brandraummodells ist ein rechteckiger Raum mit rechteckigen, vertikalen Seitenfenstern und Dachöffnungen als Ventilationsöffnungen, wie es die Abb. 4.1 verdeutlicht. Als Feuer wird ein lokaler Brand auf dem Boden des Raumes angenommen, wobei der Brandherd sich horizontal in zwei Richtungen ausbreiten kann. Der Brandverlauf wird entsprechend der Segmente im Brandraum in folgender Weise modelliert.

- I Der Brennstoff bzw. die Brandlast wird entzündet und brennt mit einer veränderlichen Abbrandrate \dot{R} unter Energiefreisetzung ab, bis das Feuer erlischt oder gelöscht wird.
- II Die durch die Energiefreisetzung entstandenen Verbrennungsgase steigen aufgrund der Dichteunterschiede zur umgebenden Luft nach oben und vermischen sich zum

Teil mit dieser. Hier im Plume verringern sich mit wachsender Höhe die Temperaturen und die Geschwindigkeit der Gase, während sich dagegen die Gesamtmasse und die Dichte erhöhen. Als Annahme gilt, dass die Verbrennung – d. h. der Bereich der leuchtenden Flamme – im Plume abgeschlossen ist und lediglich heiße Gase nach oben gelangen. Die leuchtende Flamme sendet Energie durch Strahlung aus (Flammenstrahlung). Die Hauptabstrahlungsrichtung ist die Normale zur Plumeachse. Der Feuerplume wirkt als treibende Kraft (Pumpe) im Raum.

III In der Heißgasschicht, die sich wegen der Dichteunterschiede zur Umgebungsluft unter der Brandraumdecke ausbildet, strömt die gesamte Masse der beim Brand entstehenden Rauchgase. Nachdem sich während des Brandes durch die einströmenden Gase eine gewisse Schichtung in der Heißgasschicht ausgebildet hat, wird im Modell eine sofortige und vollständige Durchmischung der Rauchgase angenommen, d. h. es wird für den Bereich der Gasschicht gleichmäßige Temperatur, Dichte und Zusammensetzung zu jedem betrachteten Rechenzeitschritt vorausgesetzt. Weiterhin wird keine Vermischung mit der darunter liegenden Kaltluft angenommen. In Abhängigkeit von der Abbrandgeschwindigkeit \dot{R} wächst die Gasschicht und beginnt, wenn sie die Höhe h' (s. Abb. 4.1) erreicht hat, wegen der Auftriebskräfte Gas aus den Fensteröffnungen und soweit eine Öffnung der RWA's erfolgt ist, auch aus den Dachöffnungen hinaus zu drücken.

IV Der Raum unter der Heißgasschicht wird durch normale Umgebungsluft ausgefüllt. Die Luft wird zur Verbrennung in Segment I und II benötigt. Sie wird über die Einmischung aus der Heißgasschicht, die Aufheizung durch den Fußboden und die angrenzenden Wände langsam erwärmt. Während eines Brandes gibt es verschiedene Möglichkeiten für die Massenänderung des Segmentes IV:

1. Zu Beginn des Brandes wirkt die Heißgasschicht wie ein Kolben, und kalte Luft wird unten aus dem Brandraum herausgedrückt.
2. Die Gasschicht erreicht die Höhe h' , und es beginnt Gas aus dem Fenster auszuströmen. Ebenso wird noch Luft des Segmentes IV nach außen gedrückt. (Die Dachöffnung wird als geschlossen betrachtet).
3. Es tritt ein Umschlag der Kaltluftströmungsrichtung ein. Heiße Gase strömen aus der Fensteröffnung aus, und kalte Luft wird durch den Feuerplume eingesaugt, damit die Gesamtmassenbilanz des Brandraumes erfüllt wird.

4. Bei zu starker Abbrandrate wächst die Heißgasschicht zu schnell; dadurch wird der Zufluss von kalter Luft durch die Größe der Öffnung reguliert. Man spricht dann von einem ventilations-gesteuerten Brand, da nicht genug Sauerstoff für eine vollständige Verbrennung in ausreichender Menge zur Verfügung steht.

V Die Decke des Brandraumes ist die Fläche hinter der Gasschicht des Segments III. Sie setzt sich zusammen aus der Decke des Raumes und den Teilen der Seitenwände, die von der Gasschicht ebenfalls überdeckt werden. Da die Gasschicht in ihrer Höhe von den Ventilationsöffnungen und der Abbrandrate abhängt, verändert sich ebenso die Größe der Segmentfläche V. Die Wärmeverluste durch die Decke und Wände werden durch die Fourier-Gleichung beschrieben. Die Belastung der Innenoberfläche erfolgt durch Wärmestrahlung, die von allen Segmenten des Brandraumes herrührt und von konvektiven Einflüssen zwischen Gas und Wand.

VI Die Bodenfläche des Brandraumes ist die Fläche hinter der kalten Luftschicht (Segment IV). Die Aufheizung dieses Segments erfolgt lediglich durch Wärmestrahlung. Durch konvektive Einflüsse zwischen Boden VI und kalter Luftschicht IV wird die Luftschicht erwärmt.

Im Falle, dass die Heißgasschicht die Flashover-Temperatur erreicht oder der Brandherd sich fast vollständig (ca. 80 %) über den Boden ausgebreitet hat, geht der Brand in den Vollbrand über d. h. die Brandsimulation im MRFC-Modell erfolgt wie in Abschnitt 3 beschrieben.

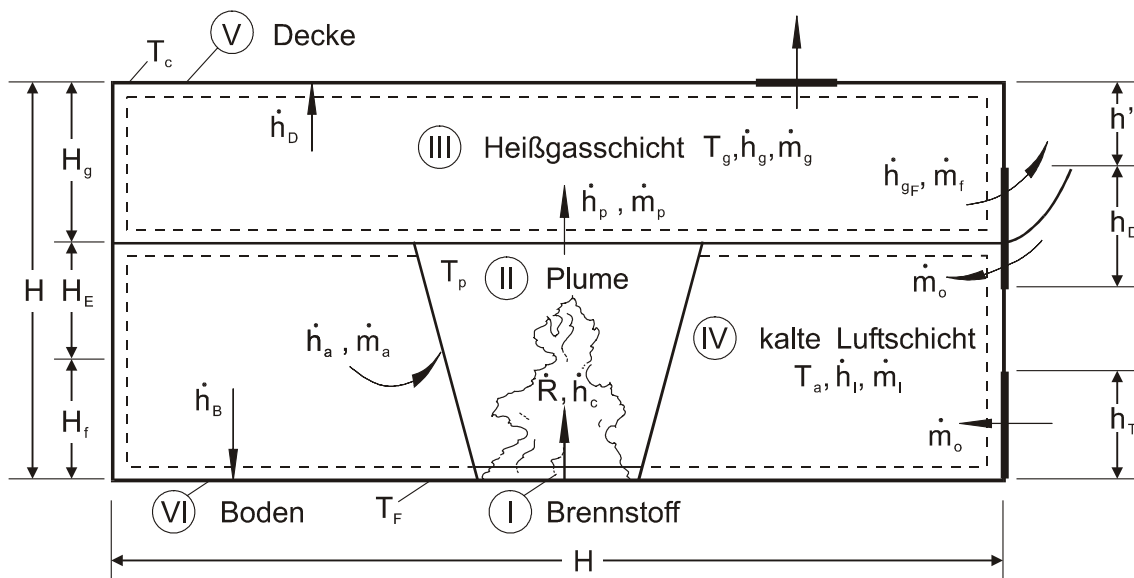


Abb. 4.1: Brandraummodell mit Geometrie, Segmenten, Massen- und Energieströmen

Ziel dieser Brandraummodellierung ist es, die Prozesse zu beschreiben, die in den einzelnen Segmenten ablaufen und ebenso die gegenseitige Beeinflussung der Brandraumsegmente untereinander. Dazu werden die Zustände im Segment durch Gleichungen beschrieben, die untereinander verknüpft sind. Die Zustände im Brandraum werden zeitabhängig dargestellt, so dass die Entwicklung des Feuers, die Abbrandrate, die Temperaturerhöhung, die Änderung der Massenströme und die örtlichen Wärmestromdichten erfasst werden. Die meisten verwendeten Gleichungen sind vom einfachen algebraischen Typ, einige sind gewöhnliche Differentialgleichungen erster Ordnung, und zum Aufheizen der Decke, des Fußbodens und der Wände wird die Fourier-Gleichung verwendet.

4.2 Modellierung von Raumsystemen

Wird nunmehr der Brandraum mit anderen Räumen und der Umgebung verbunden, ergibt sich ein Mehrraum–Zonenmodell. Es wird jedoch stets angenommen, dass das Feuer im Brandraum verbleibt, d. h. es gibt einen Brandraum und angrenzende Räume, die mit heißen Rauchgasen oder Rauchgasschichten gefüllt oder teilweise gefüllt sind.

Auf der Abb. 4.2 ist ein Element des Modells mit unterschiedlichen Annahmen für den betreffenden Raum dargestellt. Dabei ist der Raum im Aufriss aus einer betrachteten Mehrraumgeometrie herausgeschnitten. Je nach Brandverlauf sind für die Berechnungen unterschiedliche Annahmen für den Gaskörper zu treffen. Dieser ist bei einem vorhandenen beziehungsweise in der Ausbildung begriffenen Brand in zwei Gaskörper (Fälle 2a, 2b und 3a, 2b und 3) aufgeteilt. Sonst wird für jeden Raum eine einzige Schicht mit homogener Temperaturverteilung berücksichtigt (Fälle 1 und 4). Der eigentliche Flammenbereich wird gesondert behandelt (nur im Brandraum).

Je nach Ventilationsverhältnissen und Brandverlauf können in den einzelnen Räumen somit eine, zwei oder drei Zonen vorliegen, womit das Brandgeschehen abgebildet wird. Im Modell werden folgende Fälle unterschieden (vgl. Abb. 4.2):

- Fall 1: Der Raum besteht aus einer einzigen kalten Schicht, die noch nicht ver-raucht ist. Das ist der Ausgangszustand für alle Räume. Er gilt solange, bis evtl. ein Zustrom von Brandrauch aus bereits verrauchten Nachbarräumen stattfindet.
- Fall 2a: Bei Brandbeginn bildet sich im Brandraum zunächst der Plume aus, der sich allmählich flächenartig ausbreitet. Der Raum besteht dabei solange aus einem heißen Plume sowie einer kalten Schicht über die gesamte Hallenhöhe, bis der betrachtete Bereich über dem Brandherd soweit erwärmt ist, dass sich ein Ceiling Jet ausbilden kann.

- Fall 2b: Ausgehend von Fall 2a breitet sich daran anschließend der Brandrauch in Form eines sogenannten Ceiling Jet aus. Dabei bildet sich eine Brandrauchfront mit variabler Schichthöhe, die mit der Zeit den gesamten Deckenbereich der Halle ausfüllt. Dabei werden für den oberen Teil des Plumes und dem Ceiling Jet die gleichen homogenen Temperaturen angenommen.
- Fall 3a: Der Brandraum besteht aus einem heißen Plume (Flammenzone und Brandrauchzone) und einer Brandrauchschicht mit einer homogenen Mischtemperatur, sowie einer sich langsam erwärmenden unteren Schicht mit ebenfalls homogenen Temperaturen. Im Programm wird berechnet, ob es unter diesen Bedingungen vorher zu einem Flashover im Raum kommt. Im Extremfall verschwindet die untere erwärmte Schicht, d. h. es kommt zu einem Vollbrand in dem Raum.
- Fall 3b: Bei diesem Raum fehlt der durch den Brand bedingte Plume. Durch Zustrom von Brandrauch aus bereits verrauchten Räumen hat sich jedoch eine Brandrauchschicht der Höhe z gebildet.
- Fall 4: Der Raum besteht nur aus einer verrauchten heißen Schicht. Dies trifft dann zu, wenn die Brandfläche die gesamte Grundfläche der Halle bedeckt oder sich die Brandrauchschicht über die gesamte Hallenhöhe erstreckt (Vollbrand).

Als unbekannte Größen gehen in das Rechenmodell in den dargestellten Fällen 2 und 3 für jeden Raum i folgende physikalische Größen in die Berechnung ein:

- Gastemperatur der heißen Zone $T_{g1,i}$
- Gastemperatur der warmen Zone $T_{g2,i}$
- Höhe der Brandrauchschicht z_i
- Druck am Fußboden $p_{u,i}$

Mit diesen Unbekannten lassen sich alle Energie- und Massenströme bestimmen. Für die Berechnung der Decken-, Fußboden- und Wandtemperaturen muss raumweise zusätzlich für jedes Bauteil die Fourier-Gleichung gelöst werden. Die Kopplung zwischen einzelnen Räumen erfolgt dadurch, dass die Abflüsse aus den angekoppelten Räumen als Zuflüsse der vorgeschalteten Räume wieder in die Bilanz eingehen. Die Verbindung zwischen den Brandrauchschichten und den kalten Schichten wird über Einmischströme und somit über die Bilanz des Plumes hergestellt.

Zur Lösung stehen für jede Schicht eine Massen- und eine Energiebilanz zur Verfügung. Das entstehende umfangreiche Gleichungssystem wird mit einer modifizierten Powell Hybrid Methode gelöst. Ausgehend von einem Startwert (alter Zustand) werden dabei die Unbekannten solange variiert, bis alle Gleichungen mit einer vorgegebenen Genauigkeit erfüllt sind. Räume im Sinne des Rechenprogramms können sein:

- Brandabschnitte, Brandbekämpfungsabschnitte,
- einzelne baulich ausgebildete Räume,
- Hallenbereiche oder Räume die durch
 - Einbauten,
 - Teilabtrennungen,
 - virtuelle Trennungen
 in miteinander verbundene Raumbereiche unterteilbar sind.

Letzteres ist gegeben, wenn die Halle zumindest teilweise durch im Raum angeordnete Unterzüge oder Einbauten in verschiedene Bereiche unterteilt ist. Solche Bereiche werden im folgenden als „virtuelle“ Räume oder Raumbereiche bezeichnet.

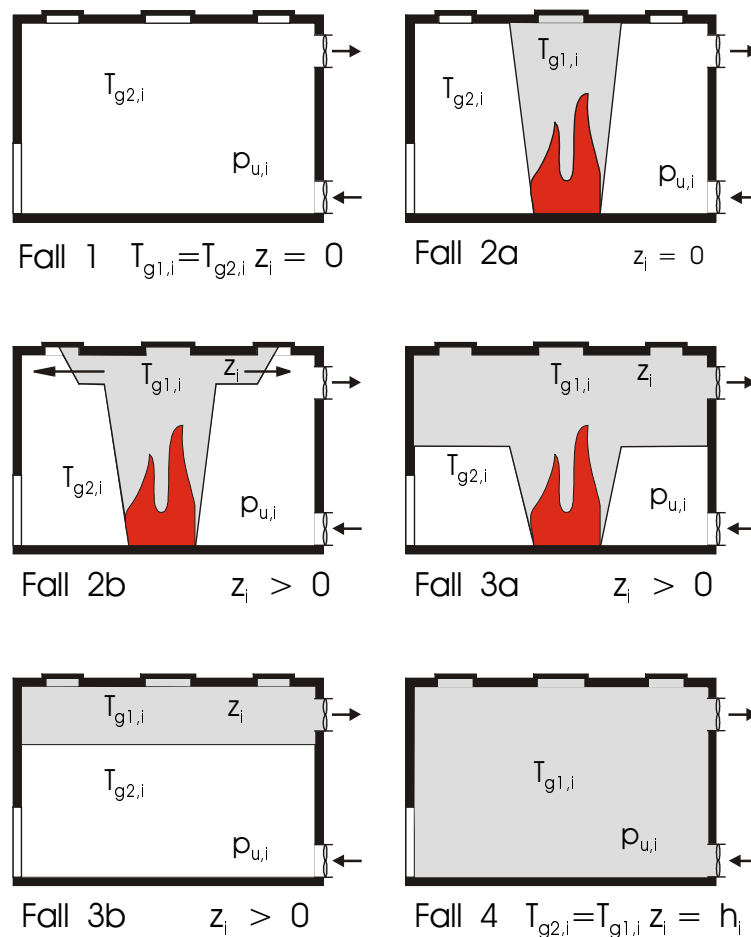


Abb. 4.2: Typische Raumelemente bei einer Mehrraumbetrachtung gemäß MRFC 2.5 mit unterschiedlicher Aufteilung des Brandherdes und Brandrauches bzw. der Raumtemperaturen je nach Brandverlauf nach [2]

4.3 Modellierung der Massenbilanz im Brandraum

Unter der Voraussetzung, dass in dem betrachteten Raumbereich zwei Schichten und der Brandherd vorliegen, ergeben sich die folgenden Gleichungssysteme:

- a) Die beiden Massenbilanzen, die gelöst werden, lauten für den Raum i bei zwei Zonen (vgl. Abb. 4.3):

für die Brandrauchschicht

$$dm_{1,i} / dt + \sum \dot{m}_{s,ij} - \sum \dot{m}_{s,ji} - \dot{m}_{e1,i} + \dot{m}_{e2,i} - \dot{R}_i = 0 \quad \text{Gl. (4.1)}$$

für die untere Gasschicht

$$dm_{2,i} / dt + \sum \dot{m}_{a,ij} - \sum \dot{m}_{a,ji} - \dot{m}_{e1,i} + \dot{m}_{e2,i} = 0 \quad \text{Gl. (4.2)}$$

Darin sind:

$dm_{1,i}$ Massenstromänderungen der Rauchgasschicht im Raum i

$dm_{2,i}$ Massenstromänderungen der unteren Gasschicht im Raum i

$\dot{m}_{a,ij}$ Massenströme an Öffnungen in der unteren Gasschicht von Raum i nach Raum j

$\dot{m}_{a,ji}$ Massenströme an Öffnungen in der unteren Gasschicht von Raum j nach Raum i

$\dot{m}_{s,ij}$ Massenströme an Öffnungen in der oberen Gasschicht von Raum i nach Raum j

$\dot{m}_{s,ji}$ Massenströme an Öffnungen in der oberen Gasschicht von Raum j nach Raum i

$\dot{m}_{e1,i}$ Massenströme durch Einmischung in den Plume i

$\dot{m}_{e2,i}$ Massenströme der Verbrennungsluft der Brandquelle i

\dot{R}_i Massenstrom der Verbrennungsprodukte des brennbaren Stoffes der Brandquelle i

Für den Brandraum sind in Abb. 4.3 die Massenströme exemplarisch dargestellt, die in die Berechnungen eingehen. Die Massenströme zwischen den einzelnen Räumen und der Umgebung können im Programm zur Zeit in folgender Form berücksichtigt werden:

- Massenströme durch vertikale Öffnungen,
- Massenströme durch horizontale Öffnungen,
- Massenströme durch Schächte, Kanäle,
- Zwangsmassenströme (Zu- und Abluftventilatoren),

- geregelter Zwangsmassenstrom in Abhängigkeit von einer vorgegebenen stöchiometrischen Verbrennung.

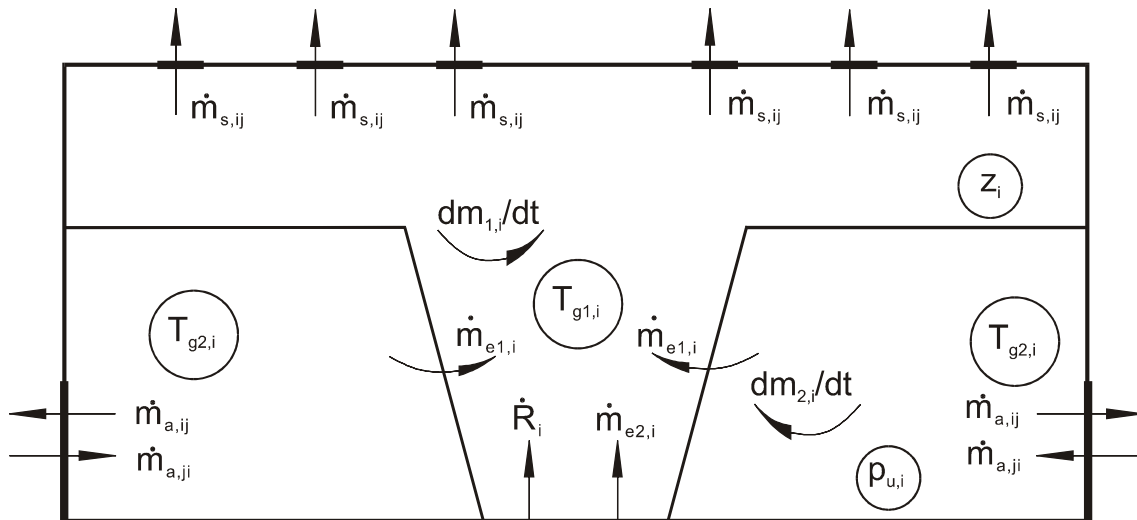


Abb. 4.3: Massenbilanzen und Massenströme für Brandraum im Modell MRFC

4.4 Modellierung der Energiebilanz im Brandraum

Unter der Voraussetzung, dass in dem betrachteten Raum zwei Schichten und ein Brandherd vorliegen, ergeben sich die folgenden Gleichungssysteme:

b) Energiebilanz für die heiße Gasschicht des Raumes i:

$$dh_{1,i} / dt + \dot{h}_{ab1,i} - \dot{h}_{zu1,i} = 0 \quad \text{Gl. (4.3)}$$

In der Energiebilanz sind folgende Terme enthalten:

Energieabflüsse:

$$\dot{h}_{ab1,i} = \sum \dot{h}_{s,ij} + \sum \dot{h}_{01,ij} + \sum \dot{h}_{wn,i} + \sum \dot{h}_{sv1,i} + \dot{h}_{r,i} \quad \text{Gl. (4.4)}$$

Energiezuflüsse:

$$\dot{h}_{zu1,i} = \dot{h}_{c1,i} + \sum \dot{h}_{s,ji} + \sum \dot{h}_{01,ji} + \dot{h}_{sp1,i} \quad \text{Gl. (4.5)}$$

Für die untenliegende Gasschicht lautet die Energiebilanz:

$$\frac{dh_{2,i}}{dt} + \dot{h}_{ab2,i} - \dot{h}_{zu2,i} = 0 \quad \text{Gl. (4.6)}$$

Energieabflüsse:

$$\dot{h}_{ab2,i} = \sum \dot{h}_{a,ij} + \sum \dot{h}_{02,ij} + \sum \dot{h}_{wn,i} + \sum \dot{h}_{sv2,i} \quad \text{Gl. (4.7)}$$

Energiezuflüsse:

$$\dot{h}_{zu2,i} = \dot{h}_{sp2,i} + \sum \dot{h}_{a,ji} + \sum \dot{h}_{02,ji} \quad \text{Gl. (4.8)}$$

Darin sind:

- $dh_{1,i}$ Energieänderungen der heißen Schicht im Raum i
- $dh_{2,i}$ Energieänderungen der unteren Gasschicht im Raum i
- $h_{ab1,i}$ Energieabflüsse aus der Rauchgasschicht im Raum i
- $h_{zu1,i}$ Energiezuflüsse in die Rauchgasschicht im Raum i
- $h_{ab2,i}$ Energieabflüsse aus der unteren Gasschicht im Raum i
- $h_{zu2,i}$ Energiezuflüsse in die untere Gasschicht im Raum i
- $h_{s,ij}$ Konvektionsenergie der aus der heißen Schicht des Raumes i in den Raum j strömenden Gase
- $h_{s,ji}$ Konvektionsenergie der in die heiße Schicht des Raumes i aus dem Raum j strömenden Gase
- $h_{a,ij}$ Konvektionsenergie der aus der unteren Schicht des Raumes i in den Raum j strömenden Gase
- $h_{a,ji}$ Konvektionsenergie der in die untere Schicht des Raumes i aus dem Raum j strömenden Gase
- $h_{01,ij}$ Strahlungsenergie aus der heißen Schicht des Raumes i in den Raum j
- $h_{01,ji}$ Strahlungsenergie in die heiße Schicht des Raumes i aus dem Raum j
- $h_{02,ij}$ Strahlungsenergie aus der unteren Schicht des Raumes i in den Raum j
- $h_{02,ji}$ Strahlungsenergie in die untere Schicht des Raumes i aus dem Raum j
- $h_{wn,i}$ Energieaustausch mit dem n-ten Umfassungsbauteil des Raumes i
- $h_{sv1,i}$ Energieaustausch der heißen Schicht mit Einbauten des Raumes i
- $h_{sv2,i}$ Energieaustausch der unteren Schicht mit Einbauten des Raumes i
- $h_{sp1,i}$ Abstrahlungsverluste des Plumes an die obere Schicht im Raum i
- $h_{sp2,i}$ Abstrahlungsverluste des Plumes an die untere Schicht im Raum i
- $h_{r,i}$ durch Strahlung aus der heißen Schicht an Teile der unteren Schicht abgegebene Energie im Raum i
- $h_{c1,i}$ durch Verbrennung in die heiße Schicht eingetragene Energie im Raum i

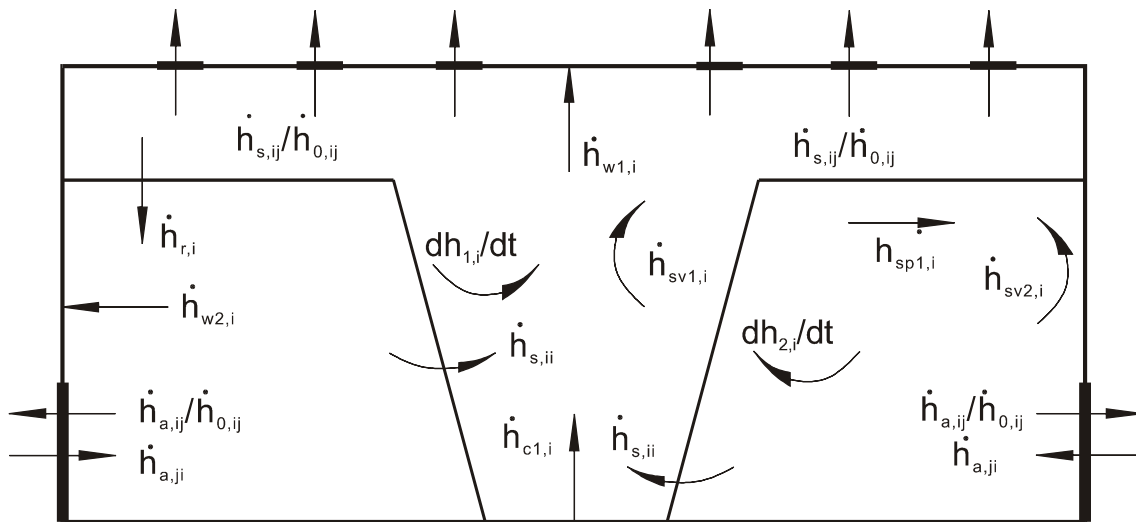


Abb. 4.4: Energiebilanzen und Energieströme für den Brandraum im Modell MRFC

Für den Brandraum sind in Abb. 4.4 die Energieströme exemplarisch dargestellt, die in die Berechnungen eingehen. Die Energiefreisetzung, d. h., die pro Zeiteinheit freigesetzte Wärmemenge wird über die zur Verfügung stehenden Abbrandmodelle berechnet, wobei in Abhängigkeit von der zur Verfügung stehenden Sauerstoffmenge entweder ein vollständiger oder ein unvollständiger Abbrand berücksichtigt wird. Die Energiezufuhr entspricht daher bei vollständiger Verbrennung dem Wärmepotential des Brandgutes und bei unvollständiger Verbrennung dem Wärmepotential der Brandgutmenge, die aufgrund der chemischen Zusammensetzung mit der zur Verfügung stehenden Sauerstoffmenge vollständig verbrannt werden kann.

Neben der Energiefreisetzung werden die Energieströme aus Konvektion und Strahlung

- der Rauchgase und Flamme, die durch Öffnungen oder über maschinelle Rauchabzugsanlagen abgeführt werden,
- die innerhalb des Gebäudes von den Rauchgasschichten an die Bauteile abgegeben werden,
- sowie die Strahlung der Flamme

berücksichtigt.

In die Energiebilanzen der einzelnen Gasschichten gehen darüber hinaus weitere Energieverluste, z. B. an vorhandene Einbauten oder über Brandbekämpfungsmaßnahmen, z. B. durch Sprinkleranlagen sowie die Änderung der in den Gasschichten gespeicherten Wärme in die Berechnung ein. Auf die Beschreibung dieser speziellen Programmteile wird hier nicht eingegangen.

Für die Bestimmung der Abbrandrate bzw. Energiefreisetzung stehen im Programm MRFC umfangreiche Abbrandmodelle zur Verfügung - diese sind:

- Vorgabe einer Abbrandfunktion über drei Zeitbereiche,
- Vorgabe der Energiefreisetzung über bis zu 100 Stützstellen, zwischen denen linear oder durch Spline-Funktionen interpoliert wird,
- geometrieabhängiges Abbrandmodell für Holzkrippen,
- temperatur- und ventilationsabhängiges Ölbrandmodell,
- temperatur- und ventilationsabhängiges Kabelbrandmodell,
- zeitabhängiges Ausbreitungsmodell für flächenartige Brände.

Eingabewerte sind u. a. der Heizwert, die Ausbreitungsgeschwindigkeit des Brandes, die spezifischen Abbrandraten und die Brandgutzusammensetzung. Einen wesentlichen Einfluß auf die Ergebnisse der Brandsimulation hat die Bestimmung der pro Zeiteinheit in Wärmeenergie umgesetzten Menge an Brandgut. Im Zuge der Berechnung wird automatisch geprüft, ob und inwieweit Sauerstoff für eine vollständige Verbrennung des Brandgutes zur Verfügung steht. Wenn genügend Sauerstoff vorhanden ist, findet im wesentlichen eine Verbrennung mit Luftüberschuss statt und der Brandablauf ist brandlastgesteuert. Bei Sauerstoffmangel findet dagegen ein ventilationsgesteuerter Brand statt. Dieser führt zu einer unvollständigen Verbrennung, bei der u.a. größere Mengen von CO und gasförmige, unverbrannte Kohlenstoffverbindungen in die Rauchgase gelangen. Ebenso fallen je nach Art des Brandgutes Ruß und Asche an. Im Programm MRFC 2.5 wird automatisch kontrolliert, welche Brand- bzw. Sauerstoffbedingungen jeweils vorliegen.

4.5 Modellierung der Flammen und des Feuerplumes

Häufig werden Brandformen durch kreisähnliche oder rechteckige Brandflächen mit etwa gleich großen Kantenlängen angenähert. Die Masseneinsaugung in den Feuerplume wird mit unterschiedlichen Ansätzen beschrieben. Dies ist davon abhängig, ob der Brandnahbereich (engl. „near-field“) im Bereich der Flammen, der Übergangsbereich oder der Ähnlichkeitsbereich (engl. „far-field“), in dem die Verbrennung abgeschlossen ist, beschrieben werden. Von weiterem Einfluss ist die flächenmäßige Ausdehnung der Brandquelle, je nach dem, ob eine quasi-punktförmige oder eine flächig verteilte Brandfläche zu betrachten ist.

In der Literatur wurden vor allem punktförmige Brandquellen wissenschaftlich untersucht. Es wurde festgestellt, dass sich die Masseneinsaugung im Ähnlichkeitsbereich („far-field“) durch eine Potenzfunktion darstellen lässt, in der Potenzen der Aufstieghöhe und des Wärmeeintrages in der Flamme die Masseneinsaugung bestimmen. Hierbei war vorausgesetzt, dass es sich um eine kleine Wärmequelle (engl. „weak plume“)

handelt und ein fernab von der Wärmezeugung gelegener Bereich betrachtet wird. Für flächig verteilte Brandlasten konnten diese Ansätze erweitert werden, indem man das Konzept des virtuellen Ursprungs einführte, der im wesentlichen zu einer Korrektur der Aufstiegshöhe in der entsprechenden Gleichung für die punktförmige Brandquelle führte.

Hiervon unterscheidet sich ein Berechnungsansatz, bei dem die Massenansaugung als Funktion des Brandumfangs (geometrisch: Umfang der Brandfläche) und der Aufstiegshöhe beschrieben wird. Dies ist aufgrund von Versucherfahrungen mit brennenden Holzkrippen dann möglich, wenn der Rauchgasmassenstrom kurz oberhalb der Flammen in die Rauchschiicht eintritt.

Für die praktische Anwendung ist eventuell eine Erweiterung auf andere Geometrien wie linienförmige Quellen, Ausströmen von Rauchgasen aus Brandräumen durch Öffnungen in einen größeren Raum und andere erforderlich.

Mittels Ähnlichkeitsbetrachtungen wurden die wesentlichen Kennzahlen ermittelt, welche maßgeblich sind für die erforderlichen Brandkenngrößen wie z. B. die Flammenlänge und Rauchgasmenen. Von Zukoski wurde als Kennzahl eine dimensionslose Wärmefreisetzungsrate Q^* definiert, welche der Quadratwurzel einer Froudezahl entspricht.

$$Q^* = \frac{\dot{Q}}{\rho_{\infty} \cdot c_{p\infty} \cdot T_{\infty} \sqrt{g \cdot D \cdot D^2}} \quad \text{Gl. (4.9)}$$

Darin sind:

\dot{Q} : Brandleistung in kW bzw. kJ/s

ρ : Dichte der Luft bei 20 °C in kg/m³

$c_{p\infty}$: spez. Wärmekapazität der Luft bei 20 °C in kJ/kgK

T_{∞} : Umgebungstemperatur in K

g : Erdbeschleunigung: $g = 9.81 \text{ m/s}^2$

D : Brandherd- bzw. Plumedurchmesser

Die Froudezahl $Fr = u^2/gl$ als dimensionslose Kennzahl gibt das Verhältnis von Trägheitskräften zu Auftriebskräften wieder. Eine große Froudezahl kennzeichnet Flammen (Strömungen), die mit hohem Anfangsimpuls aus Düsen austreten, weshalb für die Strömungsgeschwindigkeit des Strahls zunächst die Strömungsgeschwindigkeit der Brennstoffzufuhr maßgebend ist. Eine kleine Froudezahl kennzeichnet hingegen Flammen (Strömungen) mit geringem Anfangsimpuls, d. h. die Strömungsgeschwindigkeit des Strahls resultiert überwiegend aus dem Auftrieb durch die Verbrennung wie dies z. B. bei der Verbrennung von Flüssigkeiten in Wannen oder von Lagergütern der Fall

ist. Eine Froudezahl $Fr = 1$ weist auf ausgeglichene Anteile von Auftriebskraft und Trägheitskraft hin.

Eine weitere dimensionslose Kennzahl zur Beschreibung des Verhältnisses beider Kräfte (Auftriebskraft, Trägheitskraft) ist die Archimedes-Zahl. Diese Archimedes-Zahl ist ein Reziprokwert der entsprechenden Froudezahl, da dort im Gegensatz zur Froudezahl der Quotient aus Auftriebskraft durch Trägheitskraft gebildet wird. Große Archimedes-Zahlen entsprechen also Auftriebsströmungen mit kleinem Anfangsimpuls und hohem Auftriebsanteil, kleine Archimedes-Zahlen kennzeichnen Strömungen mit dem gegenüber vergleichsweise hohem Anfangsimpuls.

Aus Versuchen wurde ermittelt, dass die Abhängigkeit der (sichtbaren) Flammenlänge z_{fl} von der Froudezahl (Q^* in der obigen Definition) im wesentlichen durch drei Gleichungen wiedergegeben werden kann, die sich auf verschiedene Froudezahlbereiche beziehen:

„Froudezahl“ Q^*	„Flammenlänge“ z_{fl}/D	
Trägheitseinfluss \ll Auftriebseinfluss: $Q^* \leq 0,1$	$z_{fl}/D \propto (Q^*)^2$	Gl. (4.10)

Trägheitseinfluss $<$ Auftriebseinfluss: $0,1 \leq Q^* \leq 1,0$

Übergangsbereich

Trägheitseinfluss $>$ Auftriebseinfluss: $1,0 \leq Q^*$	$z_{fl}/D \propto (Q^*)^{2/5}$	Gl. (4.11)
---	--------------------------------	------------

Der Referenzdurchmesser D bezieht sich in den obigen Gleichungen auf den Flammen- oder Brandherddurchmesser.

Der Bereich der Flamme wird im Programm MRFC gesondert behandelt, das Volumen des Feuerplumes wird der oberen Brandrauchschicht zugerechnet. Die Flammenlänge wird berechnet, die Flammentemperatur geht nicht in die Berechnung ein, d. h., die Flammenstrahlung ist der Eingabewert (als Prozentanteil der Gesamtenergie) im Programm, welcher im Brandraum über eine Strahlungsberechnung verteilt wird.

Die Ausbildung von Feuer und Rauch oberhalb einer brennenden Oberfläche wird generell in drei Bereiche unterteilt:

- die Flammenzone (Nahfeld des Brandes), sie besteht aus einer ständigen Flamme und einem beschleunigten Strom brennender Gase;
- die intermittierende Flammenzone ist der Bereich vorübergehender Flammenbildung mit nahezu konstanter Strömungsgeschwindigkeit;
- der Feuerplume ist ein Bereich mit abnehmender Strömungsgeschwindigkeit und Temperatur bei zunehmender Höhe.

In Abb. 4.5 sind die Ausbildung der Flamme und des Plumes schematisch dargestellt. In der Praxis wird der Brandbereich entweder als Punktquelle aufgefasst, oder dem Feuerplume wird ein sogenannter virtueller Quellpunkt zugeordnet. Der Winkel zwischen Plumenachse und Plumenkegel beträgt ungefähr 15°.

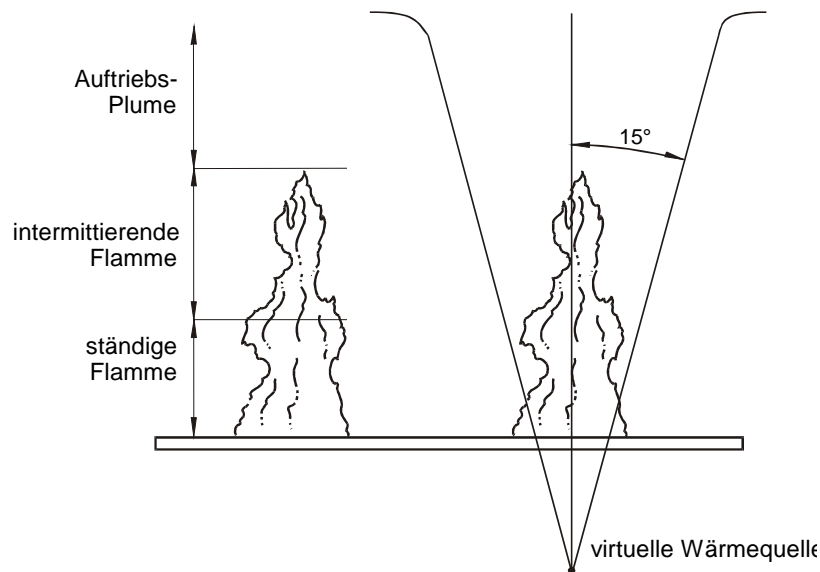


Abb. 4.5: Schematische Darstellung der Ausbildung von Flamme und Plume

Die Höhe des Flammenbereiches inklusive der intermittierenden Zone beträgt nach Zukoskis et al. für $l/D < 6$ und $Q_C^{2/5}/D < 26$:

$$l = 0,23 \cdot \dot{Q}_C^{2/5} \quad \text{Gl. (4.12)}$$

Darin sind:

l Flammenhöhe in m

Q_C Brandleistung in kW

D Durchmesser des Brandherdes in m.

Für Holzkrippen gilt nach Thomas et al. im Bereich $3 < l/D < 10$:

$$l = 0,20 \cdot Q_C^{0,61} / D^{0,5} \quad \text{Gl. (4.13)}$$

Für den Bereich $7 < \dot{Q}_C^{2/5}/D < 700 \text{ kW}^{2/5}/\text{m}$ gilt nach Heskestad allgemein:

$$l = 0,23 \cdot Q_C^{2/5} - 1,02 \cdot D \quad \text{Gl. (4.14)}$$

Die Geschwindigkeiten und Temperaturen im Bereich der Flammen- und Plumeachse im Abstand z oberhalb der Brandherdgrundfläche lassen sich nach Mc Caffrey wie folgt berechnen:

Geschwindigkeit:

$$u_0 = Q_c^{1/5} \cdot k \cdot \left(\frac{z}{Q_c^{2/5}} \right)^\eta \quad \text{Gl. (4.15)}$$

Temperatur:

$$\Delta T = \frac{T_0}{2 \cdot g} \cdot \left(\frac{k}{C} \right)^2 \cdot \left(\frac{z}{Q_c^{2/5}} \right)^{2\eta-1} \quad \text{Gl. (4.16)}$$

Für die obigen Gleichungen gelten die in Tab. 4.1 aufgeführten Werte bzw. Parameter. Die Gleichungen wurden anhand von Versuchen mit Methan-Diffusionsflammen mit Brandleistung von 57,5 kW ermittelt. Der Strahlungsverlust der Flammen betrug 15 %.

Tab. 4.1: Parameter zur Berechnung der Geschwindigkeit und Temperatur im Feuer und Plume nach Mc Caffrey

Bereich	$z/\dot{Q}_c^{2/5}$ [m/kW ^{-2/5}]	K	η	C
Flamme	< 0,08	6,8 m ^{1/2} /s	1/2	0,9
Intermittierend	0,08-0,20	1,9 m/kW ^{1/5} ·s	0	0,9
Plume	> 0,20	1,1 m ^{4/3} /kW ^{1/3} ·s	-1/3	0,9

Auf der nachstehenden Abb. 4.6 ist die entsprechende Temperaturbeziehung für Methangasdiffusionsflammen mit Brandleistungen zwischen 14,4 und 57,5 kW sowie einer Flammentemperatur von 800° C ausgewertet.

Zur Berechnung der entsprechenden Rauchgasmengen des Feuerplumes kommen verschiedene Plumeformeln zur Anwendung. Unter Annahme einer kreisförmigen oder quadratischen Wärmequelle ergibt sich nach Barnfield:

$$\dot{m}_{pl} = 0,071 \cdot Q_p^{1/3} \cdot z^{5/3} \quad \text{Gl. (4.17)}$$

Darin sind:

\dot{m}_{pl} Massenstrom des Plumes der Höhe z in kg/s

Q_p konvektive Wärmeleistung in kW

z Höhe des Plumes in m oberhalb der Brandherdgrundfläche.

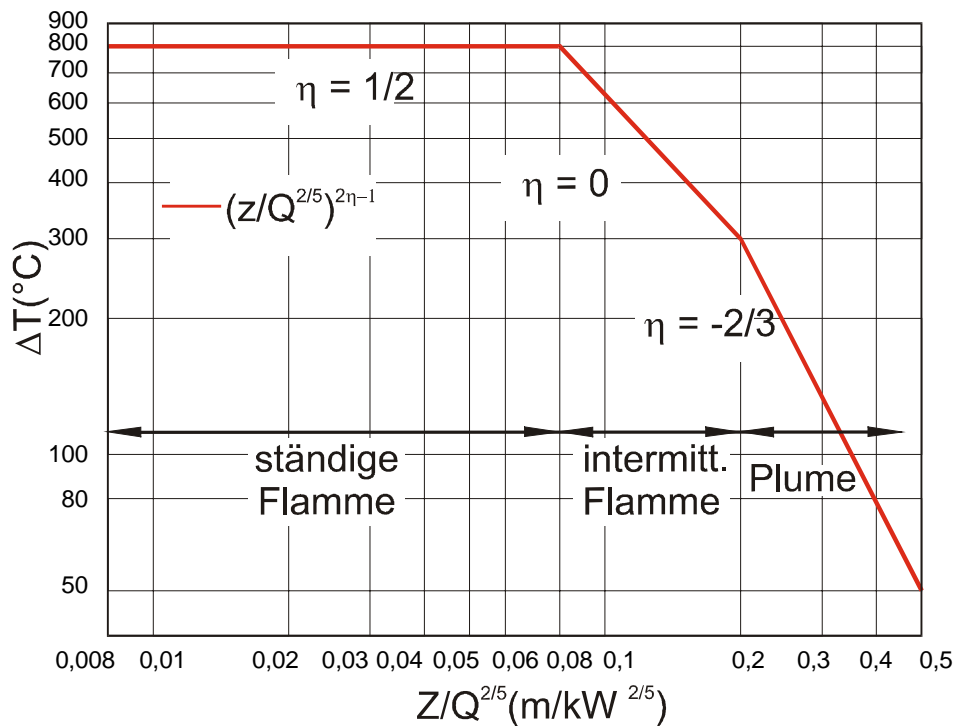


Abb. 4.6: Temperaturerhöhung über der Zentralachse eines Feuerplumes

Für runde oder quadratische Brandherde gilt die obige Gl. (4.17) für Plumehöhen von:

$$z > \frac{0,035 \cdot Q_p^{2/3}}{(D_f \cdot 0,074 \cdot Q_p^{2/5})^{2/3}} \quad \text{Gl. (4.18)}$$

wobei D_f der Durchmesser oder die Seitenlänge in m ist.

Für einen Brand mit dem Umfang U gilt nach Thomas et al. folgende Formel:

$$\dot{m}_{pl} = 0,096 \cdot U \cdot \rho_0 \cdot z^{3/2} \cdot (g \cdot T_0 / T_f)^{1/2} \quad \text{Gl. (4.19)}$$

Darin sind:

U Umfang des Brandes in m

ρ_0 Dichte der Luft: $1,22 \text{ kg/m}^3$

T_0 Umgebungstemperatur: 293 K

T_f Flammentemperatur: z.B. 1100 K.

Mit den o. g. Werten vereinfacht sich die Gl. (4.19) zu:

$$\dot{m}_{pl} = 0,188 \cdot U \cdot z^{3/2} \quad \text{Gl. (4.20)}$$

Folgende Nebenbedingungen sind dabei zu berücksichtigen:

$$z < 5U \text{ und } 200 < Q < 750 \text{ kW/m}^2.$$

Es ist weiterhin zu beachten, dass die Gl. (4.19) nur für Flammentemperaturen von ca. 1100 K gilt.

Unter der Annahme, dass die rauchfreie Schichthöhe z eines Raumes immer größer 2.5 m ist, ergibt sich aus Gl. (4.21) die theoretisch erforderliche Volumenrate für eine Entrauchung zu:

$$V_s = \frac{0,7431 \cdot U}{\rho_s} \quad \text{Gl. (4.21)}$$

Darin sind:

V_s Volumenrate in m^3/s

ρ_s Dichte der Rauchgase in kg/m^3 (z.B. $T_s = 500 \text{ K}$, $\rho_s = 0,70 \text{ kg/m}^3$).

Die Gleichungen Gl. (4.18), Gl. (4.20) und Gl. (4.21) werden in der Praxis gelegentlich zur Berechnung von Entrauchungsanlagen direkt verwendet. Das Problem besteht allerdings dann darin, dass dabei die Strahlungsverluste und Rauchgastemperaturen geschätzt werden müssen, d. h. die Berechnungen sind manipulierbar und nur in Ausnahmefällen richtig.

Eine übersichtliche Zusammenstellung von Plumeformeln und Gleichungen zur Berechnung von Flammen ist in der nachstehenden Tab. 4.2 zu finden. Die Tabelle bezieht sich auf eine Zusammenstellung von Brein und ist entnommen dem British Standard BSI DD 240, Part 1, 1997: Fire Safety Engineering in Buildings. Guide to the application of fire safety engineering principles sowie Part 2, 1997: Fire Safety Engineering in Buildings. Commentary on the equations given in part 1. Der in der Tab. 4.2 aufgeführte Wert β gibt die Grenzen für das Vertrauensintervall mit 80 % Wahrscheinlichkeit an, d. h. die berechneten Werte liegen mit dieser Wahrscheinlichkeit innerhalb der erwarteten Messwerte. In den angegebenen Formeln sind z , U und D jeweils in Meter und die Brandleistungen \dot{Q}_p in Kilowatt einzusetzen, sodass sich \dot{m}_e in kg/s ergibt.

Tab. 4.2: Plume-Formeln nach BSI DD 240, Part1, 1997, nach [9]

Geometrie	Sonstige Bedingungen, Gültigkeitsbereich	Formel	Grenzwerte von β nach BSI DD 240, Part 2: 1997	Kommentar
Axialsymmetrie, Lachenbrand, kleine Brandfläche, kein Wandeinfluss	$D \leq z/10$ $z \gg z_{fl}$	$\dot{m}_e = 0,071 \cdot \dot{Q}_p^{\frac{1}{3}} \cdot (z - z_0)^{\frac{5}{3}}$	0,7 ... 1,5	Einfluss der Umgebungsturbulenz +20% bis +50%
Kleine Brandfläche, auch von Axialsymmetrie abweichend, kein Wandeinfluss	Länge < 3*Breite (bezogen auf die Grundfläche)	$\dot{m}_e = 0,071 \cdot \dot{Q}_p^{\frac{1}{3}} \cdot z^{\frac{5}{3}}$	Keine Angabe	Vereinfachung; ohne virtuellen Ursprung
An ebener Wand anliegende Strömung	$D \leq z/10$ $z \gg z_{fl}$	$\dot{m}_e = 0,044 \cdot \dot{Q}_p^{\frac{1}{3}} \cdot z^{\frac{5}{3}}$	0,6 ... 1,6	Einfluss der Umgebungsturbulenz +20% bis +50%
An Wandecke anliegende Strömung	$D \leq z/10$ $z \gg z_{fl}$	$\dot{m}_e = 0,028 \cdot \dot{Q}_p^{\frac{1}{3}} \cdot z^{\frac{5}{3}}$	0,5 ... 2,0	Einfluss der Umgebungsturbulenz +20% bis +50%
Axialsymmetrische Rauchgassäule, große Brandfläche, rund oder quadratisch	$D > z/10$ (d. h. bis zu begrenzten Aufstiegshöhen) $z < 2,5 \cdot U$ $200 < \dot{q}'' < 750 \text{ [kW/m}^2\text{]}$	$\dot{m}_e = 0,188 \cdot z^{\frac{3}{2}} \cdot U$ (Gl. 31 DD 240, Part 1: 1997) $\dot{m}_e = 0,337 \cdot z^{\frac{3}{2}} \cdot U$ (kleine Räume, prEN 12101-5)	0,75 ... 1,15	
Linienquelle	Länge $D > 3 \cdot \text{Breite der Schmalseite}$ $z_{fl} < z < 5 \cdot D$	$\dot{m}_e = 0,21 \cdot \dot{Q}_p^{\frac{1}{3}} \cdot D^{\frac{2}{3}} \cdot z$	0,86 ... 1,36	Anwendung auf $z \geq 2 \cdot D$ begrenzen, für $z \geq 5 \cdot D$ Gl. nach Zeile 2
Linienquelle	Länge $D > 3 \cdot \text{Breite der Schmalseite}$ $z > 5 \cdot D$	$\dot{m}_e = 0,071 \cdot \dot{Q}_p^{\frac{1}{3}} \cdot z^{\frac{5}{3}}$	Keine Angabe	
Plume über Brandraumöffnung (1); Massenstrom aus Brandraum	$b_F/L \geq 1$	$\dot{m}_F = 0,09 \cdot \left(\dot{Q}_p \cdot b_F^2 \right)^{\frac{1}{3}} \cdot h$	0,7 ... 1,1	Entstehungsbrand (pre-Flashover); $b_F/h_F \geq 1$

Fortsetzung der Tab. 4.2

Plume über Brandraumöffnung (2), in den Plume oberhalb der Öffnung eingesaugter Massenstrom	$b_F \gg h$, bei anderen Geometrien der Öffnung etc. siehe NFPA 92 B	$\dot{m}_e = 0,23 \cdot \dot{Q}_p^{\frac{1}{3}} \cdot b_F^{\frac{2}{3}} \cdot (z_F + h)$	0,7 ... 1,5	Frei aufströmen des Rauchgas, bei Anlehnen an aufgehende Wand \dot{m}_e um 1/3 reduzieren
Wie vor, jedoch mit Balkon und Rauchschürzen außerhalb des Brandraumes	$l_{RS} \gg h_B$	$\dot{m}_e = 0,36 \cdot \dot{Q}_p^{\frac{1}{3}} \cdot l_{RS}^{\frac{2}{3}} \cdot (z_B + 0,25 \cdot h_B)$	0,7 ... 1,4	Siehe Kommentar ⁽⁺⁺⁺⁾
Wie vor, jedoch ohne Rauchschürzen		$\dot{m}_e = 0,36 \cdot \dot{Q}_p^{\frac{1}{3}} \cdot (b_F + b_B)^{\frac{2}{3}} \cdot (z_B + 0,25 \cdot h_B)$	0,7 ... 1,4	Siehe Kommentar ⁽⁺⁺⁺⁾

⁽⁺⁺⁺⁾ Bei großen Aufstiegshöhen wird angenommen, dass die Strömung axialsymmetrisch geworden ist. Unter der Bedingung, dass $z > 5h$ bzw. $z > 3h_B$ kann die Gleichung nach Zeile 1 verwendet werden, wobei $z_0 = 0$ dann verwendet wird, wenn dies zu einem konservativen Ergebnis (d. h. einem größeren Wert von \dot{m}_e) führt. Wenn jedoch das in Frage kommende Kriterium zur Risikobewertung die Rauchgastemperatur oder die Rauchkonzentration ist, dann erhält man durch Anwendung des jeweils niedrigeren Wertes von \dot{m}_e die konservativere, d. h. auf der sicheren Seite liegende Lösung.

Im Programm MRFC wird die maximal vereinbarte Wärmefreisetzung nicht begrenzt, d. h. Berechnungen mit bis zu 100 MW Brandleistung sind prinzipiell möglich. Diese Extrapolation im Hinblick auf die zugrundegelegte Datenbasis ist erforderlich, um die praktisch vorkommenden Fälle überhaupt behandeln zu können. Das bis jetzt bekannte Maximum sind Versuche von Keough in Australien in den 80iger Jahren mit etwa 30 MW in einem 15 m hohen Raum, über die Hinkley (siehe unten) berichtet hat. Die Anwendung von MRFC über diese Werte hinaus sollte stets durch zusätzliche Überlegungen begleitet werden, z. B. dahingehend, dass man prüft, ob das Programm in den Vollbrand übergeht und die Plumbetrachtungen entfällt (siehe Fall 4 in Abb. 4.2).

Für die Anwendung der Plumeformeln für brandschutztechnische Bemessungen ist eine nationale und internationale Einigung über die für bestimmte Anwendungsfälle zu verwendenden Formeln erforderlich! Dies wäre ein sinnvoller Weg, um zu einer Vereinheitlichung brandschutztechnischer Bemessungen zu gelangen, in gleicher Weise, wie etwa bei den Bemessungsbränden klare Richtlinien dringend erforderlich sind. Bei der Bewertung von Rechenergebnissen, welche z. B. im Rahmen von Gutachten o. ä. vorgelegt werden, sollte stets darauf geachtet werden, dass die nachgewiesenen Anwendungsbereiche der verwendeten Modelle (Berechnungsformeln) nicht überschritten werden.

4.6 Kalorische Daten brennbarer Stoffe

Die in den einzelnen Brandphasen auftretenden Brandleistungen sind sehr unterschiedlich. Für die Entzündung sind spezifische Brandleistungen um 25 kW/m² erforderlich. Schwelbrände laufen i. a. bei Leistungen kleiner 50 kW/m² ab, wohingegen bei vollentwickelten Bränden die Brandleistungen bis über 1000 kW/m² ansteigen können. Entscheidend für die Brandleistungen sind die Form und Verteilung des brennbaren Stoffes, dessen Heizwert und die Luftzufuhr.

Die Heizwerte chemischer Verbindungen lassen sich nicht aus denen ihrer Elemente berechnen, weil bei der Trennung dieser Verbindungen entweder Wärme zuzuführen oder abzuführen ist. Bei einigen festen Brennstoffen (Kohle) sind die Trennungswärmen der in diesen enthaltenen chemischen Verbindungen allerdings klein, so dass für solche Stoffe der untere Heizwert berechnet werden kann.

Der Sauerstoffbedarf zur Verbrennung fester und flüssiger Stoffe lässt sich demgegenüber theoretisch gut berechnen. Es gilt folgende theoretische Beziehung.

$$O_{\min} = 2,664 \cdot c + 7,937 \cdot k + 0,998 \cdot s - o \quad \text{Gl. (4.22)}$$

Darin sind:

O_{\min} Mindestsauerstoffbedarf in kg O₂/kg Brennstoff

c Kohlenstoffanteil in kg C/kg Brennstoff

k Wasserstoffanteil in kg H₂/kg Brennstoff

s Schwefelanteil kg S/kg Brennstoff

o Sauerstoffanteil in kg O₂/kg Brennstoff.

Der zugehörige Luftbedarf an trockener Luft errechnet sich aus:

$$L_{\min} = \frac{O_{\min}}{0,232} \quad \text{Gl. (4.23)}$$

mit:

L_{\min} Mindestluftbedarf in kg Luft/ kg Brennstoff.

Die praktische Menge trockener Verbrennungsluft ist dann:

$$L = \lambda \cdot L_{\min} \quad \text{Gl. (4.24)}$$

Darin sind:

L tatsächlicher Luftbedarf in kg Luft/ kg Brennstoff

λ Luftüberschusszahl.

Die gesamte Rauchgasmenge lässt sich aus den obigen Werten sofort berechnen:

$$G = \lambda \cdot L_{\min} \cdot (1 + x_D) + (1 - a) \quad \text{Gl. (4.25)}$$

Darin sind:

G abzuführende Rauchgasmenge in kg Rauchgas/kg Brennstoff

x_D Wasserdampfgehalt der Luft in kg Wasser/kg trockene Luft

a Aschegehalt in kg Asche/kg Brennstoff.

In den nachstehenden Tab. 4.3 bis 4.6 sind kalorische Daten von brennbaren Stoffen auszugsweise zusammengestellt. Kalorische Daten dieser Art werden benötigt, um im Rahmen des Brandschutzingenieurwesens rechnerische Aussagen über den Brandverlauf in Gebäuden oder Räumen zu gewinnen. Dabei geht es darum, auf der Grundlage von Wärme- und Massebilanzen den Brandablauf, z. B. die Temperatur- und Rauchentwicklung im Gebäude, und die Temperaturbeanspruchung der Konstruktion rechnerisch zu ermitteln, um so die Gefährdung von Personen und Sachgütern theoretisch vorhersagen zu können.

Tab. 4.3: Heizwert und Luftbedarf von brennbaren Gase

Gas	Heizwert [kWh/kg]	Luftbedarf [kg Luft/kg Brennstoff]	Energie / Luftmenge [kWh/kg Luft]
Acetylen	13,4	13,2	1,014
Butan	12,9	15,6	0,825
CO	2,8	2,5	1,139
Ethan	13,2	16,1	0,822
Methan	13,9	17,2	0,808
Propan	12,8	15,5	0,825
Wasserstoff	33,6	34,5	0,977

Tab. 4.4: Heizwert und Luftbedarf von brennbaren Flüssigkeiten

Flüssigkeit	Heizwert [kWh/kg]	Luftbedarf [kg Luft/kg Brennstoff]	Energie / Luftmenge [kWh/kg Luft]
Azeton	8,6	9,5	0,903
Benzol	11,1	13,2	0,842
Benzin	11,9	13,5	0,884
Chlorbenzol	11,2	12,9	0,852
Ethanol	7,4	8,9	0,831
Erdöl	11,6	13,0	0,855
Glycol	4,6	5,4	0,890
Heizöl EL	11,7	13,1	0,898
Hydrauliköl	9,8	10,9	0,831
Isopropanol	7,5	9,0	0,853
Methanol	5,5	6,4	0,825
n-Pentan	12,6	15,3	0,825
n-Oktan	12,4	15,0	0,825
c-Hexan	12,2	14,8	0,825
Petroleum	12,1	13,6	0,890
Terpentin	11,5	12,9	0,890
Xylol	11,1	12,5	0,890

Aus den Tabellen 3.7.1 bis 3.7.4 geht eine sehr wichtige und für praktische Zwecke bedeutsame Eigenschaft der brennbaren Stoffe hervor. Die pro freigesetzte Kilowattstunde theoretisch benötigte Luftmenge liegt bei Gasen zwischen 0,8 und 1,0 kg Luft, bei Flüssigkeiten zwischen 0,8 und 0,9 kg Luft sowie bei Kunststoffen zwischen 0,82 und 0,95 kg Luft. Für Feststoffe kann im Mittel mit 0,9 kWh/kg Luftmenge gerechnet werden [1]. Damit ist es leicht möglich, bei rechnerischen Untersuchungen festzustellen, ob das Brandgeschehen brandlastgesteuert (Luftüberschuss) oder ventilationsgesteuert (Luftunterschuss) abläuft, d. h., bei Kenntnis der Strömungsverhältnisse (Luftzufuhr und Rauchgasabfuhr) lässt sich abschätzen, welche Luftmenge für die Verbrennung des betreffenden Stoffes überhaupt zur Verfügung steht, und ob eine stöchiometrische Verbrennung zumindest theoretisch möglich ist. Entsprechend dieser Menge sind die Abbrandgeschwindigkeiten und Energiefreisetzungen des Brandgutes begrenzt.

Tab. 4.5: Heizwert und Luftbedarf fester Stoffe (ohne Kunststoffe)

Feststoff	Heizwert [kWh/kg]	Luftbedarf [kg Luft/kg Brennstoff]	Energie / Luftmenge*) [kWh/kg Luft]
Autoreifen	12,2	13,6	≈ 0,9
Baumwolle	4,3	4,8	≈ 0,9
Braunkohle	5,8	6,4	≈ 0,9
Brechkoks	8,1	9,0	≈ 0,9
Bitumen	9,8	10,9	≈ 0,9
Dachbahn	8,0	8,9	≈ 0,9
Holz	4,8	5,2	0,930
Holzmöbel	4,8	5,2	≈ 0,9
Holzkohle	9,1	11,5	≈ 0,9
Kautschuk	11,7	13,0	≈ 0,9
Karton, Pappe	4,2	4,7	≈ 0,9
Korbwaren	4,8	5,3	≈ 0,9
Leder	5,3	5,9	≈ 0,9
Margarine	9,0	10,0	≈ 0,9
Papier	3,8	4,2	≈ 0,9
Putzlappen	8,8	9,8	≈ 0,9
Roggenmehl	4,6	5,1	≈ 0,9
Sanitärkrepp	3,7	4,1	≈ 0,9
Spanplatten	4,8	5,3	≈ 0,9
Steinkohle	9,3	11,4	0,814
Teppichfilz	6,0	6,7	≈ 0,9
Tonkassetten	6,0	6,7	≈ 0,9
Zucker	4,6	5,1	≈ 0,9

*) Für Kohlenwasserstoffverbindungen gilt als guter Näherungswert: 0,9 kWh/kg L

Tab. 4.6: Heizwert und Luftbedarf von Kunststoffen

Kunststoff	Heizwert [kWh/kg]	Luftbedarf [kg Luft/kg Brennstoff]	Energie / Luftmenge [kWh/kg Luft]
Acrylnitril	8,9	9,7	0,917
Cellulose	4,9	5,1	0,953
Melamin	5,4	6,4	0,840
Nylon 6.6	8,2	10,0	0,817
PMMA	6,9	8,3	0,836
Polyamid	7,9	8,9	0,884
Polycarbonat	8,3	9,8	0,844

Polyester	7,6	8,5	0,890
Polyesterharz (GFK)	5,3	6,0	0,890
Polyethylen	12,2	15,0	0,814
Polyoxymethylen	4,3	4,6	0,933
Polypropylen	12,2	15,0	0,814
Polystyrol	11,1	13,3	0,836
Polyvinylchlorid	5,0	6,0	0,828
Polyethylenterephthalat	6,1	7,2	0,850
Polytetrafluorethylen	1,4	2,8	0,503
PU-hart	6,7	7,5	0,894
PU-weich	6,4	7,2	0,894
PVC-Kabel	5,0	6,0	0,828

5 Literatur

- [1] Schneider, U.; Lebeda, C.: Baulicher Brandschutz. 1. Auflage, Verlag W. Kohlhammer GmbH, Stuttgart, 2000
- [2] Schneider, U.; Max, U.; Halfkann, K.: Zusammenstellung von Brandlasten und Brandschutzdaten für rechnerische Untersuchungen. Beuth-Kommentare, Baulicher Brandschutz im Industriebau, 1. Auflage, S. 179/209, Beuth Verlag, Berlin, 1996
- [3] Schneider, U.; Lebeda, C.: Bewertung des Abbrandverhaltens von Stoffen und Waren. Beitrag in Ingenieurmäßige Verfahren im Brandschutz (5). VdS Schadenverhütung, Köln, 1998
- [4] Drysdale, D.: An Introduction to Fire Dynamics. John Wiley and Sons Ltd., 5. Auflage, Chichester/New York, 1994
- [5] Tewarson, A.: Heat release in fires. Fire and Materials, Vol. 4, pp 185/191, 1980
- [6] Max, U.: Zur Berechnung der Ausbreitung von Feuer und Rauch in komplexen Gebäuden. Dissertation, Universität Kassel, 1990

- [7] Lee, B.T.: Heat Release Rate Characteristics of some Combustible Fuel Sources in Nuclear Power Plants. NBSIR 85-3195. Nat. Bureau of Standards, Gaithersburg, 1985
- [8] Babrauskas, V.: Estimating Large Pool Fire Burning Rates. Fire and Technology, Vol. 19, no. 4, pp 251-261, Nov. 1983
- [9] Brein, D.: Anwendungsbereiche und Grenzen für praxisrelevante Modellsätze zur Bewertung der Rauchausbreitung in Gebäuden (Plume-Formeln). VdS-Tagung: Ingenieurmäßige Verfahren im Brandschutz, Bewertung der Rauchausbreitung und Rauchfreihaltung. Köln, 1999
- [10] Zukoski, E.E.; Kubota, T.; Cetegen, B.: Entrainment in fire plumes. Fire Safety Journal, Vol. 3, pp 107/121, 1981
- [11] Thomes, P.H.; Borves, P.C.: Some aspects of the self-heating and ignition of solid cellulosic materials. British Journal of Applied Physics, 12, pp 222-229, 1961
- [12] Heskestad, G.: Luminous height of turbulent diffusion flames. Fire Safety Journal, Vol. 5, pp 103/108, 1983
- [13] Mc Caffrey, B.J.: Purely buoyant diffusion flames, some experimental results. National Bureau of Standards, NBSIR 79-1910, Gaithersburg, 1979
- [14] Barnfield, J. et al.: The Application of Fire Engineering Principles to Fire Safety in Buildings. Draft British Standard Code of Practice, Report No. 93/314187, Warrington, 1983
- [15] Thomes, P.H.; Hinkley, P.L.; Simms, O.L.: Investigations into the flow of hot gases in roof venting. Fire Research Technical Paper No. 7, HSMO. London, 1963
- [16] Beyler, C.L.: Fire Plumes and Ceiling Jets. Fire Safety Journal, Vol. 11, pp 53/75, 1986
- [17] Dobbernack, R.; Schneider, U.: Wärmebilanzrechnungen unter Berücksichtigung der Mehrzonenbildung. Schriftenreihe IMBB, Heft 59, Braunschweig, 1983

- [18] NFPA 92 B: Guide for Smoke Management Systems in Malls, Atria and Large Areas, NFPA Standard, Quincy MA, USA, 1995
- [19] Lebeda, C.; Max, U.: Referenzhandbuch für MRFC (Multi Room Fire Code), Version 2.5, Arbeitsgemeinschaft Brandsicherheit (AGB), Bruchsal/Wien, 1996
- [20] Schneider, U.; Haksever, A.: Wärmebilanzrechnungen für Brandräume mit unterschiedlichen Randbedingungen. Schriftenreihe IMBB, Heft 46, Braunschweig, 1981
- [21] Schneider, U.: Wärmebilanzrechnungen in Verbindung mit Versuchen in Brandräumen. Schriftenreihe IMBB, Heft 58, Braunschweig, 1983
- [22] Schneider, U.; Lebeda, C.: Einsatz von ingenieurmäßigen Rechenverfahren zur Erstellung von brandschutztechnischen Richtlinien und Verordnungen für Garagen; VdS Schadenverhütung, Köln, 1999