Ep.6.7
656

ISSN 0136-3549
0320-3360

TALLINNA
POLÜTEHNILISE INSTITUUDI
TOIMETISED

656

ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО
ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО
ИНСТИТУТА

TPI '87

ПРОБЛЕМЫ РАБОТЫ КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Ep. 6.7

656

TPI '87

TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED

ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

УДК 621.18:620.19

ПРОБЛЕМЫ РАБОТЫ КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Теплоэнергетика XXXIII

Таллин 1987

Содержание

1. Altmann W. Aerodynamische Einflußmöglichkeiten zur Reduzierung des Verschlackungsverhaltens von Dampferzeuger-Feuerräumen..... 3

2. Gehrke B. Einfluß der Kohleeigenschaften auf die Auswahl der Kohlemühlen in Dampfkraftwerken.. 23

3. Bassa G. Temperature conditions and slagging tendency in the combustion chamber of pulverized fuel equipment..... 35

4. Bălan V., Mihăileanu C. Influence of Romanian oil-shales mineral matters upon steam generators operating conditions..... 43

5. Врублевска В., Ваник А., Шимчак Е. Некоторые аспекты шлакования топок энергетических котлов .. 52

6. Кяар Х.А., Тийкма Т.Б. Удаление сыпучих отложений с шахматного пучка труб звуковыми волнами.. 69

7. Кяар Х.А., Тоуарт Р.В. О теплогидравлической оптимизации конвективной поверхности теплообмена методом прироста энтропии 74

Teaduslik Raamatukogu
ENSV TA
TALLINN
АН ЭССР
Научная библиотека

ТАЛЛИНСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
Труды ТПИ № 656
ПРОБЛЕМЫ РАБОТЫ КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Теплоэнергетика XXX111
На русском языке
Отв. редактор В. Ратник
Техн. редактор Е. Зорина
Сборник утвержден коллегией Трудов ТПИ 16.11.1987

Подписано к печати 23.02.1988 г. МВ-01650. Формат 60x90/16
Печ. л. 5,25 + 0,25 приложение. Уч.-изд. л. 4,29. Тираж 400
Заказ № 181. Цена 85 коп.
Таллинский политехнический институт, 200108 Таллин, Эхитаяте тее, 5
Ротапринт ТПИ, 200098, Таллин, ул. Коскла, 2/9

© Таллинский политехнический институт, 1987

№ 656

TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED

ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

UDK 621.18:662.613.12

W. Altmann

AERODYNAMISCHE EINFLUSSMÖGLICHKEITEN ZUR REDUZIERUNG DES VERSCHLACKUNGSVERHALTENS VON DAMPFERZEUGER-FEUERRÄUMEN

1. Einleitung

In der Energiewirtschaft vieler europäischer Länder wird der Einsatz von Rohbraunkohle in Dampferzeugern mit Mühlenfeuerung bis zum Zeithorizont des Jahres 2030 einen erheblichen Teil der Versorgungsaufgaben für Elektroenergie und Wärme mit der vorhandenen Anlagentechnik zu bestreiten haben.

Zugleich muß für die Mehrzahl der zur energetischen Nutzung vorgesehenen Kohlevorkommen eine fortschreitende Qualitätsminderung prognostiziert werden, die in mehreren Revieren eine Zunahme der Feuerraum-Verschlackung über die Grenze des mit der gegenwärtigen Technik Beherrschbaren hinaus erwarten läßt. Damit besteht eine Aufgabe von hervorragender Bedeutung und Dringlichkeit, durch wirksame Feuerungsrekonstruktionen für einen weiteren Lebensdauerzyklus technisch und ökonomisch tragbare Betriebsverhältnisse für schwieriger werdende Brennstoffbedingungen zu sichern.

In Anbetracht der hohen materiellen und finanziellen Aufwendungen sind Lösungen anzustreben, die mit relativ geringen Eingriffen in das Grundkonzept der bestehenden Dampferzeuger auskommen.

2. Chemisch-mineralogische Abhängigkeiten der Ansatzbildung

Bei Staubfeuerungen treten durch die stoffliche Eigenart der eingesetzten Brennstoffe und die Arbeitsweise der

Feuerungen ausgelöste Ansatzbildungen auf, die in

- **Verschlackungen**
  = durch Voll- oder Teilschmelzen der im Brennstoff enthaltenen Mineralsubstanz im Hochtemperaturbereich $\vartheta_F > 1000\ ^{\circ}C$ gebildete, fest haftende Ablagerungen an Feuerraumwänden und Überhitzerheizflächen

- **Verschmutzungen**
  = durch Sinterung von Asche, Sulfatisierung von Erdalkali und bei Na/K-haltigen Brennstoffen durch Kondensation beim Verbrennungsprozeß verflüchtigter Aschekomponenten im Temperaturbereich unterhalb 1000 °C hervorgerufene Ablagerungen geringerer, aber zeitabhängig zunehmender Festigkeit im Bereich der Konvektionsheizflächen

zu unterscheiden sind.

Der erste und in dieser Arbeit ausschließlich behandelte Ansatztyp entsteht durch Ascheteilchen, die in plastischem oder flüssigem Zustand auf die Wandoberfläche auftreffen. Dominierend ist bei diesem Vorgang das Mineral Pyrit, FeS_2, das in der Flamme thermisch und oxydativ zu FeO/FeS-haltigen Schmelztröpfchen abgebaut wird, die bei Wandberührung als Kittsubstanz unter Einbau von wenig oder nicht geschmolzener Flugasche die Schlackebildung bewirken.

In der Schlackeschicht wandeln sich diese niedrigschmelzenden Fe-II-Phasen in die schwer schmelzenden Eisenoxide Fe_2O_3 und Fe_3O_4 um.

	Flamme			Schlacke
	$FeS_2 \rightarrow FeS \rightarrow FeS \cdot FeO \longrightarrow Fe_2O_3 ; Fe_3O_4$			
Schmelztemp. °C	1200	940		1550
	$Fe_2O_3 \rightarrow FeO + SiO_2 \rightarrow$ Eisen-II-Silikate			
Schmelztemp. °C			600...1200	

Die Existenzbedingungen für die FeO/FeS-haltigen Schmelzpartikel nehmen bei Luftmangel außerordentlich zu. Unter dieser Situation wird weiterhin die Bildung von Fe-II-Verbindungen aus den Fe-III-Oxiden, -hydroxiden und SiO_2-

haltigen Mineralen der Braunkohlenasche begünstigt. Aus diesen Zusammenhängen erklärt sich die von ÖPIK und OTS [1] betonte Tendenz, wonach die Intensität der Ansatzbildung mit sinkendem Luftverhältnis-Koeffizienten n stark ansteigt. Erschwerend tritt hinzu, daß die Oxydation des Pyrits in der Feuerung nach OTS [2] erheblich langsamer abläuft als der Abbrand der Brennstoffpartikel. Die Reaktionsgeschwindigkeit der Pyrit-Oxydation wird noch wesentlich mehr als die der Kohlenstoffverbrennung durch die Sauerstoffkonzentration beeinflußt.

Zur Kennzeichnung der brennstoffspezifischen Ansatzneigung beurteilen DIK [3], ÖPIK und OTS [1] die Anfangstemperatur der Verschlackung an ungekühlten Sonden im Rauchgasstrom als objektives Kriterium. Das diesem Prinzip entsprechende, von SCHNEIDER [4] zur Reife geführte Verfahren zur vergleichenden Bestimmung der temperaturabhängigen Ansatz-Intensität im Reaktionsrohr nach FIELD (Bild 1) zeigt drastische Unterschiede zwischen harmlosen ostelbischen und kritischen westelbischen DDR-Braunkohlen.

Bemerkenswert ist bei diesen Ergebnissen, daß der steile Intensitätsanstieg des stark schlackenden Brennstoffes C bereits bei einer Temperatur von 850 °C einsetzt, während der Schmelzpunkt des verschlackungsauslösenden FeO/FeS-Gemisches um 90 K höher mit 940 °C beziffert wird. Hierin bestätigt sich die Ansicht, wonach der Erstarrungsprozeß gegenüber dem Schmelzvorgang verzögert abläuft. Die aus Asche-oxidanalyse und Gesamt-Schwefelgehalt mit einem gegenüber 5 vervollkommneten nichtlinearen BASIC-Rechenmodell (Tafel 1) ermittelte Verschlackungskennzahl f_S widerspiegelt die im FIELD-rohr gewonnenen experimentellen Werte zutreffend.

Dagegen lassen das häufig zur Beurteilung verwendete Basen/Säure-Verhältnis B/A ebenso wie die Viskositätstemperatur $T_{W/F}$ nach WATT und FEREDAY [6] keine merklichen Unterschiede erkennen. Bessere Vergleichswerte liefern in diesem Falle die Kennzahl R_S nach ATTIG und DUZY [7] sowie die bequem berechenbare Erweichungstemperatur T_{Pav} nach PAVLITA [8].

GRUBE		A	B	C
Aschezusammensetzg.	γ_i	kg/kg	kg/kg	kg/kg
	SiO_2	0.363	0.509	0.452
	Al_2O_3	0.208	0.087	0.054
	Fe_2O_3	0.124	0.080	0.096
	CaO	0.129	0.143	0.126
	MgO	0.020	0.014	0.061
	SO_3	0.125	0.140	0.206
	REST	0.031	0.027	0.005
	S_i^d	0.010	0.038	0.047
Kenngrößen	BEWERTUNG			
	B/A	0.478	0.398	0.559
	RS	0.48	1.51	2.63
	T_{Pav} °C	1285	1095	1025
	$T_{W/F}$ °C	1235	1388	1300
	f_S	0.988	0.266	0.055
Verschlackungs-neigung		niedrig	stark	sehr stark

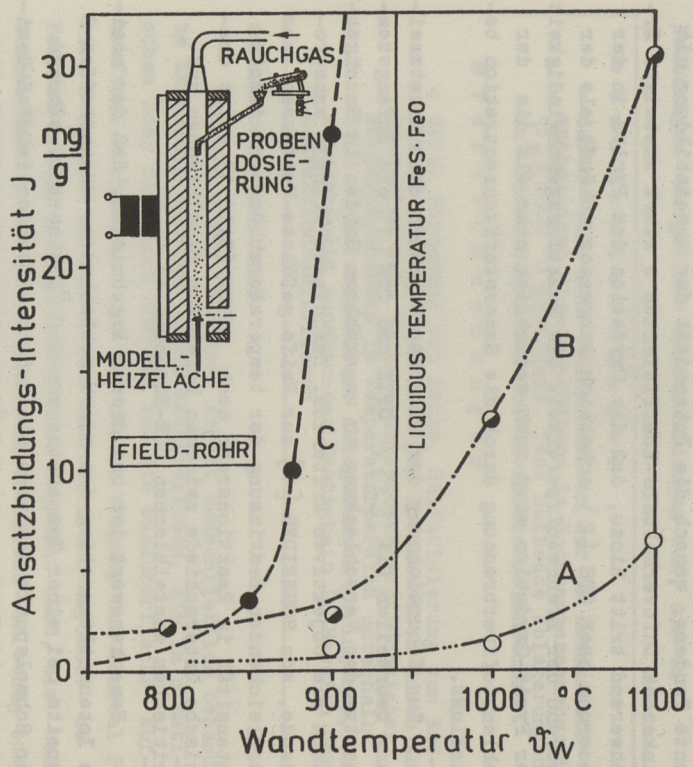


Bild 1

```
 10 PRINT "
"
 20 PRINT "PREDICTION OF THE SL
AGGING- AND FOULING PROPERTIES O
F LIGNITE"
 30 PRINT "
"
 40 PRINT "
"
 50 INPUT "OPEN-CAST MINE:";t$:
PRINT "OPEN-CAST MINE: ";t$
 60 PRINT "
"
 70 PRINT "ASH ANALYSIS:"
 80 PRINT "
"
 90 INPUT "SiO2";" ";"[kg/kg] =
";si: PRINT "SiO2";" ";"[kg/kg]
 = ";si
100 INPUT "Al2O3";" ";"[kg/kg]
=";al: PRINT "Al2O3";" ";"[kg/kg
]  = ";al
110 INPUT "Fe2O3";" ";"[kg/kg]
=";fe: PRINT "Fe2O3";" ";"[kg/kg
]  = ";fe
120 INPUT "CaO";" ";"[kg/kg] = "
;ca: PRINT "CaO";"   ";"[kg/kg]
 = ";ca
130 INPUT "MgO";" ";"[kg/kg] = "
;mg: PRINT "MgO";"   ";"[kg/kg]
 = ";mg
140 INPUT "SO3";" ";"[kg/kg] = "
;so: PRINT "SO3";"   ";"[kg/kg]
 = ";so
150 INPUT "Alk";" ";"[kg/kg] = "
;ak: PRINT "Alk";"   ";"[kg/kg]
 = ";ak
160 PRINT "
"
170 LET summe=si+al+fe+ca+mg+so
+ak: LET rest=1-summe: PRINT "Re
st";"  ";"[kg/kg]  = ";(INT (100
0*rest+.5))/1000
190 INPUT "S tot";" ";"[kg/kg] =
";sg: PRINT "S tot";" ";"[kg/kg
]  = ";sg
200 PRINT "
"
210 PRINT "INDICES
  LIMIT"
220 LET GSO3=so/(1-si)
230 LET d=si+al+fe+ca+mg
240 IF GSO3<.2 OR GSO3>.04 THEN
LET y=2.85*(.4343*LN GSO3+1.4)
250 IF GSO3>=.2 THEN LET y=1.8
260 IF GSO3<=.04 THEN LET y=0
270 LET sic=y*fe
280>LET a=1-si+sic
 290 LET sio=sic/a: LET alo=al/a
: LET feo=fe/a: LET cao=ca/a: LE
T mgo=mg/a: LET soo=so/a: LET ak
o=ak/a: LET resto=rest/a
 300 LET GFe=fe/(1-(si+al+so+ak)
)
 310 LET fs=1.776*(1+sio)+(SIN (
2.98*alo))/2.9-(1-EXP (-sg*105))
*2.35*(1-EXP (-GFe*2.45))-(SIN (
((2.69 *(cao+mgo))↑1.6)/1.2))-((
SIN (soo*4.9))/2.1)-.26*ako
 320 LET BAV=(ca+mg+fe+ak)/(si+a
l)
 330 LET BW=BAV*100*sg
 340 PRINT "B/A    = ";(INT (1000
*BAV+.5))/1000
 350 PRINT "RS     = ";(INT (100*
BW+.5))/100
 360 LET BOA=((ca+mg+fe+ak)↑2/(s
i+al))*100
 370 PRINT "B2/A   = ";(INT (10*B
OA))/10
 380 LET TBP=1828*al-3522*(fe↑2)
+959
 390 PRINT "T Pav = ";INT (TBP+.
5)
 400 LET sid=si/d: LET ald=al/d:
 LET fed=fe/d: LET cad=ca/d: LET
 mgd=mg/d
 410 LET m=.835*sid+.601*ald-.10
9
 420 LET c=4.15*sid+1.92*ald+2.7
6*fed+1.6*(cad+mgd)-3.93
 430 LET TWF=SQR (10↑7*m/(2.398-
c))+150
 440 PRINT "T W/F = ";INT (TWF+.
5)
 450 PRINT "fS     = ";(INT (1000
*fs+.5))/1000
 460 LET fF=1/((.95+86*ako+BOA/3
)↑.62)
 470 PRINT "fF     = ";(INT (1000
*fF+.5))/1000
 480 PRINT "
"
 490 BEEP 1,.5
 500 PRINT AT 14,22;"> 0.8"
 510 PRINT AT 15,22;"> 2"
 520 PRINT AT 16,22;"> 15"
 530 PRINT AT 17,22;"< 1100 oC"
 540 PRINT AT 18,22;"< 1100 oC"
 550 PRINT AT 19,22;"< 0.2"
 560 PRINT AT 20,22;"< 0.2"
```

BASIC-Rechenprogramm zur Vorausberechnung der Verschlackungs- und Verschmutzungsneigung fester Brennstoffe

Aus Sicht des Verhaltens der Mineralsubstanz im Feuerraum müssen die Schlußfolgerungen abgeleitet werden, daß zur Bekämpfung der Verschlackungsursachen

- ein hoher Luftverhältniskoeffizient von n = 1 ... 1.1 im Brenner zur Unterbindung der Existenzbedingungen niedrigschmelzender Eisen/Schwefel-Verbindungen (Beherrschung des Falschluftproblems)
- eine exakte Zuordnung der Verbrennungsluft zum tatsächlichen Brennstoffstrom eines jeden Brenners zur Vermeidung lokaler Luftmangelzonen
- eine kurzflammige Brennerkonstruktion zum Ausbrand des Kohlenstoffes und zur Pyrit-Oxidation vor Wandberührung der Flammenstrahlen

sicherzustellen ist.

Eine erfolgversprechende und relativ wenig aufwendige Maßnahme zur beschleunigten Aufoxidation der verschlackungsgefährlichen Eisen/Schwefel-Verbindungen wird in der

- Einführung der Mahlbrüdentrennung zur Erhöhung der Sauerstoffkonzentration im Flammenstrahl durch weitgehende Abtrennung des aus der Rauchgas-Rücksaugung der Ventilatormühle stammenden inerten Gasanteils

gesehen. Durch dieses bisher nur für die Zündstabilisierung herangezogene Verfahren dürfte sich eine spürbare Verbesserung der Reaktionsabläufe an der Mineralsubstanz erzielen lassen.

3. Thermisch-strömungsmechanische Wirkungsabläufe beim Verschlackungsvorgang

Eine positive Beeinflussung der rauchgasseitigen Ansatzbildung hat eine Abkühlung der Mineral-Partikel vor Wandkontakt unter die nach Experimenten bei 850 °C liegende kritische Hafttemperatur zur Voraussetzung.

Dieser Vorgang kann nur dann funktionieren, wenn neben günstigen Wärmeübertragungsbedingungen zwischen Partikel und Rauchgas-Umgebung eine Wärmesenke in Form der auf niedrigem Wandtemperaturniveau befindlichen Feuerraum-Heizfläche wirksam ist.

Die unterste technisch mögliche Temperaturgrenze stellt die durch Sättigungszustand des Kesselwassers und den Wärme-

leitwiderstand des Heizflächenrohres bestimmte Oberflächentemperatur ϑ_w von etwa 400 °C dar. Schon beim Auftreten geringfügiger Ansätze nimmt diese Temperatur (Bild 2) progressiv zu. Ist besonders ungünstiges Wärmeleitvermögen (RICHTER [9]) vorhanden, kann bereits ein 1 mm starker Belag zur Überschreitung der Solidustemperatur führen und damit ein stürmisches Anwachsen der sekundären Schlackeschicht auslösen.

Als Folge des Zusammenspiels von Wandoberflächentemperatur und der sich damit verändernden Strahlungswärmeübertragung verlagert sich das Rauchgastemperaturmaximum mit dem Schichtwachstum und läßt die Ansatzbildung unaufhaltsam in Strömungsrichtung fortschreiten.

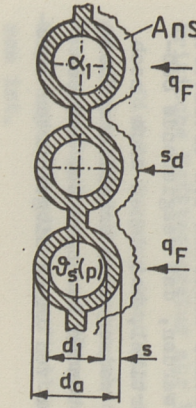
Alle Bemühungen um eine Reduzierung der Ansatzbildung bleiben erfolglos, wenn es nicht gelingt, bereits die primäre Ansatzbildung zur Aufrechterhaltung des niedrigstmöglichen Wandtemperaturniveaus einzudämmen.

Je schwieriger der Brennstoff ist, um so notwendiger erweist sich, Ursachen und Wirkungen gleichzeitig zu bekämpfen.

Den Wirkungen muß durch eine quasi-kontinuierliche Heizflächen-Reinhaltung mit Schwerpunkt im Bereich der thermisch hochbelasteten Umgebung der Kohlenstaubbrenner begegnet werden. Die Ursachenbekämpfung ist neben der unter Pkt. 2 erörterten verfahrenstechnischen Einflußnahme auf die Reaktion an der Asche-Mineralsubstanz auf das engste mit der Geometrie der Flammen und der Aerodynamik des Feuerraumes verknüpft.

Zunächst muß durch Konstruktion und Betriebsbedingungen der Kohlenstaubbrenner ein rascher Ausbrand des Brennbaren sichergestellt und vermieden werden, daß reagierende Substanz in Wandnähe gelangt. Partikel, bei denen sich noch exotherme Vorgänge abspielen, weisen eine erhebliche Übertemperatur gegenüber dem umgebenden Rauchgas auf und begünstigen damit das Haften der von ihnen mitgeführten inneren Asche außerordentlich.

Bei der Untersuchung eines 180 kg/s-Dampferzeugers mit Parallelstrombrennern in Boxeranordnung (Bild 3) wurde als



$$u = \frac{d_a + 2 \cdot s_d}{d_i}$$

$$K = \frac{\alpha_1 \left(\frac{s}{\lambda m} + \frac{s_d}{\lambda d} \right)}{(u-1)}$$

α_1 = 21000 W/m²K

λm = 41 W/mK

λd = 0.3 ÷ 1.5 W/mK

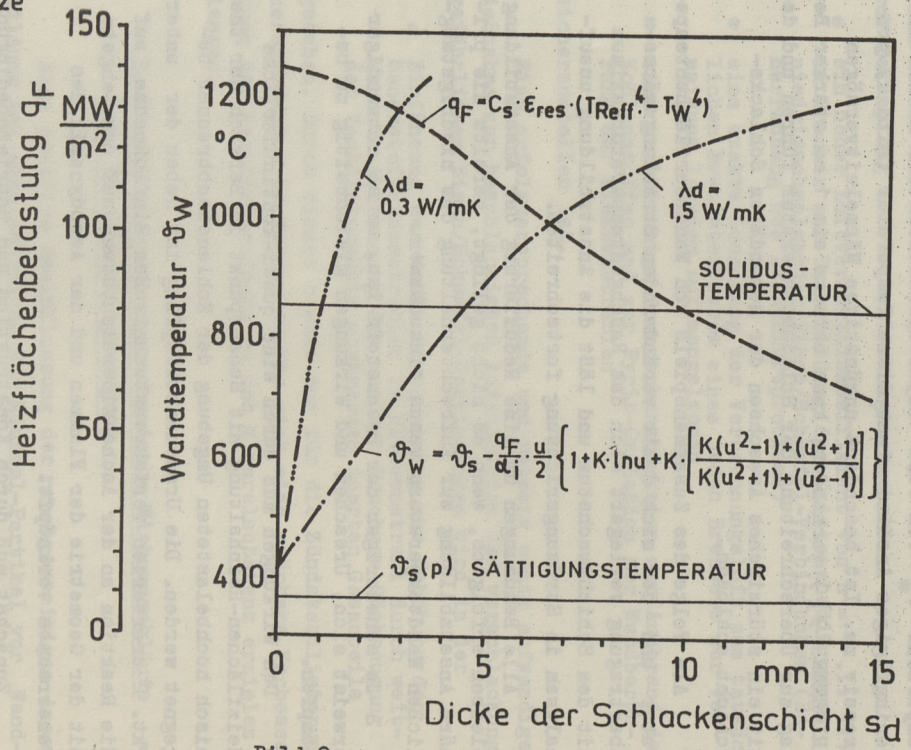
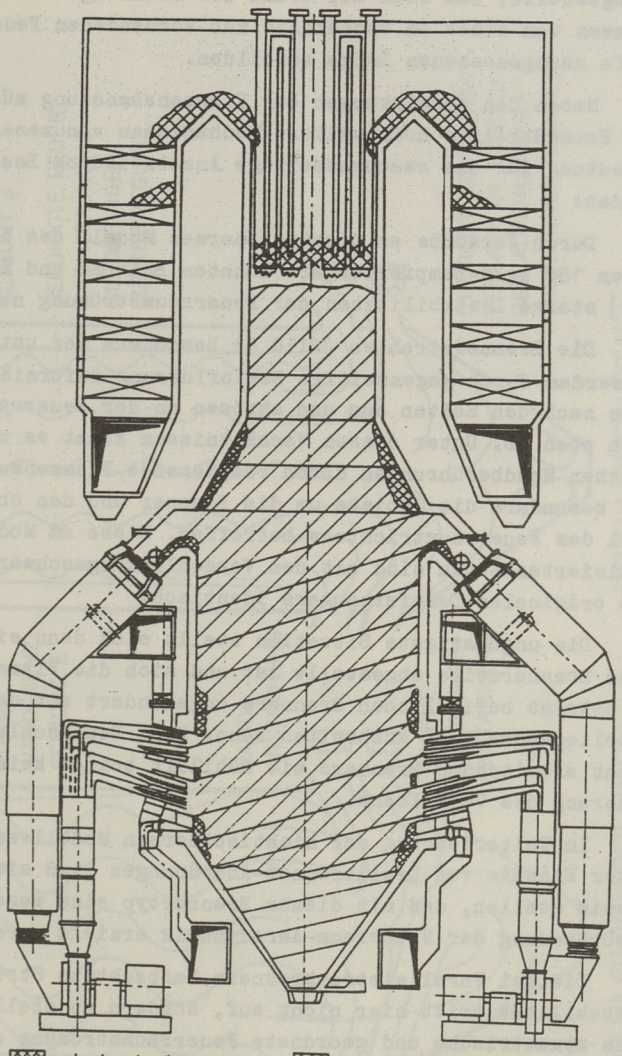


Bild 2



180 kg/s-DAMPFERZEUGER

Bild 3

primäre Ursache für starke Verschlackungserscheinungen festgestellt, daß sich auf Grund der Brennergestaltung Flammen von einer im Verhältnis zur vorhandenen Feuerraumtiefe unangemessenen Länge ausbilden.

Neben den Auswirkungen der Flammenabmessung müssen bei der Prozeßanalyse noch weitere Mechanismen von wesentlicher Bedeutung für die rauchgasseitige Ansatzbildung Beachtung finden:

Durch Versuche am nichtisothermen Modell des betrachteten 180 kg/s-Dampferzeugers konnten BRENDEL und ZIDECK [10] starke Instabilitäten der Feuerraumströmung nachweisen.

Die Brennerstrahlen (Bild 4) besonders der unteren Ebene werden durch gegenseitige Beeinflussung deformiert, weichen nach den Seiten aus und strömen an der Feuerraumwand nach oben ab. Unter diesen Verhältnissen kommt es zu periodischen Wandberührungen durch reagierende Flammensubstanz, die besonders die Gebiete um die Brenner und den oberen Teil des Feuerraumtrichters betreffen. Diese am Modell lokalisierten Zonen sind mit den Verschlackungsschwerpunkten des originalen Dampferzeugers identisch.

Die ungünstigste Situation stellt sich dann ein, wenn eine Brennerseite abgestellt ist und sich die Flamme des in Betrieb befindlichen Brenners ungehindert auf der gegenüberliegenden Wand ausbreiten kann. Eine Beaufschlagung des nicht arbeitenden Brenners mit Kühlluft bringt keine Veränderung des Verhaltens.

In Weiterführung der nichtisothermen Modellversuche unter Einsatz von Drallbrenner-Anordnungen ließ sich unter Beweis stellen, daß mit diesem Brennertyp eine wesentliche Verbesserung der Feuerraum-Aerodynamik erzielt werden kann.

Die bei Parallelstrombrennern beobachtete Strömungsinstabilität tritt hier nicht auf, sondern es stellt sich eine symmetrische und geordnete Feuerraumströmung ein.

Infolge des Drallbrennern eigenen raschen Abbaues der Axialgeschwindigkeit erfolgt ein frühzeitiges Einschwenken der Flamme in die Richtung der vertikalen Feuerraumströmung. Durch die Eigenschaften der Drallflamme reduziert sich die Flammenlänge auf etwa 1/3 gegenüber dem Parallelstrombren-

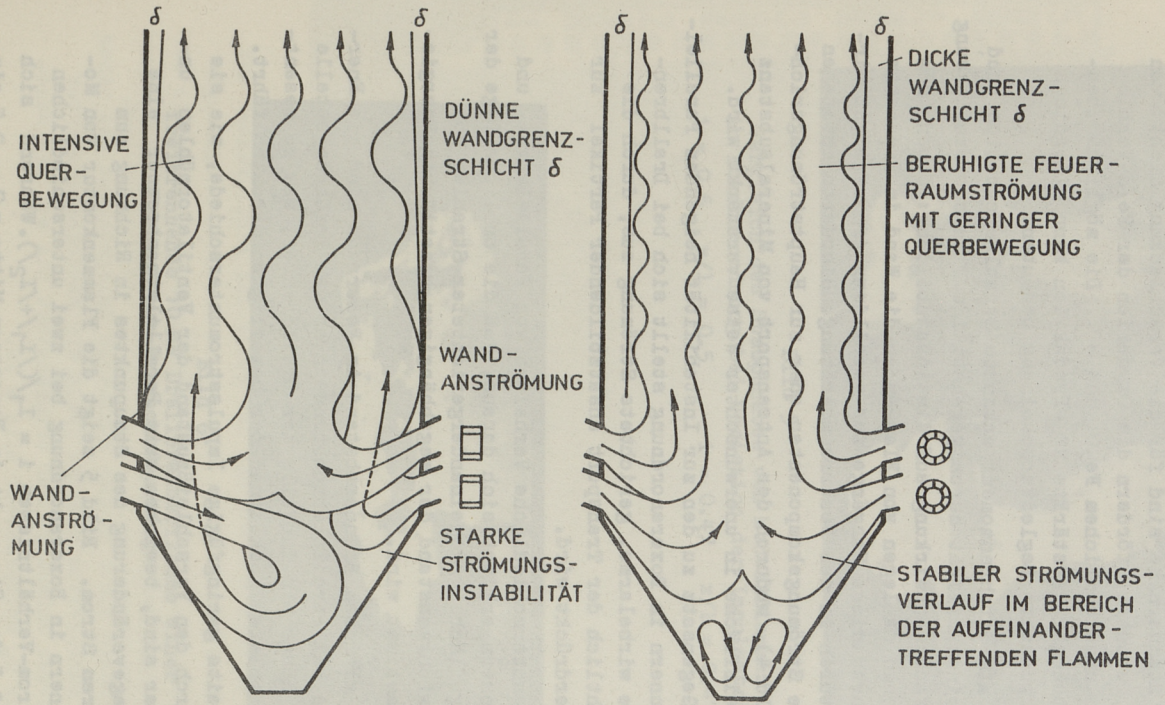

δ
δ
INTENSIVE QUER-BEWEGUNG
DÜNNE WANDGRENZ-SCHICHT δ
WAND-ANSTRÖMUNG
WAND-ANSTRÖ-MUNG
STARKE STRÖMUNGS-INSTABILITÄT
PARALLELSTROMBRENNER
δ
δ
DICKE WANDGRENZ-SCHICHT δ
BERUHIGTE FEUER-RAUMSTRÖMUNG MIT GERINGER QUERBEWEGUNG
STABILER STRÖMUNGS-VERLAUF IM BEREICH DER AUFEINANDER-TREFFENDEN FLAMMEN
DRALLBRENNER

Bild 4

ner, sofern eine Zündung durch innere Rezirkulation realisiert werden kann. Die dabei auftretenden höheren Temperaturen in Brennernähe sind für die Verschlackung nicht von Nachteil, sondern fördern die Oxydation der Fe/S-Verbindungen zu ungefährlichem Fe_2O_3 und SO_2. Die mögliche temperaturabhängig verstärkte NO_x-Produktion kann allerdings eine unerwünschte Begleiterscheinung bedeuten.

Die als Gefahrenmoment erkannte Strahldeformation und Strömungsinstabilität durch gegenseitige Flammenbeeinflussung hat zweifache Auswirkung auf die Ansatzbildung: Neben dem periodischen Anlegen von Flammen an die Wand im Brennerbereich führen diese Vorgänge zur Ausbildung großräumiger Wirbelstrukturen in der Feuerraumströmung. Hierdurch entstehen intensive Strömungskomponenten quer zur Hauptströmungsrichtung (Bild 4), wodurch der Antransport von Mineralsubstanz an die Heizfläche in unerwünschter Weise verstärkt wird.

Im Gegensatz zu den zur Instabilität neigenden Parallelstrombrennern in Boxeranordnung stellt sich bei Drallbrennern eine wirbelarme, gerichtete Strömung aus, durch die offensichtlich der Transport ansatzbildender Partikel zur Wand unterdrückt wird.

Das unterschiedliche Verhalten von Parallelstrom- und Drallbrennern erklärt sich daraus, daß die örtliche Lage der Berührungsfläche gegeneinandergerichteter Strahlen vom Gleichgewichtszustand der wegabhängigen kinetischen Energieströme bestimmt wird.

Bei gleichem Brennerabstand im Feuerraum sind die Energieströme bei Parallelstrombrennern an der Berührungsstelle deutlich höher als im Falle der Drallbrenner, was zu wesentlich sensibleren Reaktionen der beteiligten Strahlen führt.

Bereits geringfügige Impulsstromunterschiede, wie sie etwa durch den Verschleißzustand der Ventilatormühlen unvermeidbar sind, bewirken beim Parallelstrombrenner eine starke Lageveränderung des Staupunktes in Richtung zum schwächeren Strom. Bild 5 zeigt die Flammenkontur von Modellbrennern in Boxeranordnung bei zwei unterschiedlichen Impulsstrom-Verhältnissen $i = I_1/(/I_1/+/I_2/)$. Während sich bei $i = 0.5$ der Staupunkt in Feuerraum-Mitte $x/l = 0.5$ ein-

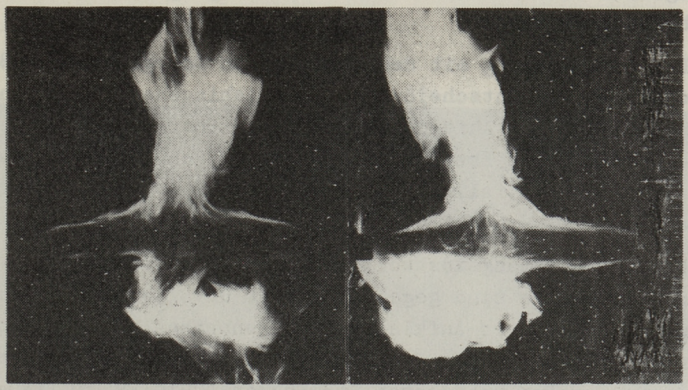


Bild 5

Vergleich des Staupunktes von Modellflammen
in Boxeranordnung bei Variation der Impulsströme
i = 0.5 x/l = 0.5 i = 0.47 x/l = 0.41

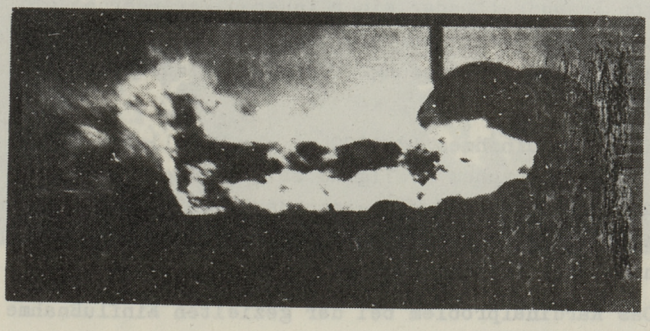


Bild 6

freibrennende 10 MW Drallbrennerflamme einer
Kohlenstaub-Versuchsfeuerung

stellt, wandert er schon bei i = 0.47 nach x/l = 0.41, wobei zugleich Flammendeformationen mit Neigung zum Wandkontakt beobachtet werden.

Der Zusammenhang mit dem kinetischen Energiestrom muß bei konstruktiven Entscheidungen auch dahingehend Beachtung finden, daß bei der Aufteilung des Brennstoff-Massenstromes auf mehrere kleine Brenner die gegenseitigen Störungen geringer ins Gewicht fallen als bei Anwendung weniger großer Brenner.

Die zur Strömungsinstabilität und Flammendeformation führenden Vorgänge sind gegenwärtig nur unvollkommen bekannt und bedürfen weiterer Aufklärung. Lückenhafte Kenntnisse bestehen auch über die für die Verschlackung nicht zu unterschätzenden großen kohärenten Strukturen (CHIGIER [11]). Darunter sind Zellen mit verzögerter Reaktion unter Luftmangel zu verstehen, die brennendes Material an die Feuerraumwand heranführen.

An der freibrennenden 10 MW-Drallbrennerflamme einer Kohlenstaub-Versuchsfeuerung (Bild 6) lassen sich diese Strukturen als dunkle Strähnen erkennen. Als Maßnahme gegen die Ausbildung grobballiger Strömungsgebiete muß die Anwendung von Innendrall oder einer inneren Versperrung als unverzichtbar angesehen werden, obgleich diese Elemente aus Verschleiß- und Verstopfungsgründen betriebstechnisch nachteilig sind.

Kurzzeitaufnahmen (1/1000 s) von Modell-Drallflammen (Bild 7) mit gleichem Drallgrad zeigen eine Flammenverlängerung um den Faktor 1.9 und einen deutlich gröberen Turbulenzmaßstab im Bereich der Strahlachse, wenn auf die Anwendung von Innendrall verzichtet wird.

Das Kardinalproblem bei der gezielten Einflußnahme auf die Verschlackungsvorgänge besteht im Partikel-Abkühlungsprozeß unter die kritische Hafttemperatur, der innerhalb der wandnahen Grenzschicht vonstattengehen muß.

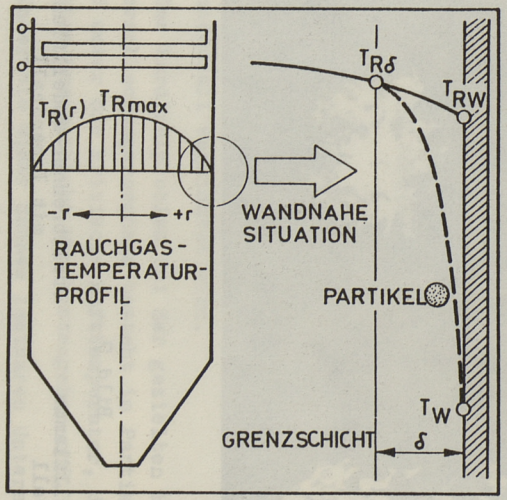
Innerhalb einer dünnen laminaren Unterschicht und einer dickeren turbulenten Schicht fällt die Rauchgastemperatur T_R vom Niveau außerhalb der Grenzschicht bis auf die Wandtemperatur T_W entsprechend Bild 8 ab.



Bild 7

Drallbrenner-Modellflamme ohne Innendrall

Drallbrenner-Modellflamme mit Innendrall



wandnahe Rauchgas-Temperatur-Verteilung

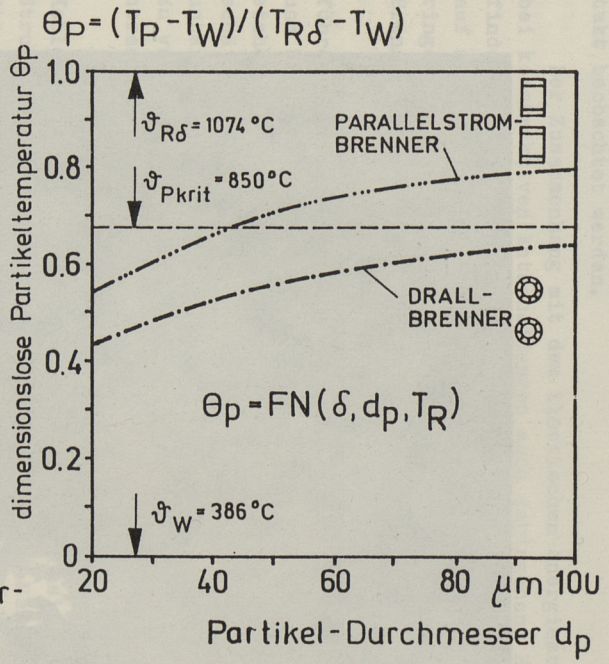


Bild 8

Nach Untersuchungen von SZABLEWSKI [12] gilt im Bereich der vollturbulenten Schicht eine logarithmische Temperaturverteilung, deren Berechnung NÜSSER [13] für die Bedingungen der Feuerraumströmung aufbereitet hat.

Die am Grenzschichtrand herrschende Rauchgastemperatur $T_{R\delta}$ kann mit einem auf Arbeiten von MIKK [14] zurückgehenden und inzwischen weiter ausgebauten Modell der Feuerraum-Wärmeübertragung gewonnen werden. Das Feuerraum- und das Grenzschichttemperaturmodell gestatten im Komplex den gesamten, natürlich idealisierten Temperaturverlauf von der Maximaltemperatur im Feuerraumzentrum bis zur Wandtemperatur zu beschreiben.

Je nachdem, ob eine wandparallele Kanalströmung oder eine vom Brennertyp abhängige Wandanströmung vorliegt, ergeben sich erhebliche Unterschiede in der Grenzschichtdicke und damit im wandnahen Rauchgas-Temperaturprofil.

Mit einer Konvektion und Strahlung berücksichtigenden Wärmeübertragungsrechnung läßt sich zeigen, daß innerhalb dieser Grenzschicht die Mineralsubstanz-Partikel für den Fall von kurzflammigen Drallbrennern unter die kritische Hafttemperatur abgekühlt werden. Für die ungünstigeren Verhältnisse bei Parallelstrombrennern muß dagegen mit einer unzureichenden Partikel-Abkühlung gerechnet werden.

Nach diesen Ergebnissen kann die Feuerraum-Verschlakkung offenbar auch bei Einsatz schwieriger Brennstoffe zurückgedrängt werden, wenn durch zweckmäßige Brennerkonstruktion, -dimensionierung und -anordnung

- eine Wandberührung von Flammen oder Flammenteilen mit Sicherheit vermieden wird

und sich

- eine ausreichend dicke und durch großräumige Wirbelstrukturen ungestörte Wandgrenzschicht ausbilden kann.

Die Wirksamkeit der Partikelabkühlung in der Grenzschicht ist nur dann gegeben, wenn

- die Wandtemperatur T_W durch quasi-kontinuierliche Heizflächen-Reinhaltung ständig auf dem niedrigstmöglichen Wert gehalten wird.

4. Zusammenfassung

Die Feuerraum-Verschlackung mit ihren Verfügbarkeits-, Funktions- und Sicherheitsrisiken zeigt durch Qualitätsverschlechterung der gegenwärtig und zukünftig einsetzbaren Braunkohlen eine steigende Tendenz.

Zur Beherrschung der Probleme sind gleichermaßen feuerungstechnische Rekonstruktionen wie betriebstechnische Maßnahmen erforderlich.

Um beim Reaktionsablauf die Bildung niedrigschmelzender Mineralsubstanz zu hemmen, ist die Gewährleistung einer hohen Sauerstoffkonzentration in der Hauptverbrennungszone erforderlich. Neben einer konsequenten Reduzierung von Leckklufteinbrüchen erscheint der Übergang zu Kohlenstaubbrennern mit Brüdentrennung vorteilhaft.

Aus thermisch-strömungsmechanischer Sicht muß dafür Sorge getragen werden, daß eine Wandberührung von Flammen unterbunden und eine Partikelabkühlung unter die kritische Hafttemperatur vor dem Auftreffen auf Heizflächen wirksam wird.

Parallelstrombrenner befinden sich im Nachteil, indem als Folge ihrer Strahleigenschaften dünne wandnahe Grenzschichten entstehen, die eine ausreichende Unterkühlung der Mineralsubstanz behindern. Außerdem neigt dieser Brennertyp durch langsamen Abbau der kinetischen Energie bei gegeneinander gerichteten Brennern zur Ausbildung von Strömungsinstabilitäten, die Transport- und Wärmeübertragungsvorgänge negativ beeinflussen.

Drallbrenner bieten demgegenüber durch kurze Flammen und schnellen Strahlgeschwindigkeitsabbau günstige Voraussetzungen, Wandkontakt von Flammensubstanz zu vermeiden und eine stabile, geordnete Feuerraumströmung unter Ausbildung dicker Wandgrenzschichten zu erzielen.

Für die Sicherstellung der Partikelabkühlung ist neben den strömungsmechanischen Randbedingungen eine ständige Heizflächen-Reinhaltung unerläßlich.

Literatur

1. Öpik, I., Ots, A. Erkenntnisstand zur Verschlakkungsproblematik von Dampferzeuger-Feuerräumen // Energietechnik. - 1983. - 33, H. 4. - S. 126-132.

2. Ots, A.A. Über Vorgänge in Dampferzeugern beim Verbrennen von Ölschiefer und Kansk-Atschinsker Kohle (russ.). - Moskau, 1970.

3. Dik, E.P., Dobrochotow, V.I., Salkind, I.J. Zur Verschlackung der Dampfkessel der Großkraftwerksblöcke (russ.) // Teploenergetika. - 1980. - H. 3 - S. 18-22.

4. Schneider, W. Der Einsatz des Verbrennungsrohres nach FIELD zur Ermittlung der Verschlackungs- und Ansatzneigung von Braunkohlenaschen in Staubfeuerungen // Wiss. Z. TU Dresden. 1981. - 30, H. 6. - S. 15-19.

5. Altmann, W. Prediction of slagging and fouling tendencies of European lignites by new statistical and experimental methods // ACS Symposium Series. - 1986. - 301 - S. 394-408.

6. Watt, J.D., Fereday, F. The flow properties of slag formed from the ashes of British coals // J. Inst. Fuel. 1969. - 42 - S. 99 (Teil 1), S. 131 (Teil 2).

7. Attig, R.C., Duzy, A.F. Coal ash deposition studies and application to boiler design // Amer. Power Conf. - 1969. - S. 290.

8. Pavlita, Z. Unveröffentl. Bericht ORGREZ. Prag, 1986.

9. Richter, W., Payne, R., Heap, M.P. Influence of thermal properties of wall deposits on performance of pulverized fuel fired boiler combustion chambers // ACS Symposium Series. 1986. - 301. - S. 375-393.

10. Brendel, R., Zideck, R. Unveröffentlichter Bericht TU Dresden, 1986.

11. Chigier, N.A. Energy, combustion and environment. - New York, 1981.

12. S z a b l e w s k i, W. Inkompressible turbulente Temperaturgrenzschichten mit konstanter Wandtemperatur // Int. J. Heat and Mass Transfer. - 1972. - Vol. 15. - S. 673-706.

13. N ü s s e r, P. Die Abhängigkeit der Feuerraumverschlakkung vom wandnahen Rauchgastemperaturprofil // Preprint AdW Berlin 1985, P - MECH - 02/85.

14. Geometrical-optical characteristics and calculation of radiant heat transfer between a flame and a wall // Heat Transfer in Flames / Ed. N.H. Afgan, J.M. Beer. Int. Centre Heat and Mass Transfer, 1974.

№ 656

TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED

ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

UDK 662.6:536;621.926

B. Gehrke

EINFLUSS DER KOHLEEIGENSCHAFTEN AUF DIE AUSWAHL DER KOHLEMÜHLEN IN DAMPFKRAFTWERKEN

Für einen 750-MW-Dampferzeuger werden pro Stunde etwa 300 t Steinkohle oder 1000 t Braunkohle benötigt. Die Anzahl installierter Mühlen je Blockeinheit richtet sich nach dem Brennstoffband und nach den Anforderungen an den Dampferzeuger. In der Bundesrepublik Deutschland werden für Steinkohle vier Betriebsmühlen und für Braunkohle acht Betriebsmühlen je Dampferzeuger verwendet. Daraus folgen erforderliche Durchsatzleistungen von 75 t/h Steinkohle und bis 150 t/h Braunkohle je Mühle.

Die von den Mühlenherstellern für diese Leistungen angebotenen Mühlen sind Weiterentwicklungen von Bauarten, die sich bereits seit Jahrzehnten in der Kraftwerksindustrie bewährt haben, und deren Durchsatzleistungen durch stetige Vergrößerung der Mühlenabmessungen gesteigert worden sind. Für Ventilatormühlen dürfte bei etwa 200 t/h Durchsatzleistung je Mühlenrotor eine obere Leistungsgrenze erreicht werden, bei Walzenschüsselmühlen und Rohrkugelmühlen sind Grenzen einer Leistungsvergrößerung noch nicht erkennbar, zumal diese Mühlenarten in anderen Industriezweigen für andere Mahlgüter mit Durchsatzleistungen über 200 t/h bereits betrieben werden.

Mühlen-Bauarten

In der Kraftwerkstechnik werden für die Kohlefeinzerkleinerung Rohrkugelmühlen, Federrollenmühlen oder Ventilatormühlen eingesetzt. Die Entscheidung für eine dieser Mühlenbauarten ist abhängig von der Kohlequalität und von den

Anforderungen an den Dampferzeuger. In Tabelle 1 wird schematisch die Eignung der Mühlenbauarten nach mahltechnischen Kriterien dargestellt. Für viele Kohlen kann durch Anwendung dieses einfachen Schemas bereits eine eindeutige Entscheidung für oder gegen eine Mühlenbauart getroffen werden. Bei anderen Kohlen fällt die Entscheidung nicht eindeutig aus. In diesem Fall ist es wichtig, über Betriebsergebnisse mit ähnlichen Kohlen in vergleichbaren Mahl- und Feuerungsanlagen zu verfügen. Folgender Bestimmungsweg wird angewendet: Der noch unbekannten Kohle (Ausschreibungskohle) wird eine bereits im Kraftwerksbetrieb geprüfte Kohle (Vergleichskohle) zugeordnet. Die Betriebsergebnisse mit der Vergleichskohle werden Grundlage für die Mühlenauswahl und Mühlengrößenbestimmung. Zur Absicherung der Auslegung werden ergänzende Mahlversuche in einer Prototypmahlanlage durchgeführt.

Tabelle 1

Mühlenbeurteilungs-Schema nach den Kohleeigenschaften

Beurteilungsgröße	Rohrmühle	Federrollenmühle	Ventilatormühle ohne Sichter	Ventilatormühle mit Sichter
1	2	3	4	5
Heizwert:				
alle Heizwerte	x	x	x	x
Wassergehalt Rohkohle				
< 10 %	x	x	x	x
10-40 %	-	o	x	x
> 40 %	-	-	x	x
Aschegehalt Rohkohle (trokken)				
< 10 %	x	x	x	x
10-50 %	x	o	x	o
> 50 %	x	o	o	o
Xylith-Gehalt in Rohkohle				
< 1,0 %	x	x	x	x
1-10 %	o	o	o	x
>10 %	-	-	o	x

1	2	3	4	5
Quarzgehalt in Rohkohle				
>10 %	x	o	o	-
Tongehalt in Rohkohle				
>5 %	o	o	x	x
Mahlbarkeit der Rohkohle				
< 40° Hardgrove	x	o	o	o
40-80° Hg	x	x	x	x
>80° Hg	x	o	x	x
Mahlfeinheit				
< 10 % auf 0,09 mm	x	o	-	-
10-50 % auf 0,09 mm	o	o	-	o
>50 % auf 0,09 mm	-	-	x	x
Brennstaubdurchsatz je Mühle				
< 100 t/h	x	x	x	x
>100 t/h	x	o		noch nicht entwickelt

x - gut geeignet
o - bedingt geeignet
- - nicht geeignet

Mühlen-Leistungsfaktoren

In der Steinkohle-Mahltechnik ist es üblich, die Leistung einer Mühle mit empirischen Leistungsfaktoren zu berechnen. Die Faktoren f_1 bis f_3 für Hardgrove-Zahl, Ausmahlung und Rohkohle-Wassergehalt nach Bild 1 werden durch Auswertung zahlreicher Versuche bestimmt.

Bei Braunkohle sind außer den vorgenannten Faktoren weitere Einflußgrößen zu berücksichtigen: Gehalt an fossilem Holz (Xylith) und an Steinen und Erden in der Rohkohle, Mahlbarkeit dieses Xyliths und der Hauptascheträger (Zwischenmittel) im Vergleich zur Rohkohle. Dabei ist der Anteil an Xylith in einer Braunkohle von überragender Bedeutung für die richtige Auswahl der Mühlenbauart, der Mühlengröße und des Feuerungssystems. Trotzdem wird diese wichtige Größe bisher in fast keiner Kohleanalyse ausgewiesen. Der Grund

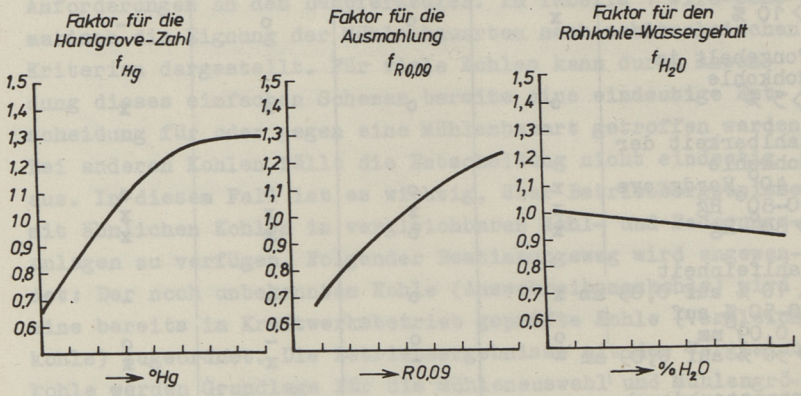


Bild 1. Leistungsfaktoren von Schüsselmühlen für Steinkohle

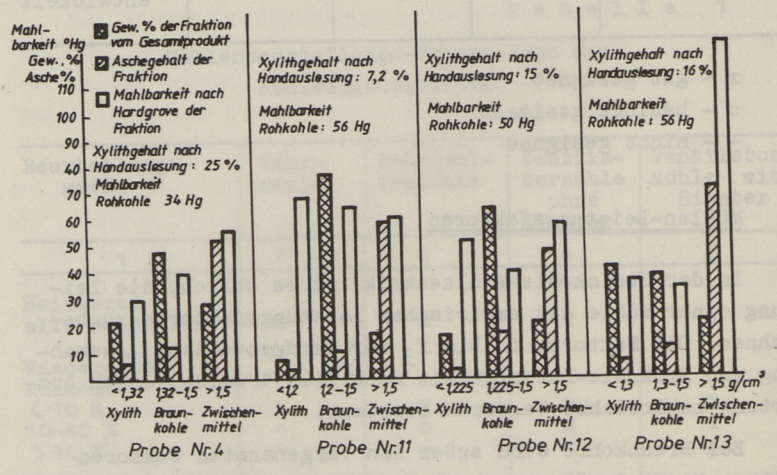
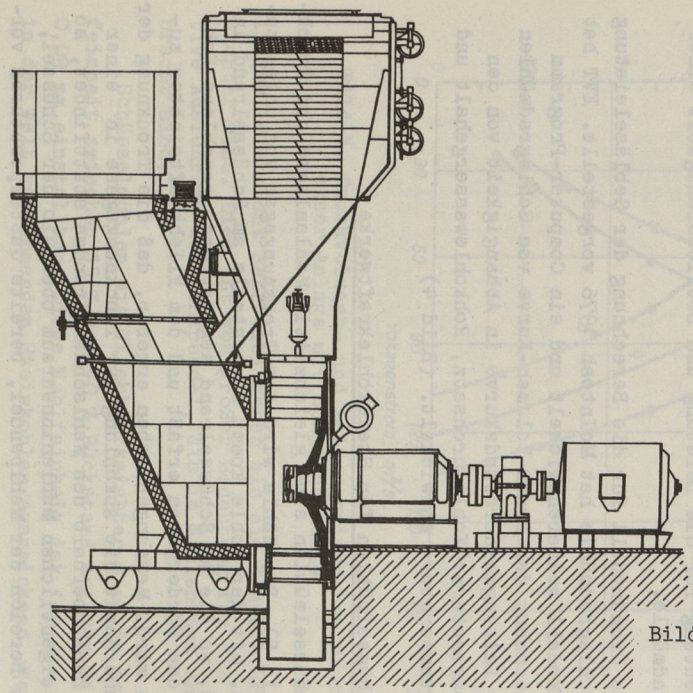


Bild 2. Heterogenitätsdiagramme für verschiedene Braunkohlen

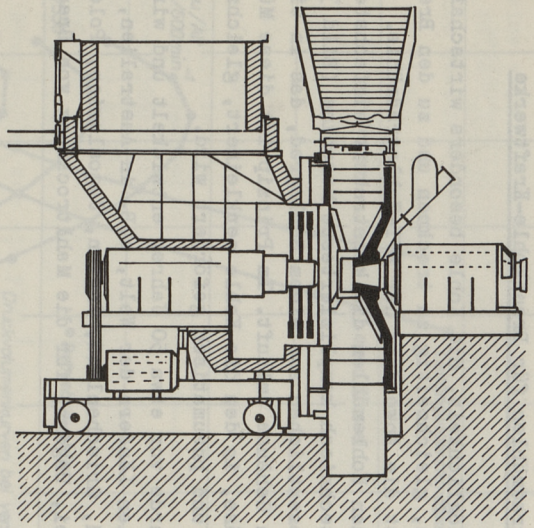
hierfür ist, daß es bis heute keine eindeutige Definition für den Braunkohlebestandteil Xylith gibt.

In Bild 2 sind für vier xylithhaltige Kohlen besonders typische Heterogenitäts-Diagramme dargestellt.



Schlagradmühle mit Sichter ohne Vorschläger.
Staubfeinheit: etwa konstant,
max. Kohledurchsatz
je nach Rohkohle
abfallend auf 85-95 %

Bild 3.



Schlagradmühle ohne Sichter mit Vorschläger.
Staubfeinheit: abfallend von z.B. 3 auf 10 %
Rückstand auf 1 mm Sieb,
max. Kohledurchsatz
etwa konstant

Schlagradmühlen für Braunkohle-Kraftwerke

Eine Möglichkeit, die Kohle besonders wirtschaftlich zu zerkleinern, gleichzeitig zu trocknen und zu den Brennern zu fördern, ist die Anwendung der EVT-Schlagradmühle. Diese ist unter den Kohlemühlen die konstruktiv einfachste und verfahrenstechnisch kompliziertesteste Maschine (Bild 3) und besteht im wesentlichen aus einem Schlagrad, das in einem spiralförmigen Gehäuse umläuft. Im Prinzip ist diese Mühle ein Radialgebläse, in dem die Kohle zerkleinert, gleichzeitig getrocknet und pneumatisch gefördert wird.

Sie wurde vor etwa 50 Jahren entwickelt und wird heute in fast allen Ländern der Welt, z.B. in Australien, China, Deutschland, Griechenland, Indien, Jugoslawien, Polen, Spanien, Türkei, Ungarn, für die Mahltrocknung von Braunkohle verwendet.

Die Berechnung der Gebläseleistung ist von fundamentaler Bedeutung für die Leistung und Betriebsfähigkeit einer Schlagradmühle.

Das Grundmodell für die Berechnung der Gebläseleistung einer Schlagradmühle hat McIntosh 1976 vorgestellt. EVT hat dieses Modell weiterentwickelt und ein Computer-Programm zur Berechnung der Druck-Volumen-Kurve von Schlagradmühlen und der Leitungswiderstandskurve in Abhängigkeit von den Prozeßparametern: Kohledurchsatz, Rohkohlewassergehalt und Sichtertemperatur, entwickelt. (Bild 4)

Schüsselmühlen für Steinkohlekraftwerke

Schüsselmühlen sind gleichzeitig Mahlanlagen und Trockner (Bild 5). Der Mühle wird das Trocknungsgas von unten zugeführt. Mit der Kohle kommt es erstmals am Schüsselrand in Kontakt, wo die am Schüsselrand abgeworfene, gemahlene Kohle von den Fördergasen erfaßt und dem Fliehkraftsichter zugeführt wird. Messungen haben ergeben, daß die Trocknung der Kohle und damit die Abkühlung der Trocknungsgase in einer kurzen Zone oberhalb des Mahlschüsselrandes stattfindet, so daß im eigentlichen Mühleninnenraum oberhalb der Schüssel, z.B. im Bereich der Mahlpendel, bereits Gastemperaturen vor-

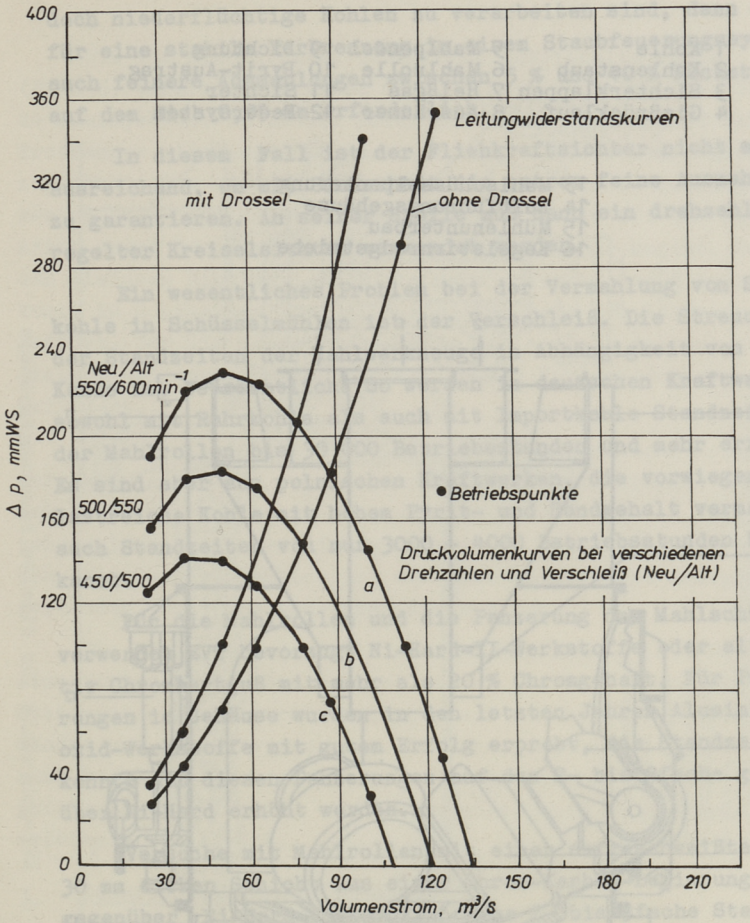


Bild 4. Druckvolumen- und Leitungswiderstandskurven einer Anlage mit Schlagradmühle

liegen, die nicht sehr viel höher als die Temperatur nach Sichter sind. Dies ist von großer Bedeutung für die konstruktive Ausführung der Mahlpendel, die im Mühlenraum untergebracht sind.

Schüsselmühlen mit Fliehkraftsichter sind in der Mahlfeinheit zwischen 15 % und 40 % Rückstand auf dem Sieb 0,09 mm einstellbar. Diese Mahlfeinheit ist für die meisten in der Welt vorkommenden Steinkohlen ausreichend. Wenn je-

1 Kohle
2 Kohlenstaub
3 Sichterklappen
4 Gießrücklauf
5 Mahlpendel
6 Mahlrolle
7 Heißgas
8 Ausräumer
9 Dichtung
10 Pyrit-Austrag
11 Sichter
12 Federsystem
13 Mahlschüsselpanzerung
14 Luftführungsgehäuse
15 Mühlenunterbau
16 Kegelstirnradgetriebe

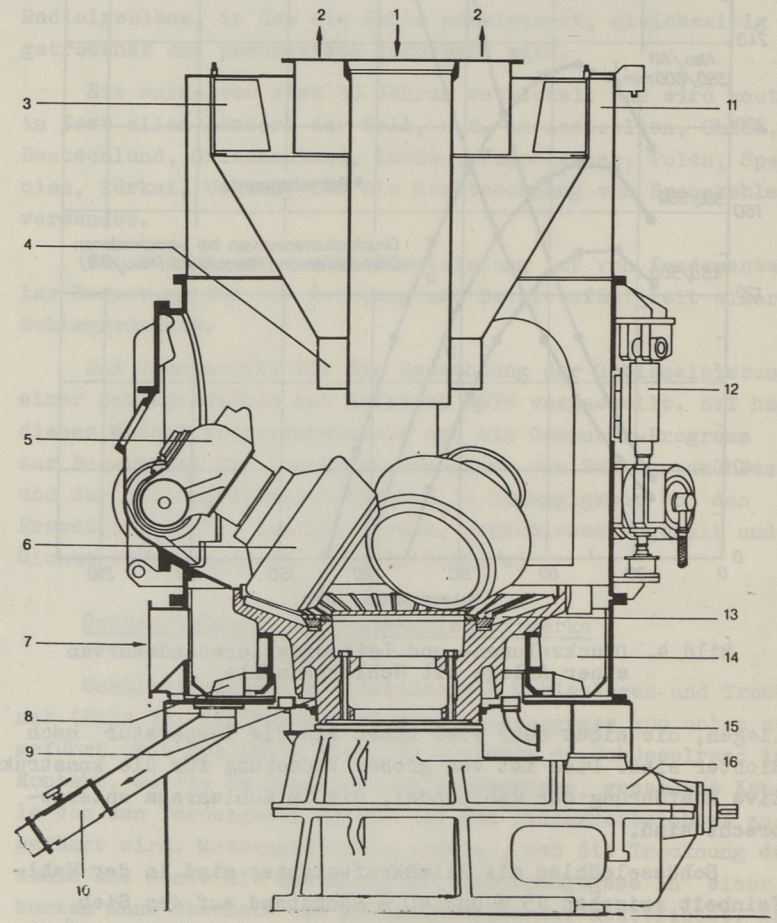


Bild 5. EVT-Schüsselmühle mit Mahlpendelhydraulik und separatem Getriebe

doch niederflüchtige Kohlen zu verarbeiten sind, dann sind für eine stabile Verbrennung in einem Staubfeuerungssystem auch feinere Ausmahlungen zwischen 5 % und 40 % Rückstand auf dem Sieb 0,09 mm erforderlich.

In diesem Fall ist der Fliehkraftsichter nicht mehr ausreichend, um mit Sicherheit die extrem feine Ausmahlung zu garantieren. An seiner Stelle muß dann ein drehzahlgeregelter Kreiselsichter verwendet werden.

Ein wesentliches Problem bei der Vermahlung von Steinkohle in Schüsselmühlen ist der Verschleiß. Die Streuung der Standzeiten der Mahlwerkzeuge in Abhängigkeit von der Kohle ist beträchtlich. So werden in deutschen Kraftwerken sowohl mit Ruhrkohle als auch mit Importkohle Standzeiten der Mahlrollen bis 30 000 Betriebsstunden und mehr erreicht. Es sind aber aus polnischen Kraftwerken, die vorwiegend ballastreiche Kohle mit hohem Pyrit- und Sandgehalt vermahlen, auch Standzeiten von nur 3000 - 4000 Betriebsstunden bekannt.

Für die Mahlrollen und die Panzerung der Mahlschüssel verwendet EVT bevorzugt Ni-Hard-II-Werkstoffe oder alternativ Chromhartguß mit mehr als 20 % Chromgehalt. Für Panzerungen im Gehäuse wurden in den letzten Jahren Aluminiumoxid-Werkstoffe mit gutem Erfolg erprobt, die Standzeit konnte mit diesen Panzerungen auf das 2- bis 3fache gegenüber Ni-Hard erhöht werden.

Versuche mit Mahlrollen mit einer aufgeschweißten, bis 30 mm dicken Schicht aus einer Chrom-Karbid-Legierung haben gegenüber Ni-Hard-Werkstoffen eine 2- bis 3fache Standzeitverlängerung gebracht.

Rohrkugelmühlen

Für alle Kohlen, die mit Schlagradmühlen oder Schüsselmühlen wegen zu großer Verschleißraten nicht mehr wirtschaftlich gemahlen werden können, ist die Rohrkugelmühle die einzige Alternative. In keiner anderen Mühle kann pro kg Nenndurchsatzleistung eine vergleichbar große Masse an Mahlwerkzeugen eingebaut werden.

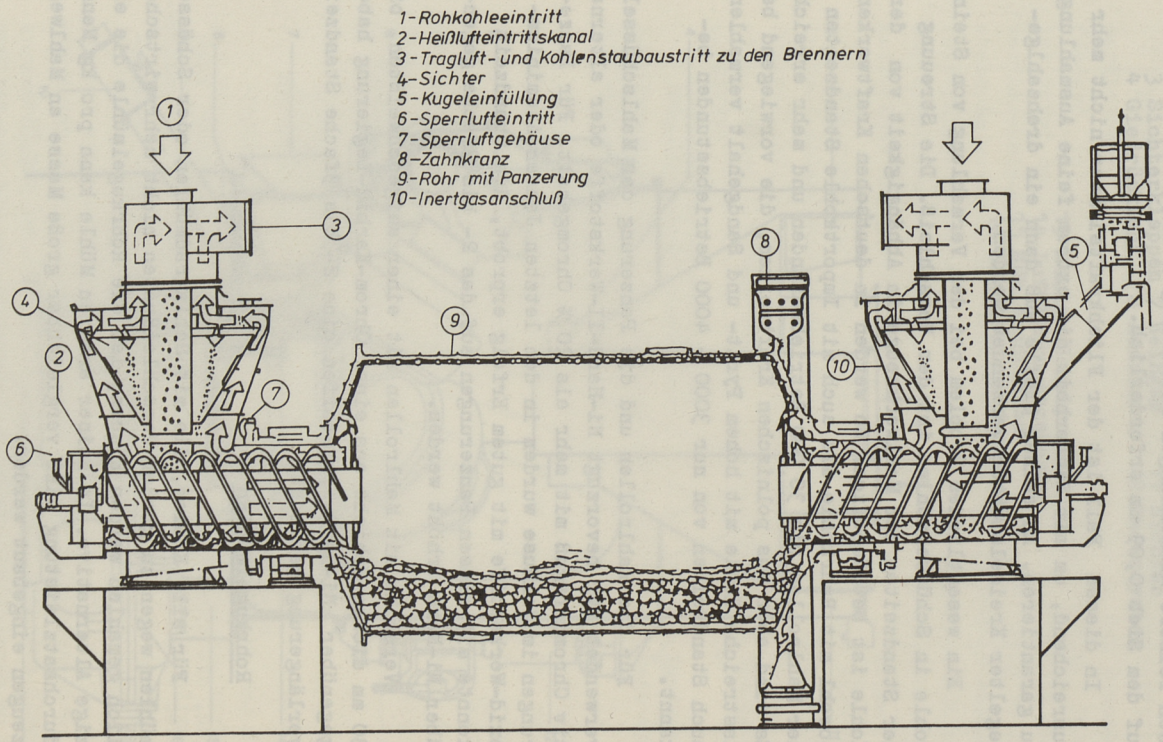


Bild 6. EVT-Rohrmühle für direkte Feuerungssysteme

Die für die direkten Feuerungen entwickelte Mühle (Bild 6) vereinigt in einem Gehäuse zwei parallel arbeitende Mahlsysteme. An beiden Enden des Mühlenrohres wird das Trockengas mit Überdruck durch das Zentralrohr dem Mahlraum zugeführt. Die einströmenden Gasströme werden im Mühleninneren um 180° umgelenkt und verlassen die Mühle mit dem Feinstaub durch den Ringkanal, der das Zentralrohr umgibt. Durch den gleichen Ringkanal wird die noch unzerkleinerte Aufgabekohle im Gegenstrom über eine Förderspirale dem Mahlraum zugeführt. Der die Mühle verlassende Kohlenstaub gelangt zum Sichter und wird von dort direkt zu den Kohlenstaubbrennern gefördert.

Der Materialnettoverschleiß bei vergleichbarer Zerkleinerungsleistung und vergleichbarem Verschleißmaterial ist in Rohrkugelmühlen etwa um den Faktor 10 größer als in Walzenschüsselmühlen. Wesentlich größer (1,5- bis 2fach) als bei den Walzenschüsselmühlen ist auch der spezifische Energieverbrauch pro Tonne erzeugtem Kohlenstaub.

Die Reparaturintervalle der Rohrkugelmühle (mit Stillstandzeiten über mehrere Tage) werden bestimmt durch die Standzeiten der Verschleißplatten auf den konischen Stirnwänden und der Rohrpanzerung. Die Standzeit dieser Panzerung beträgt normalerweise mehr als 12 Monate. Kleinere Reparaturen, z.B. an der Einlaufschnecke, sind in kürzeren Abständen erforderlich.

Zusammenfassung

Kohlemühlen aller Bauarten sind Zerkleinerungsmaschinen und Trockner zugleich. Schlagradmühlen für die Braunkohlemahltrocknung sind außerdem noch Radialgebläse für die Ansaugung der Rauchgase aus der Brennkammer und für die Förderung des Staubes zu den Brennern.

In den letzten Jahren wurden größere, technisch weiter verbesserte Mühlen entwickelt. Die größte Schlagradmühle mit 200 t/h Nennleistung ging 1983 in Betrieb. Für die Entwicklung dieser Mühlen wurden umfangreiche Festigkeitsberechnungen nach der Finite-Elemente-Methode und Gebläseleistungsberechnungen nach einem neu entwickelten Verfahren ausgeführt.

Die Betriebsergebnisse bestätigen die Richtigkeit der Berechnungsverfahren.

In den meisten Steinkohle-Kraftwerken werden 4 Schüsselmühlen pro Block verwendet. Durchsatzleistungen von 60 bis 75 t/h Steinkohle sind erforderlich. Mühlen mit Kreiselsichter für Feinheiten 90 % kleiner 0,09 mm sind seit Anfang 1985 in Betrieb.

Standzeiten der Mahlrollen von 3000 bis über 30 000 Betriebsstunden werden in Schüsselmühlen erreicht. Durch Verwendung besserer Werkstoffe wird versucht, der Tendenz zu höherem Verschleiß bei Vermahlung abrasiver Kohle entgegenzuwirken.

Wenn die Kohle zu abrasiv ist, müssen Rohrkugelmühlen verwendet werden.

Nr. 656

TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED

ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

UDK 621.18:662.613.12

Gábor Bassa, Prof.
Technical University of
Budapest

TEMPERATURE CONDITIONS AND SLAGGING TENDENCY IN THE COMBUSTION CHAMBER OF PULVERIZED FUEL EQUIPMENT

Pulverized fuel and vehicle gas enter a disperse system, with flow and radiation characteristics controlling the place and rate of combustion chamber slagging. By adjusting flame flow and grinding fineness, slagging may be controlled and reduced. Methods suiting operative conditions and the effect of slagging on heat transfer in the combustion chamber will be reported on.

To discuss slagging phenomena a strongly cooled, corner-burnered pulverized-fuel equipment with irradiated combustion chamber of direct mill fueling has been chosen, where the flue gas is exhausted from the combustion chamber, and the four pulverized-fuel burners unite their flames in the middle of the combustion chamber topped by an irradiated schott-superheater.

1. The disperse system

Fuel and drying vehicle (flue gas or air) make up a disperse system. Its burning properties differ from those of gas: finely ground, uniformly distributed combustible (then burning) fuel particles are in fact entrained by the vehicle; the maximum of relative velocity (compared to that of gas) equals the flotation velocity. Burning of particles below 10 μm in this medium is similar to gas burning, it has been found to supplement the burning of volatile matter introducing the burning. Fine grinding of low-volatile anthracite coals is expected to provide a large specific

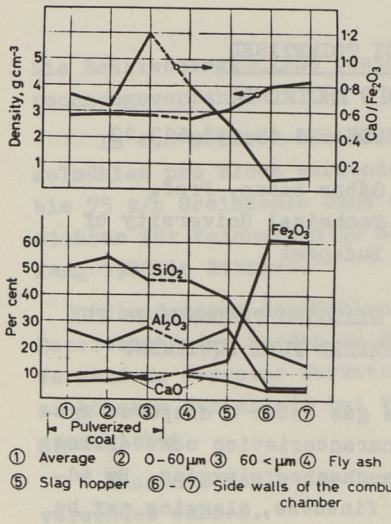


Fig. 1. Distribution of mineral components in the combustion chamber of 230 t/h steam generator

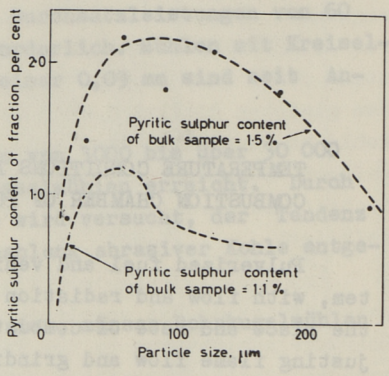


Fig. 2. Variation of pyritic sulphur content with particle size (R. F. Littlejohn and J. D. Watt, BCURA, Leatherhead, England)

surface. In coal mills with a separator, particles of higher ash content are always finer ground (Fig. 1), so that small particles get enriched in ash. They are substandard from the aspects of ignition and burning, at the same time they may initiate slagging if in flow they contact the wall.

Sulphur content - as pyrite sulphur rather than total sulphur - also belongs to the range of fine particles (50 to 100 μm) (Fig. 2). Sulphur "forwards slagging", as stated in earlier, mainly German, special literature. Essentially, in pyrite roasting Fe (iron) is released in the boiler, its magnetite oxide lowers the stickiness temperature.

2. The mode of grinding, the wanted grinding fineness

The first possibility thereof resides in the burning level. In corner-burner firing (Fig. 3), an outer recirculation flow pattern is known to develop in the horizontal plane around the enclosed jets blown-in. The higher the blow-in

velocity, the more of gas and solid particles are returned to the burner mouth. This is why, although for pulverized-fuel burners the flame front is about 20 to 30 cm before the mouth, the latter gets slagged, and slag whiskers opposite to the flow direction appear on the adjacent tube wall. With the advancement of slagging, a continuous layer is deposited at the burning level, of a thickness mainly depending on the arising maximum temperature. Anyhow, it reduces heat transfer by radiation to the wall, because of the heat damping and shielding effect of slag (Fig. 4).

In the case of high-ash lignites, harms because of grinding are worth the effort of prevention. By the '60s, the Research Institute for Energetics in Leipzig demonstrated the practicalness of leaving some 10 per cent of hygroscopic moisture in the grind. When getting into the combustion chamber the water left in the particles abruptly turns into steam, blasting the particles into fines lower in ash than are separator-produced particles.

3. Burning inside voids

According to the research on reaction kinetics in the '80s, after volatile burning, coke starts burning overlapping the surface, slowly spreading inwards, to produce scenospheres, inner voids accommodating burning where molten pure slag segregates, as demonstrated by electron photomicrographs. This process is advantageous as in the last phase of pulverized fuel burning, the remaining larger particles crumble, instead of adding to the unburnt matter in the fly ash originating from the mill's coarse grind.

Slag globules formed in the scenospheres were tested under operative conditions in the Research Institute of Power Industry. Coal grind and fly ash were sampled to determine size reduction due to burning in any particle size range. The increase of the specific surface was expected but the contrary happened. Amorphous coal matter emitted molten slag particles becoming globular due to the effect of surface stresses, as stated above, and it is known that, for a given volume, the surface of a sphere is the least

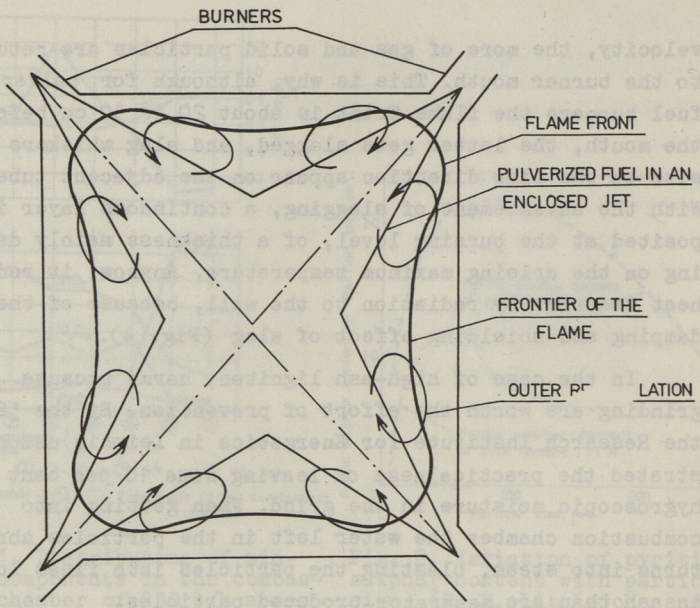


Fig. 3. Streamlines in the burner level

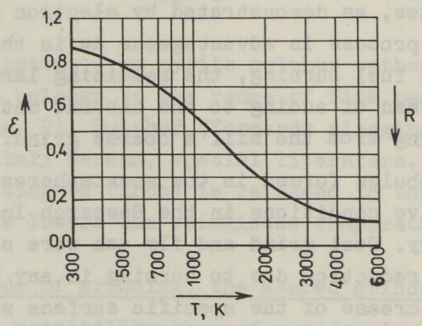


Fig. 4. Emissivity and reflectivity of chamot stone depending on temperature (W. Pepperhof, Mannesmann Res. Inst., GFR)

possible. Another observation (also found in literature) is that in the combustion chamber the temperature of particles in the disperse system is always higher than that of the surrounding gas. Their emissivity is size-dependent: the emissivity of the finest ranges is proportional to the concentration and decreases with the wave-length; the emissivity of those above 50 μm (overwhelming in pulverized-fuel firing) is proportional to the particle size. From the aspect of flame radiation it may be considered grey radiant, although for high moisture contents, steam radiation may increase emissivity with wavelength. After burning is off, inert materials, always containing some porous particles, become condensation surfaces near the acid dew point, namely, they are always cooler than the gas vehicle due to their radiation toward the surroundings and their voids are prone to condense steam.

All in all, the prevention of slagging may be implemented as follows. In case of decreasing blow-in velocity at the burners, the flow of gas and solids at the burners decreases, while higher velocities bring about the growth of slagging around the burners at a loss of the combustion chamber fill-in factor, the temperature at the combustion chamber exit rises, and so does that of flue gas getting into the superheater. If there are no means to eliminate slagging, especially if the flow completely fills the combustion chamber, such temperature distribution has to be achieved (primarily by reducing temperature peaks) as to make the deposited slag porous, disposable during operation.

As a point of origin for slagging, special mention should be made of the connection between flue gas exhaust and combustion chamber, where the register is known to become soon slagged.

4. Effect of ash volume

Coal quality affects the slagging process. The higher the ash content in the coal, the higher the temperature where the fire is out (Fig. 5). Thus, the range of stability of pulverized coal firing is controlled by slagging and by

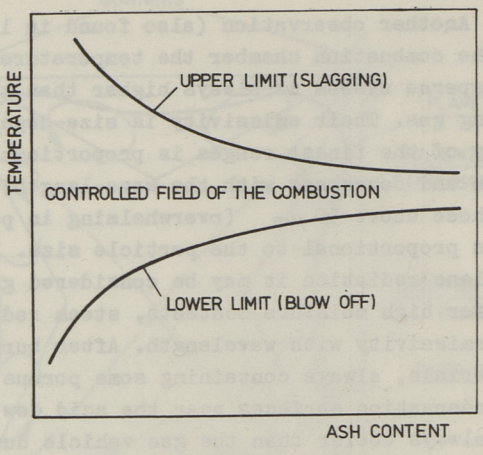


Fig. 5. Stability limits of P.F. Flame depending on ash content

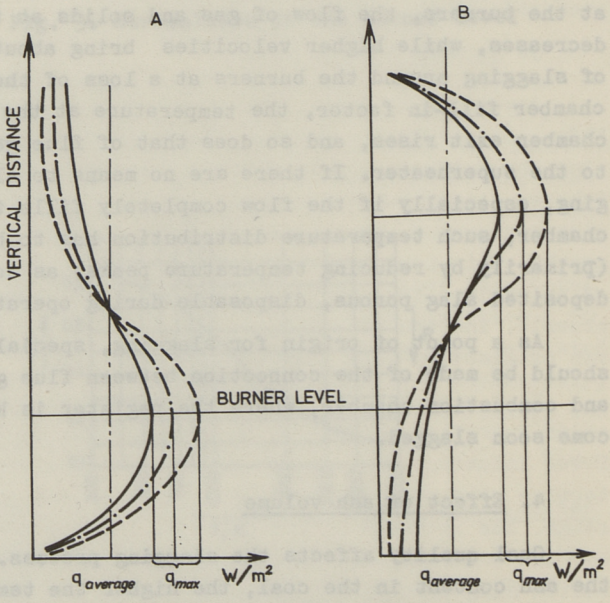


Fig. 6. Heat flux distribution on the combustion chamber wall (A - clean surface, B - slag layer in burner surrounding)

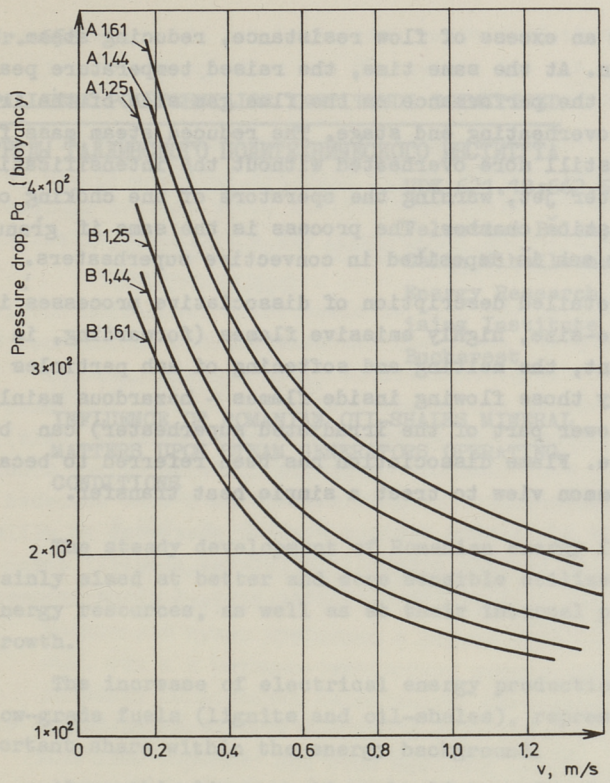


Fig. 7. Buoyancy forces in the tubes inside plotted against velocity of circulation (G. Szabolcs, Electrical Power Inst., Budapest)

the lower limit of efficiency. The lower limit may be eased by supply combustion, the upper one by no means.

5. Heat transfer in slagging

Slagging affects heat transfer. In conformity with the known process of heat release, it is at its maximum at the burning level as seen in Fig. 6A. Slag layer beginning at the burning level is a thermal insulation as stated before. Here heat transfer is lower, the peak is raised (Fig. 6B) at a loss of circulation and of steam production, at a lower buoyancy (Fig. 7). Namely, in the vertical steam generator pipe the raised peak produces a bottleneck of

steam, at an excess of flow resistance, reducing steam production. At the same time, the raised temperature peak increases the performance on the flue gas side of the irradiated overheating end stage. The reduced steam mass flow would be still more overheated without the intensification of the water jet, warning the operators of the choking of the combustion chamber. The process is the same if granulated fly ash is deposited in convective superheaters.

No detailed description of dissociative processes inside large-size, highly emissive flames (forwarding, in final account, the melting and softening of ash particles - especially those flowing inside flames - hazardous mainly for the lower part of the irradiated superheater) can be given here. Flame dissociation nas been referred to because of the common view to treat a simple heat transfer.

Nr. 656

TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED

ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

UDK 621.18:662.67:662.613

Valentina Bălan, D. Sc.
Călin Mihăileanu, D. Sc.
Energy Research and Modernising Institute (ICEMENERG), Bucharest

INFLUENCE OF ROMANIAN OIL-SHALES MINERAL MATTERS UPON STEAM GENERATORS OPERATING CONDITIONS

The steady development of Romanian energy field is mainly aimed at better and more sensible utilization of all energy resources, as well as at their internal production growth.

The increase of electrical energy production, based on low-grade fuels (lignite and oil-shales), represents an important share within the energy background.

Along this line, mention should be made of the paper "Influence of mineral matters within oil-shales, as compared to those within brown coal, upon steam generator operating conditions; applications at 100 and 270 t/h boilers for preventing erosion and fouling mechanisms of heating surfaces".

Romanian oil- and coal-shales are available in the South-Western areas of the country, in the neighbourhood of the small towns Anina and Doman; they belong to the pit-coal ores of the Liasic period.

Oil-shale mass is made up of the following significant mineral components: kaolinite 48, sericite 13, quartz 11, siderite 10, iron pyrite 0.5-1, organic matters 12-14 per cent.

Compact siderite fractions have been found as interlayers within the oil-shale mass, their sizes ranging from a few centimetres to 1 metre.

Low-grade heat value determined for oil-shale reserves is 4 MJ/kg, dry ash content 75 per cent and the overall moisture content 6-7 per cent.

Due to the mineralogic composition of oil-shale, particularly with respect to its siderite content, it has a strong abrasive effect upon thermal power station equipments, mainly upon grinding equipments, and a corrosive effect upon heat transfer surfaces.

Considering the urge of electricity production development on low-grade coals and the difficulties encountered by several electric power stations (i.e. deposits, severe equipment wearing processes, production losses, increased operating expenses due to the high mineral mass of fuels), new ways for selecting oil-shales in order to remove mineralogic components from sterile matters have been searched for, in view of getting minimum wearing phenomena at mills and of getting certain connections between chemical composition and ash melting temperatures; thus, fouling processes will be prevented.

1. Tests

1.1. Shale and coal samples have been investigated with the help of laboratory tests, taking into account their chemical, mineralogic and physical-mechanical properties.

1.2. Industrial tests on shales combustion (on mash sizing) compared to that of brown coal at a 100 t/h boiler fitted with hammer mills have been conducted.

Steam and feed water pressure:

a) steam rated flow 100 t/h,

b) steam temperature 480 ^{o}C,

c) feed water temperature 183 ^{o}C.

The tests were aimed at finding out wearing phenomena at three mash types (0-300 mm, 0-200 mm, 0-100 mm) both in view of reducing wearing phenomena by the removal of certain amounts of oil shale sterile and in view of comparing the specific wearing phenomena obtained at shale and coal grinding within the same type of mill.

2. Results and comments

Table 1 shows the main chemical, mineralogic and physical-mechanical properties of oil-shales.

During the operation of oil-shale selection at more restricted mash intervals, the increase of low-grade heat value by about 10-17 per cent has been noticed, which in its turn has resulted in:

- reduction of shale iron content by about 17 per cent,
- decrease of siderite within mineral mass (from 9 to 7.5 per cent),
- decrease of limonite (from 1 to 0.5 per cent),
- decrease of kaolinite (from 49 to 46.5 per cent),
- increase of the refuse content (from 2.5 to 4.0 per cent),
- the specific wearing phenomena (git), recorded at the three mash types, decrease together with the increase of the mash interval; the wearing phenomenon at the 0-300 mm mash type being 20-25 per cent higher than in case of the other two types which display close wearing phenomena;
- specific wearing processes which occurred at the 0-200 mm and 0-100 mm mash types are similar to those obtained at the coal available in the Muntenia coal field (Fig. 1).

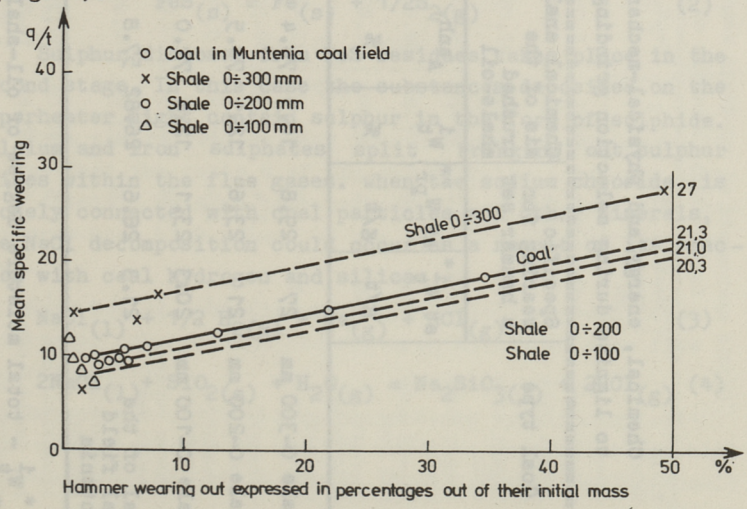


Fig. 1. Mean specific wearing at oil shale and coal grinding in hammer mills in the Muntenia coal field

Table 1

Chemical, energy and physical-mechanical properties of oil-shales compared to lignite during selection grinding and combustion process at a 100 t/h boiler

Coal type	Specific wearing for a hammer set		Chemical analysis of the crushed shale-oil		Mineralogic composition of the selected shale			Refuse analysis from the selection process			R 90	Grindability coefficient	
	at W_t^{i*} g/t	at W_{pr}^{**} g/t	W_t^i %	$A^{anh.}$ %	Kaolinite %	Limonite %	Siderite %	Total refuse %	Out of which: shale %	Out of which: siderite %	%	M_{VTI}	MH g/t
Shale 0-300 mm	27	29.8	10.5	74.4	49.0	1.0	9.0	2.5	1.5	1.0	80.5	0.72	30.4
Shale 0-200 mm	21	23.6	12.1	74.5	48.5	0.8	8.0	4.0	2.5	1.5	78.0	0.79	35.3
Shale 0-100 mm	20.3	23.1	12.8	72.0	46.5	0.5	7.5	8.0	6.0	2.0	71.0	0.98	48.6
Coal of the coal field Muntenia	21.3	26.6	26.82	57.8	-	-	-	-	-	-	78.0	0.79	35.3

* W_t^i - total moisture degree of oil-shale

** W_{pr} - dust moisture degree

Wear differentiation displayed by the three shale types is due to the removal by selection of certain hard fractions (compact siderite).

The relatively small differences between coal and the selected shales are due to friability differences of the two types of coal, the high ash content of shales being counterbalanced by the xilitic and, therefore, elastic coal structure.

Table 2 depicts the analyses of shale ash compared to those of coals and deposits of the 270 t/h boiler.

The chemical and physical-chemical analyses might explain some of the processes which take place during fouling occurrence.

The sulphur contained by organic matter is transferred into flue gases at the beginning of the combustion process when the coal is disposed of volatile matters.

Nevertheless, low pyrite particles included in the ground coal might be not completely decomposed unless they are enough exposed to flame:

$$FeS_{2(g)} = FeS_{(s)} + 1/2S_{2(g)} \quad (1)$$

$$FeS_{(s)} = Fe_{(s)} + 1/2S_{2(g)} \quad (2)$$

Sulphur disposal from FeS residues takes place in the second stage. In this case the substances deposited on the superheater might contain sulphur in the form of sulphide. Calcium and iron sulphates split bringing out sulphur oxides within the flue gases. When the sodium chloride is closely connected with coal particles and other minerals, the NaCl decomposition could occur as a result of its reaction with coal hydrogen and silica:

$$NaCl_{(l)} + 1/2\ H_{2(g)} = Na_{(g)} + HCl_{(g)} \quad (3)$$

$$2NaCl_{(l)} + SiO_{2(s)} + H_2O_{(g)} = Na_2SiO_{3(l)} + 2HCl_{(g)} \quad (4)$$

Table 2

Oxidic components of oil-shale ashes compared to those of the coals of Valea Jiului coal fields; their deposits on the 270 t/h steam boiler %

Fuels deposits	Mash type mm	R	SiO_2	Fe_2O_3	Al_2O_3	CaO	MgO	SO_3	Na_2O	K_2O	Technical analysis	
											W_t^i	A^{anh}
Oil shales	0-100	8.4	55.0	7.56	30.92	0.84	1.71	0.74	1.72	-	5-11	75-77
Lupeni silt coal	0-10	4.4	48.54	10.84	27.41	3.75	2.56	2.94	0.55	0.22	11-12	41-44
Lupeni silt coal	0-80	3.9	47.53	12.09	26.50	4.20	2.54	3.43	2.06	0.48	10-12	40-44
Lupeni dust coal	0-10	3.2	44.26	14.82	26.85	4.50	2.65	2.86	2.06	0.57	12-14	19-23
Lupeni normal coal	0-80	3.9	47.00	12.07	26.50	4.21	2.04	3.00	2.11	0.38	7-10	23-25
Coroeşti silt coal	0-80	3.4	45.80	12.87	25.83	5.35	2.70	4.30	1.72	0.55	12-13	40-46
Coroeşti silt coal	0-10	3.7	46.95	12.42	26.0	4.53	2.50	3.75	1.92	0.55	12-16	30-38
Coroeşti slurry	-	2.4	40.30	16.90	23.48	6.60	3.10	5.18	1.59	0.52	27-29	16-19
Combustion chamber ash	-	2.9	57.32	7.74	23.93	3.22	1.92	0.79	2.63	2.71	-	-
Screen superheater ash	-	2.5	46.56	10.96	19.18	4.02	3.02	6.10	0.97	8.63	-	-
Intermediate superheater ash-step II	-	1.9	43.74	14.07	24.83	3.92	2.52	0.70	2.08	8.13	-	-
Economizer ash	-	2.8	40.06	17.37	26.44	5.74	2.70	0.28	2.15	5.33	-	-
Air superheater ash-step II		2.7	47.84	10.23	26.02	5.88	1.21	0.01	2.30	6.51	-	-
Multicyclone ash		2.9	57.80	7.53	22.73	3.08	2.32	0.68	2.94	3.12	-	-

The sodium chloride contained by coal is volatilized in the combustion chamber; vapour hydrolysis will take place afterwards

$$NaCl_{(g)} + H_2O_{(g)} = Na(OH)_{(g)} + HCl_{(g)} \qquad (5)$$

Of a great importance for deposit cementing have proved to be the subsequent reactions of the chloride and of the residual NaOH with sulphur oxides which result in Na_2SO_4.

The global reactions which transfer the chloride and the hydroxide into the sulphate may be described by the following equations:

$$2NaCl_{(g)} + H_2O + SO_2 + 1/2O_2 = Na_2SO_{4(g)} + 2HCl_{(g)} \qquad (6)$$

$$2NaOH_{(g)} + SO_{2(g)} + 1/2O_{2(g)} = Na_2SO_{4(g)} + H_2O \qquad (7)$$

Under normal operating conditions it is Na_2SO_4 which will condensate from flue gases rather than NaCl.

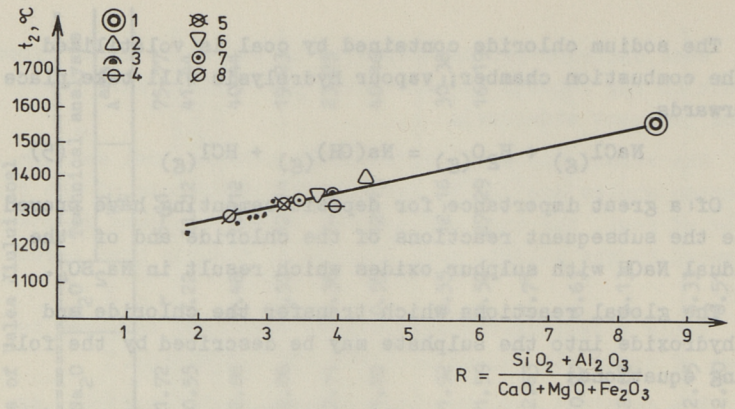
If we assume on the one hand that aluminium and silicon are prevalent as lattice agents in ash melts, and on the other hand that lattice disturbance by gaps occurrence is produced by Ca^{2+}, Mg^{2+} (network transducers), there may be a linear relation which can be derived from the ratio (R) of acid and basic components and ash melting temperatures (Fig. 2)

$$R = \frac{\%Al_2O_3 + \%SiO_2}{\%CaO + \%MgO + \%Fe_2O_3} \qquad (8)$$

From the results devised from Table 2 and Figure 2, it follows that the ratio R of ash and deposits increases with their specific melting temperatures (T_2). High specific temperatures meet high values of the oxidic ratio (R) and vice versa.

When boiler operation is carried out in no-ash deposit conditions, ash specific temperatures should go over flue gas temperature.

Due to the difficulties encountered by Romanian oil-shale mining and due to the low physical properties and high ash content of oil-shale itself, particular attention should



1 Coals and shales R=8.4
2 Lupeni mixed 0-10 mm R=4.4
3 Lupeni mixed 0-80 mm R=3.9
4 Lupeni normal 0-80 mm R=3.9
5 Lupeni dust 0-10 mm R=3.2
6 Coroești mixed 0-10mm R=3.7
7 Coroești mixed 0-80mm R=3.4
8 Coroești mud 0-05 mm R=2.4

• - ASH DEPOSITS ON THE HEAT EXCHANGE SURFACES:
1 Cold funnel ash burner chamber R=2.9
2 Ash after screen superheater R=2.5
3 Ash after intermediant superheater step II R=1.9
4 Economizer ash R=2.8
5 Ash before air preheater R=2.7
6 Multicyclone ash mechanical filters R=2.9

Fig. 2. Characteristic ash points variation function of the oxydic chemical composition

be attached to the process of shales combustion concurrently with their complex utilization.

Taking into account the increased share of low-grade fuels, a wide exchange of opinions, experience and information should be carried out.

References

1. B ă l a n, V. Energetica Review. 1-2, vol. 18, 1980.

2. B ă l a n, V. Extensive Recovery of Oil Shales // National Conference on Industrial Energetics, SRR, 4-9.09., 1978.

3. B ă l a n, V. Research Works on Chemical Petrographical Composition of Oil Shale Ash Resulted from the Combustion Process at the 100 t/h Steam Boiler. ICEMENERG, SRR.

4. G u m z, W. et.al. Schlackenkunde. Berlin: Springer Verlag, 1958.

5. B ă l a n, V., T o m e s c u, M. Chemistry Review. Vol. 31, September, 1980.

№ 656

TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED

ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

УДК 621.18:662.613.12

В. Врублевска, А. Ваник, Е. Шимчак

НЕКОТОРЫЕ АСПЕКТЫ ШЛАКОВАНИЯ ТОПОК ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ КОТЛОВ

Несмотря на огромный багаж исследований в области минеральной части топлива и происходящих в ней превращений под действием горения, технический риск при введении новых энергетических мощностей, связанный со шлакованием, по-прежнему велик, особенно при сжигании топлива из новых месторождений. Не менее важной является проблема шлакования действующего оборудования, запроектированного на высококачественное топливо, а работающего на угле пониженного качества.

Проблему шлакования следует рассматривать в двух аспектах:

- в аспекте склонности сжигаемого топлива к образованию отложений;
- в аспекте условий (тепловых и аэродинамических), в которых эта склонность может проявляться.

В настоящей статье представлены некоторые результаты исследований, проводимых в Варшавском институте энергетики (ИЭ) в двух вышеупомянутых направлениях.

В ИЭ были опробованы различные методы по определению склонности энергетических углей к шлакованию. Прежде всего, большинство польских углей было подвергнуто обработке всеми известными статистическими методами, основанными на химическом составе лабораторной золы, начиная от общеизвестных показателей Вавсоска

$$R_S = \frac{B}{A} \cdot S_t , \qquad R_F = \frac{B}{A} \cdot R_2O ,$$

где S_t, B, A, R_2O – сера, основные, кислые и щелочные компоненты,

и кончая менее и более сложными производными этих показателей [I, 2].

Методы эти, удовлетворительно оценивающие шлакующие свойства определенного класса топлива, безусловно, не универсальны и не дают правильной оценки шлакуемости всей гамме польских энергетических углей [2].

Лабораторные методы исследования физико-химических свойств золы, как метод характерных температур состояния золы Leitz'a или метод, основанный на зависимости вязкости золы в пиропластическом состоянии от температуры и т.д., не дают даже приблизительной информации о склонности исследованных углей к шлакованию, наблюдаемому в условиях действующего котла [3].

В ИЭ разработан лабораторный метод определения шлакуемости углей, основанный на непосредственном измерении скорости нарастания шлака на контрольной поверхности, расположенной вне зоны активного горения (рис. I). Характеристикой каждого испытанного угля является безразмерная интенсивность шлакования, зависимость которой от температуры газа T_g можно аппроксимировать уравнением:

$$10^2 \cdot B_z = e^{(k_z \cdot \frac{T_g}{T_{z0}} - 1)} - 1,$$

где k_z – коэффициент интенсивности шлакования;

T_{z0} – температура начала шлакования.

На рис. 2 представлена эта зависимость, полученная для I4-ти выбранных углей. Таблица I содержит характеристики минеральной части этих топлив, а на рис. 3,а,б представлены графически главные компоненты минеральной части, обычно используемые для оценки шлакуемости углей. Сопоставление рис. 2 и 3 показывает отсутствие корреляции между оценкой шлакуемости на основании состава лабораторной золы и ее оценкой в стендовых условиях, т.е. в условиях, когда зола подвергается температурной обработке, близкой той, которая имеет место при сжигании топлива в действующем котле.

Проверка изложенного выше метода проводилась неоднократно на действующих котлах путем измерения интенсивности

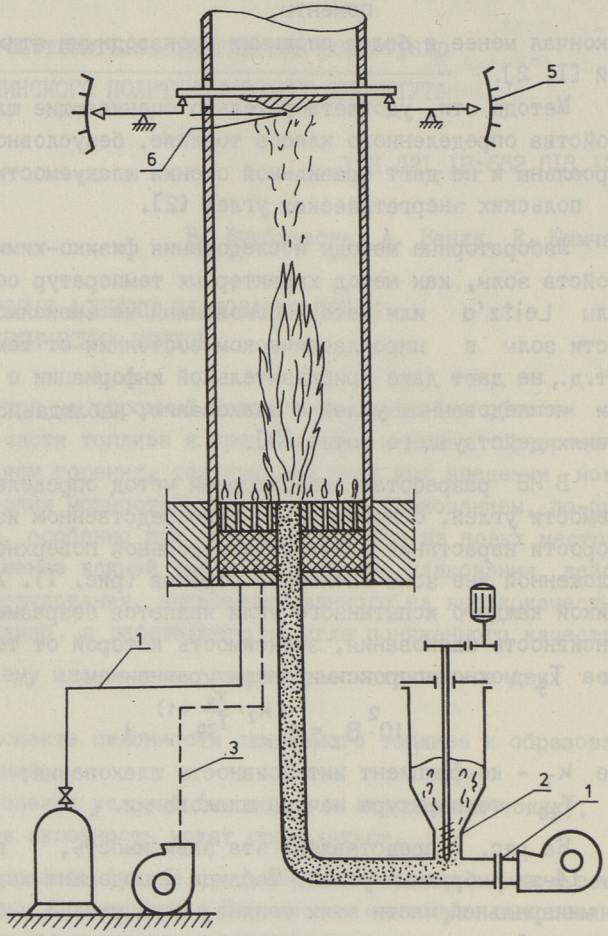


Рис. 1. Лабораторный стенд для определения склонности к шлакованию твердых топлив:
1 – транспортирующий воздух; 2 – угольная пыль; 3 – воздух для сжигания газа; 4 – газ пропан-бутан; 5 – тензаметрические весы; 6 – температура продуктов горения.

шлакования при помощи снабженного термопарой неохлаждаемого зонда. Примеры сравнения результатов лабораторных и на-

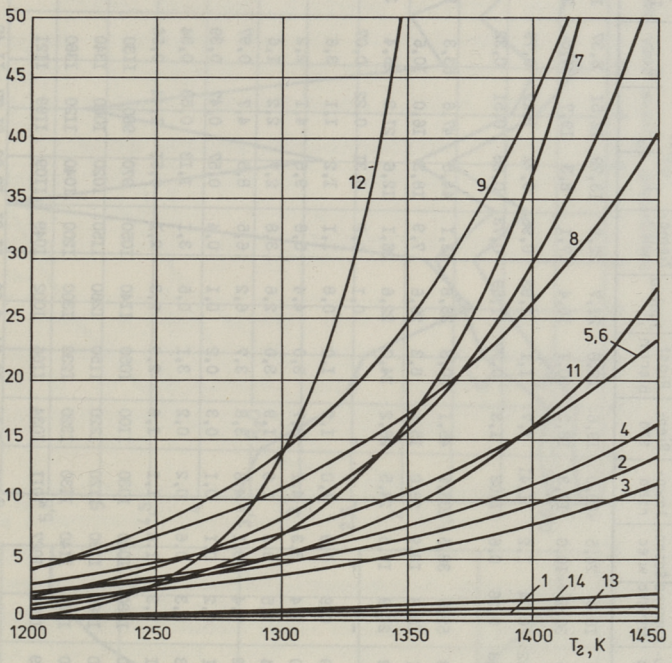


Рис. 2. Безразмерная скорость отложения шлака в функции температуры: 1 – 14 порядковый номер согласно табл. 1.

турных исследований показаны на рис. 4. При правильной организации топочного процесса и избытке воздуха в области измерения, соответствующем лабораторным условиям $\lambda = 1{,}05$, имеет место хорошее совпадение результатов (кривые а и б). Измерения, проведенные на неплотном котле при недостатке воздуха в области горелок ($\lambda = 0{,}8...0{,}9$), дали результаты, свидетельствующие о более интенсивном шлаковании в области низких температур, чем в лабораторных условиях.

Сама склонность топлива к шлакованию еще не предопределяет эффекта шлакования: топку можно зашлаковать слабо шлакующим топливом, а можно работать в безшлаковочном режиме, сжигая сильно шлакующий уголь. Связь процесса шла-

Таблица I

Характеристика углей, испытанных на интенсивность шлакования методом ИЭ

Порядковый номер			I	2	3	4	5	6	7	8	9	I0	II	I2	I3	I4
Характеристика угля и золы	Обозн.	Разм.	Turów	Kościuszko	Komuna Paryska	Sosnowiec	Jaworzno	Sierszа	Piast Bieruń	Janina	Ziemowit	ЧССР I	ЧССР II	ЧССР III	КИТАЙ I	КИТАЙ II
I. Теплотворн. способность	Q_i	MJ kg	I6,9	20,4	I8,0	24,5	20,0	I9,6	22,0	2I,7	22,9	I3,79	I2,5I	6,37	I7,06	20,7I
2. Содержание золы	A_a	%	27,9	22,5	30,I	I0,0	I7,3	I8,3	20,I	I6,4	I7,I	8,3	I9,7	34,6	36,9	29,2
3. Содержание серы: общей	S_t^r	%	0,58	0,62	0,54	I,2	I,4I	I,7	I,I	I,93	0,96	0,72	I,29	0,79	0,94	I,I0
пиритной	S_p^r	%	0,2	0,28	0,26	0,6	I,02	I,3	0,77	I,59	0,73	0,28	0,5I	0,32	0,33	0,4I
4. Анализ золы:																
SiO_2	–	%	48,2	50,3	52,5	38,5	33,6	45,I	50,8	38,8	43,I	44,5	47,6	53,3	5I,8	5I,4
Fe_2O_3	–	%	4,7	I7,I	I3,8	I8,9	28,0	I5,5	8,3	20,6	7,9	I8,3	I6,0	I0,6	3,3	4,I
Al_2O_3	–	%	37,5	22,2	2I,9	I7,5	24,5	26,2	24,0	22,6	26,I	I2,6	2I,2	26,4	38,5	38,5
Mn_3O_4	–	%	–	–	–	–	–	–	–	0,I	0,2	0,3I	0,22	0,07	0,02	0,02
TiO_2	–	%	I,73	0,9	0,9	0,9	I,0	I,2	I,0	0,8	I,I	I,2	I,I	3,6	I,50	I,48
CaO	–	%	I,33	2,0	2,4	8,3	4,I	3,7	3,0	4,4	5,8	9,6	4,I	2,2	I,2	I,0
MgO	–	%	I,63	I,4	I,5	3,6	I,9	I,9	3,0	2,6	3,8	2,7	2,2	I,6	0,9	0,9
SO_3	–	%	I,2	2,2	2,4	8,I	4,6	3,8	3,7	6,2	6,5	8,5	4,7	0,97	I,I	I,3
P_2O_5	–	%	0,I2	0,I	0,2	0,I	0,I	0,3	0,2	0,I	0,4	0,57	0,47	0,39	0,33	0,26
Na_2O	–	%	I,2	I,3	0,3	0,6	0,2	0,2	3,I	0,5	3,I	I,I3	0,53	0,34	0,23	0,30
K_2O	–	%	2,42	2,I	2,3	I,8	I,I	I,6	2,9	2,3	2,I	0,5I	I,44	0,56	0,6I	0,70
5. Характеристика температуры золы	t_1	°C	I240	I050	II80	I040	I030	II00	I050	II40	I050	970	980	II30	II40	II50
	t_2	°C	I400	II50	I360	II30	II20	I220	II50	I280	II50	I020	I060	I340	I400	I400
	t_3	°C	I400	I230	I380	II40	II30	I320	I230	I300	I200	I040	II20	I380	I400	I400
6. Температура начала шлакования	T_{zo}	K	I059	I049	I020	I027	I0II	I034	II66	I002	I049	II09	II99	II2I	974	II49
7. Коэффициент интенсивности шлакования	k_z	–	I,22	6,56	6,35	6,9	7,36	8,04	I8,I4	8,33	II,3I	I3,03	3I,77	II,42	I,54	4,39

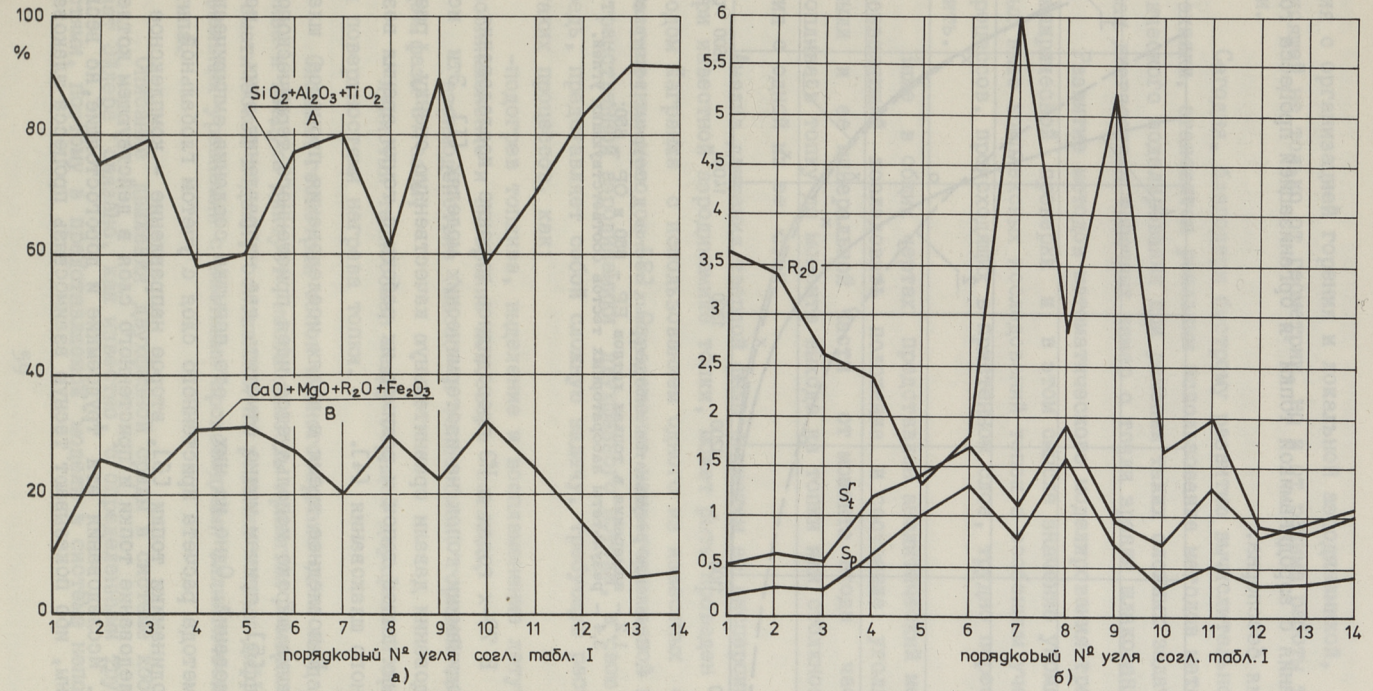


Рис. 3. Главные компоненты минеральной части исследованных углей:
а) $B = CaO + MgO + R_2O + Fe_2O_3$,
$A = SiO_2 + Al_2O_3 + TiO_2$;
б) $R_2O = Na_2O + K_2O$, S_t^r, S_p – общая сера, пиритная сера.

кования с аэродинамикой топки и организацией процесса горения бесспорна.

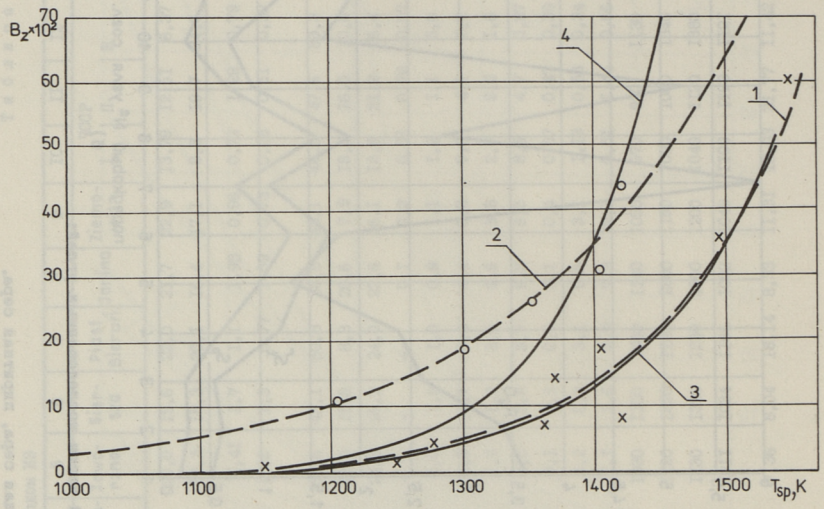


Рис. 4. Сравнение результатов лабораторных тестов и натурных испытаний:
1,2 - измерения в топках котлов ЕР - 650 и ОР - 650;
3,4 - результаты лабораторных тестов соответствующих углей.

В 70-х годах в ИЭ проводились широкие исследования аэродинамики топок на изотермических моделях [I]. Эти исследования давали сравнительную качественную оценку различных типов топок и режимов их работы с точки зрения возможного шлакования [4].

В последнее время в целях исследования процесса шлакования широко используется идея пристенного термического слоя [5], причем можно отметить два направления этих исследований. Одно из них - это попытка создания эмпирического метода расчета пристенного слоя с учетом глобальной аэродинамики топки [6], второе направление - комплексное исследование топки и пристенного слоя в действующем котле [7]. Исследования эти трудоемкие и дорогостоящие, но весьма ценны, ибо показывают тесную взаимосвязь процесса шлакова-

ния с организацией горения и локальной аэродинамикой, зависящей не только от геометрии, но и от режима работы топки.

Сегодня, благодаря быстрому развитию вычислительной техники, становится реальным использование методов математического моделирования при решении таких сложных задач, как диагностика топочных камер с точки зрения шлакования.

Развитие методов математического моделирования требует эмпирической проверки и в этом смысле значение упомянутых выше комплексных исследований топок с особенным учетом процессов, происходящих в пристенном слое, трудно переоценить.

Ниже в общих чертах представлен аналитический метод, позволяющий исследовать положение и состояние угольной пыли и ее минеральной части от момента входа частиц топлива в топку до момента выхода из топки или столкновения с одной из ее стен.

Анализ движения твердой фазы с учетом ее дисперсии, при известной аэродинамике топки, может быть проведен методом Лагранжа с использованием одного из известных стохастических методов [8]. Определение неизотермической пространственной аэродинамики двухфазного потока, в свою очередь, представляет собой сложную задачу, требующую расчета таких процессов, как:

-подогрев топлива, выделение и воспламенение летучих, воспламенение и выгорание коксового остатка;

- взаимодействие (массо- и теплообмен) горящей твердой фазы с газом;

- лучистый теплообмен между горящей двухфазной средой и поверхностями нагрева топки.

Сложная геометрия топок и многообразие схем ввода топлива и воздуха диктует необходимость принятия 3-мерной математической модели, основанной на решении полных дифференциальных уравнений с частными производными эллиптического типа.

Описание движения двухфазной среды в системе координат Эйлера связано, как известно, с определенными трудностями, поэтому в представляемой модели в системе неподвиж-

ных координат рассматривается движение только газовой среды; движение твердой фазы рассматривается в системе подвижных координат Лагранжа. Такому подходу в последнее время отдается предпочтение из-за ряда причин, а именно:

- возможность получить более простые алгоритмы при расчете процессов нагревания частиц, выделения летучих, горения летучих и кокса, а особенно при расчете влияния вихревой структуры турбулентного течения на движение твердой фазы;

- возможность проследить пространственно-временную эволюцию частиц в топочной камере, что связано непосредственно с диагностикой процесса шлакования.

Взаимодействие твердой и газовой фаз учитывается по методу PSIC [9] при помощи соответствующих источников (стоков), входящих в уравнения газовой фазы. Газовая фаза описывается при помощи усредненных во времени уравнений переноса, имеющих следующий общий вид:

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho U \Phi) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho V \Phi) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho W \Phi) - \frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma_\Phi \frac{\partial \Phi}{\partial x}\right) -$$
$$- \frac{\partial}{\partial y}\left(\Gamma_\Phi \frac{\partial \Phi}{\partial y}\right) - \frac{\partial}{\partial z}\left(\Gamma_\Phi \frac{\partial \Phi}{\partial z}\right) = S_\Phi + S_{P_\Phi},$$

где Φ - обобщенная зависимая переменная;

S_Φ - основные источники (стоки) для соответствующих переменных;

S_{P_Φ} - дополнительные источники (массы, импульса, энергии) от горячих частиц;

Γ_Φ - коэффициент турбулентной диффузии.

Значения S_Φ, S_{P_Φ} и Γ_Φ для соответствующих уравнений представлены в таблице 2.

Влияние горения и теплообмена на аэродинамику газовой среды учитывается через плотность двухфазной смеси и члены S_{P_Φ} [9]. Турбулентная диффузия влияет через турбулентную вязкость μ_t, для определения которой использована стандартная версия модели турбулентности $k-\varepsilon$ [10]. Плотность двухфазной смеси является функцией тепла, выделенного при горении и отданного путем радиации, и функцией состава смеси. Определяется она из уравнения состояния на основании локальных значений температур, молекулярных масс и концент-

Таблица 2

Значения коэффициентов переноса Γ_ϕ и членов-источников $S_\phi S_{p\phi}$

Уравнение	ϕ	Γ_ϕ	S_ϕ	$S_{p\phi}$
неразрывности	1	0	0	$-\frac{dm_p}{dt}$
импульса	u_i	μ_{ef}	$-\frac{\partial p}{\partial x_i}+\rho g_i+S_\tau$	$-\frac{d}{dt}(m_p \cdot u_{pi})$
кинетической энергии турбулентности	k	$\frac{\mu_{ef}}{0,9}$	$G_k-\rho\varepsilon$	0
скорости диссипации кинет. энергии	ε	$\frac{\mu_{ef}}{1,22}$	$(1,44\,G_k-1,92\,\rho\varepsilon)\frac{\varepsilon}{k}$	0
энтальпии	h	$\frac{\mu_{ef}}{\sigma_h}$	$-Q_R$	$-\frac{d}{dt}(m_p \cdot h_p)$
компонентов газовой среды	m_{O_2}	$\frac{\mu_{ef}}{\sigma_м}$	R_{O_2}	0
	m_{VOL}	$\frac{\mu_{ef}}{\sigma_м}$	R_{VOL}	R_{VOL_p}
	m_{CO}	$\frac{\mu_{ef}}{\sigma_м}$	R_{CO}	R_{CO_p}
	m_{CO_2}	$\frac{\mu_{ef}}{\sigma_м}$	R_{CO_2}	$R_{CO_{2p}}$

Здесь: u_i – составляющая вектора скорости в i-ом направлении;

k – кинетическая энергия турбулентного движения;

ε – скорость диссипации турбулентного движения;

G – генерирующий турбулентный член;

h – энтальпия;

m_{O_2,VOL,CO,CO_2} – молярные концентрации кислорода, летучих, CO и CO_2;

Q_R – источник радиационного тепла;

S_τ – другие вязкие члены.

$\sigma_{h,м}$ – число Прандтля (Шмидта) для соответствующих уравнений.

раций газовых составляющих и твердой фазы с учетом статического давления.

Феноменологическая модель горения угольной пыли базируется на использовании эмпирической информации о скоростях реагирования отдельных фракций пыли в процессе выделения влаги и летучих, воспламенения и горения летучих и коксового остатка [II], причем горение летучих контролируется турбулентным перемешиванием [I2]. Радиационный теплообмен рассчитывается при помощи модели дискретного переноса [I3].

Уравнение движения твердой фазы в общем виде записывается так:

$$\frac{d\vec{U}_p}{dt} = \frac{1}{\tau}(\vec{U}_g - \vec{U}_p) + \vec{g},$$

где $\vec{U}_p$ и $\vec{U}_g$ – мгновенные значения 3-мерных векторов скоростей частицы и газа;

$\vec{g}$ – вектор силы гравитации;

τ – время релаксации частицы.

Такая запись уравнения движения твердой фазы дает возможность рассчитать двухфазное статистически рассредоточенное течение, в котором при помощи техники случайных проб учитывается как межфазное скольжение, так и влияние на движение твердой фазы вихревой структуры турбулентности газовой среды. Ниже приведен пример расчета изотермического двухфазного течения в топке котла ВР-II50, схематически представленного на рис. 5,а. Для расчета были использованы уравнения неразрывности, импульса и уравнения турбулентности газовой среды, а анализ движения твердой фазы был проведен с учетом межфазного скольжения и турбулентной диффузии, но без учета дисперсии частиц под влиянием вихревой турбулентной структуры газа.

Расчет выполнен для разностной сетки, имеющей $N_x \cdot N_y \cdot N_z = 16 \cdot 15 \cdot 21$ узлов (рис. 5,а).

Результаты расчета пространственного распределения скоростей иллюстрирует рис. 6. Рис. 6,а представляет распределение скоростей газа в продольном сечении IP = 4 согласно обозначениям на рис. 5,б, а на рис. 6,б представлены распределения скоростей газа в поперечных сечениях КР=10 (середина горелочного пояса) и КР = 14 (над горелочным поясом), также согласно обозначениям на рис. 5,б.

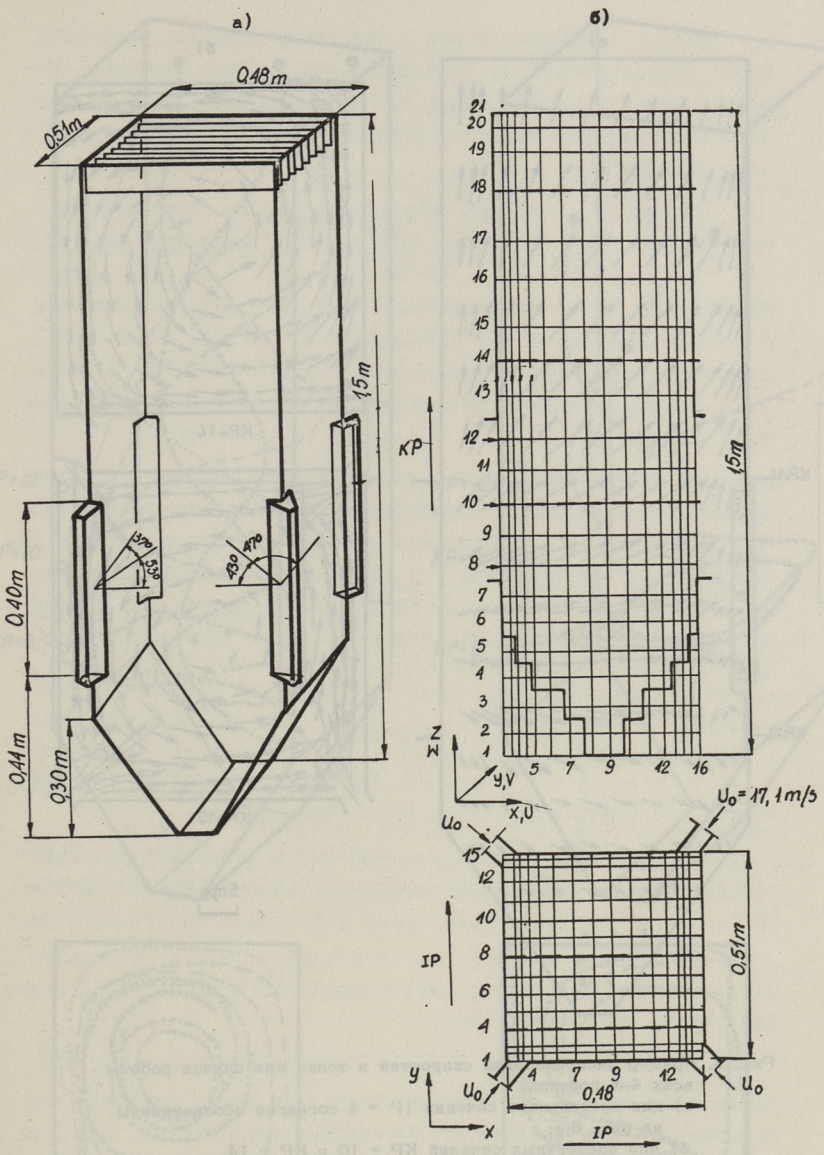


Рис. 5. Модель котла ВВ-1150 (а) и ее расчетная сетка (б).

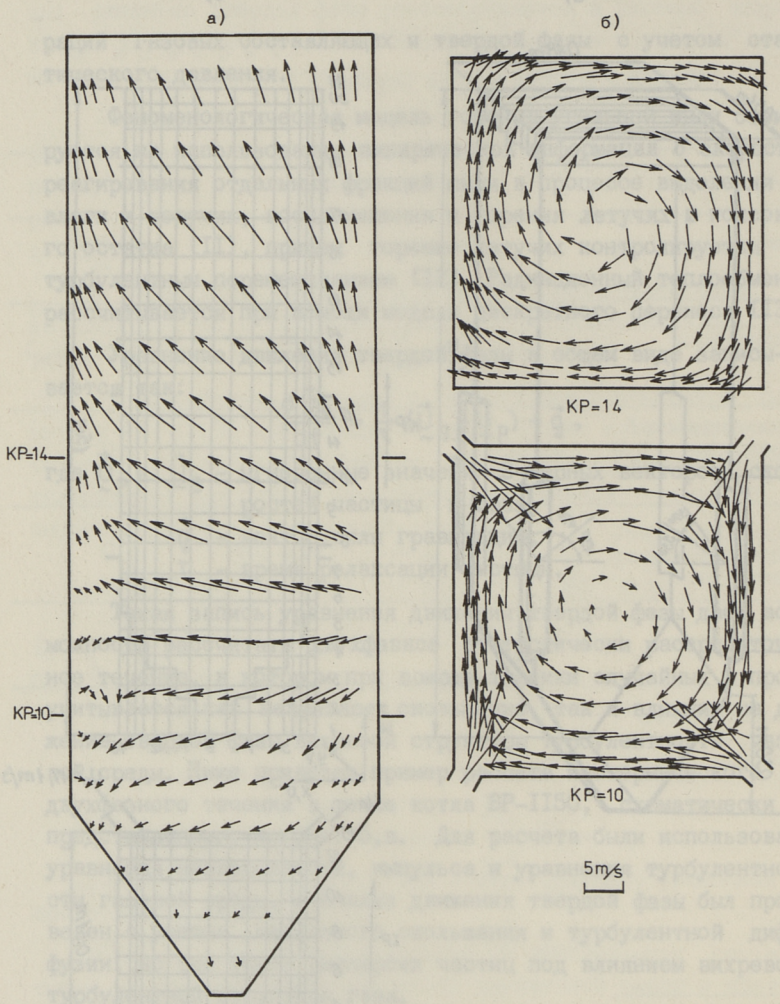
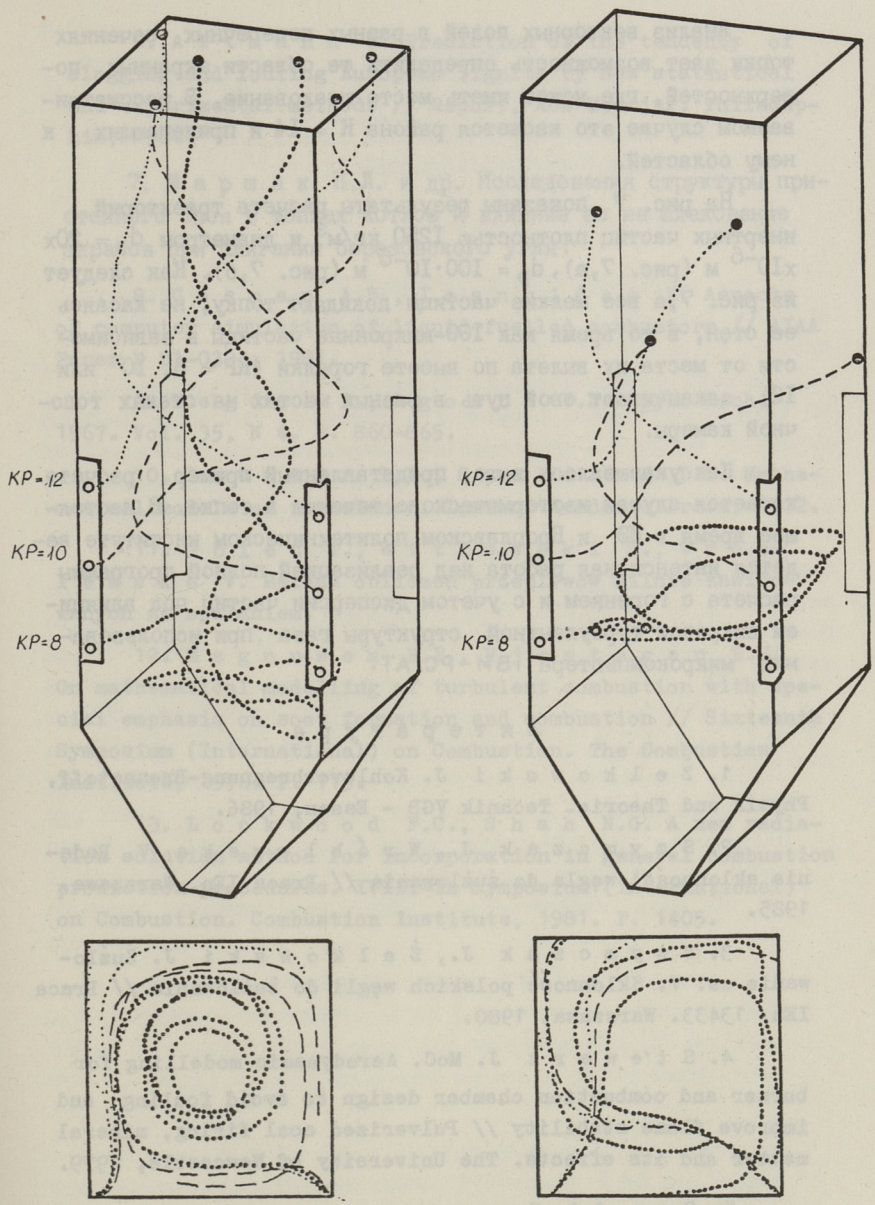


Рис. 6. Пример распределения скоростей в топке для случая работы всех 4-х горелок:
а) для продольного сечения IP = 4 согласно обозначениям на рис. 5,а;
б) для поперечных сечений КР = 10 и КР = 14.



а) б)

Рис. 7. Пример расчета траектории частиц в модели топки котла ВВ-1150:
а) для частиц диаметром $d_p = 20 \times 10^{-6}$ м;
б) для частиц диаметром $d_p = 100 \times 10^{-6}$ м.

Анализ векторных полей в разных поперечных сечениях топки дает возможность определить те области экранных поверхностей, где может иметь место шлакование. В рассматриваемом случае это касается района К = I4 и прилегающих к нему областей.

На рис. 7 показаны результаты расчета траекторий инертных частиц плотностью I250 кг/м^3 и диаметром d_p = 20х х10^{-6} м (рис. 7,а), d_p = I00·10^{-6} м (рис. 7,б). Как следует из рис. 7,а все мелкие частицы покидают топку, не касаясь ее стен, в то время как I00-микронные частицы в зависимости от места их вылета по высоте горелки (КР = 8, I0 или I2) заканчивают свой путь в разных местах на стенах топочной камеры.

Как указывалось выше, представленный пример расчета касается случая изотермического течения в топке. В настоящее время в ИЭ и Вроцлавском политехническом институте ведется интенсивная работа над реализацией полной программы расчета с горением и с учетом дисперсии частиц под влиянием вихревой турбулентной структуры газа при использовании микрокомпьютера IBM-PC/AT.

Литература

1. Żelkowski J. Kohleverbrennung-Brennstoff, Physik und Theorie. Technik VGB - Essen, 1986.

2. Szymczak J., Wróblewska V. Badania skłonności węgla do żużlowania // Praca IEn. Warszawa. 1985.

3. Szymczak J., Żelkowski J. Żużlowanie cz. V. Skłonność polskich węgli do żużlowania // Praca IEn, 13433. Warszawa. 1980.

4. Stewart J. McC. Aerodynamic modelling for burner and combustion chamber design to avoid fouling and improve flame stability // Pulverized coal firing, mineral matter and its effects. The University of Newcastle, 1979.

5. Отс А.А. Процессы в парогенераторах при сжигании сланцев и канско-ачинских углей. - М.: Энергия, I977.

6. Altmann W. Prediction of the tendency of slagging and fouling European lignite by new statistical and experimental methods // Report, Acs-Meeting. Philadephia, 1984.

7. Маршак Н.Л. и др. Исследования структуры пристенного слоя в топках котлов и влияние ее на шлакование экранов при сжигании березовского угля.

8. Gosman A.D., Ioannides E. Aspects of computer simulation of liquid-fuelled combustors // AIAA Paper N 81-0323, 1981.

9. Megdal D., Agosta V.D. Appl. Mech. 1967. Vol. 35, N 4. P. 860-865.

10. Launder B.E., Spalding D.B. Mathematical models of turbulence. London: Academic Press, 1972.

11. Golec T., Witkowski S., Wróblewska V. Metoda obliczeń przeplywów silnie zawirowanych ze spalaniem.

12. Magnusen B.F., Hjertager B.H. On mathematical modelling of turbulent combustion with special emphasis on soot formation and combustion // Sixteenth Symposium (International) on Combustion. The Combustion Institute, 1976. P. 719.

13. Lockwood F.C., Shah N.G. A new radiation solution method for incorporation in general combustion prodiction procedures. XVIII-th Symposium (International) on Combustion. Combustion Institute, 1981. P. 1405.

V. Vrublevska, A. Vanik, E. Shimchak

Some Aspects of Slagging in Combustion Chambers of Industrial Boilers

Abstract

The laboratory method of testing slagging properties of pulverized coals worked out in the Institute of Power, Warsaw, is described. Laboratory test results of some Polish and foreign coals and their correlation with results of test in industrial boiler are presented. An analytical method of diagnosis of combustion chambers from the slagging phenomenon point of view is presented. The presented method is based on the application of a mathematical model of calculation of the processes taking place within combustion chambers. Aerodynamics is taken into account. This method allows to investigate trajectories of fuel particles from the moment of inlet until the moment of collision with a wall.

An example of calculation of 2-phase flow within the model of a combustion chamber of the boiler BB-1150 is included.

№ 656

TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED

ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

УДК 62I.I8I:534.232

Х.А. Кяар, Т.Б. Тийкма

УДАЛЕНИЕ СЫПУЧИХ ОТЛОЖЕНИЙ С ШАХМАТНОГО ПУЧКА ТРУБ ЗВУКОВЫМИ ВОЛНАМИ

Очистка поверхностей нагрева паровых котлов от механически непрочных (сыпучих) отложений с помощью звукового метода имеет ряд преимуществ по сравнению с другими способами. Более детально вопросы звуковой очистки рассмотрены в литературе [I].

Для выявления эффекта воздействия звуковой очистки в зависимости от уровня шума и количества пыли на поверхностях нагрева сооружен опытный стенд, который состоит из звукогенератора с резонатором и модели I5-рядного шахматного пучка. Звукогенератор представляет собой втулочный вентиль для модулирования потока сжатого воздуха, поступающего из компрессора под давлением 0,2-0,4 МПа. Регулированием оборотов электродвигателя, вращающего втулку, можно создать резонансные условия в цилиндрическом резонаторе. Расход воздуха через звукогенератор составлял $(I30-I50)\cdot I0^{-3}$ м^3/с (при нормальных условиях), что обеспечивало максимальный уровень интенсивности звука I33 дБ при частоте 60 Гц.

Схема стенда приведена на рис. I. Под выходным торцом резонатора звукогенератора I расположен вертикальный канал 2 с квадратным поперечным сечением I50x I50 мм. Расстояние между входным сечением канала и резонатором составляет 0,5 м.

Шахматный пучок труб 3 имеет равные поперечный и продольный относительные шаги $s_1/d = s_2/d = I,80$ при наружном диаметре труб d = 42 мм. Опытный канал подсоединен на всас вентилятора. Расход воздуха по каналу измеряют нормальной диафрагмой 6, и режимы опытов можно отрегулировать вентилем 5.

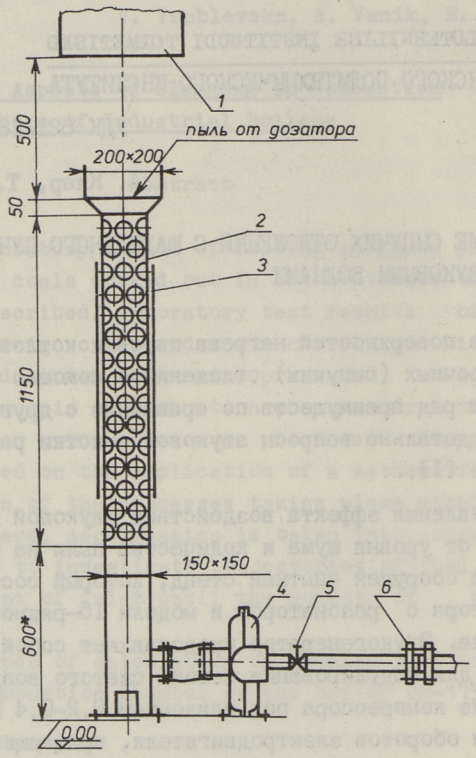


Рис. 1. Схема лабораторного стенда для исследования эффекта звуковой очистки: 1 – резонатор звукогенератора; 2 – шахматный пучок; 3 – прозрачная стенка; 4 – вентилятор; 5 – регулирующий шибер; 6 – диафрагма измерения скорости потока.

Труба в I3-ом ряду (по ходу движения потока) является съемной, что позволяет после каждого режима опыта измерять количество отложений на ней. Боковые стенки канала изготовлены из оргстекла для визуального наблюдения за процессами формирования, стабилизации и удаления отложений. По длине опытного канала имеется пять гильз для измерения уровня интенсивности звука. Канал имеет жесткую конструкцию и не подвержен вибрациям при работе вентилятора либо звукогенератора.

Пыль подается с помощью шнекового дозатора к верхнему сечению опытного канала. В качестве пыли использовали сланцевую золу со среднемедианным диаметром $(30-40)\cdot 10^{-6}$ м.

На описанной установке проводились опыты для выявления зависимости интенсивности формирования сыпучих отложений при выключенном звукогенераторе, а также при двух различных уровнях звука.

При выключенном звукогенераторе на различных скоростях запыленного потока добились формирования стабилизированных отложений сланцевой золы на трубах шахматного пучка, что контролировалось визуально. Получено, что при дозировании пыли приблизительно 3 г/с, что соответствует концентрациям пыли в потоке воздуха 0,1-0,15 г/м^3, время стабилизации составляет 12-15 минут. После каждого режима с поверхности центральной части 13-й трубы на участке длиной 50 мм были сняты отложения и определена их масса. Отложения были сконцентрированы в виде треугольного гребня на верхней образующей трубы, а на тыльной стороне трубы был лишь тонкий аэрозольный налет пыли. Картина образования отложений полностью соответствует описанной в источнике [2] картине образования сыпучих отложений.

На рис. 2 представлены опытные данные по формированию стабилизированных во времени отложений. При этом точки под номером 1 относятся к результатам опытов с выключенным звукогенератором. Скорость воздушного потока в канале выбрана так, чтобы в последних опытах на трубе отложения отсутствовали (при $Re > 10000$). Полученные результаты повторяют хорошо известные данные о поведении сыпучих отложений при изменении скорости запыленного потока. По мере возрастания скорости количество отложений резко уменьшается и при некотором значении скорости потока трубы остаются практически чистыми.

Методика проведения опытов при работающем звукогенераторе не отличалась от ранее описываемой. Дополнительно были проведены измерения уровня звука на выходе из резонатора звукогенератора и в 5-и точках по длине опытного канала с помощью прецизионных приборов фирмы "Брюэль и Къяэр". Акустические измерения показали, что при частоте 60 Гц за-

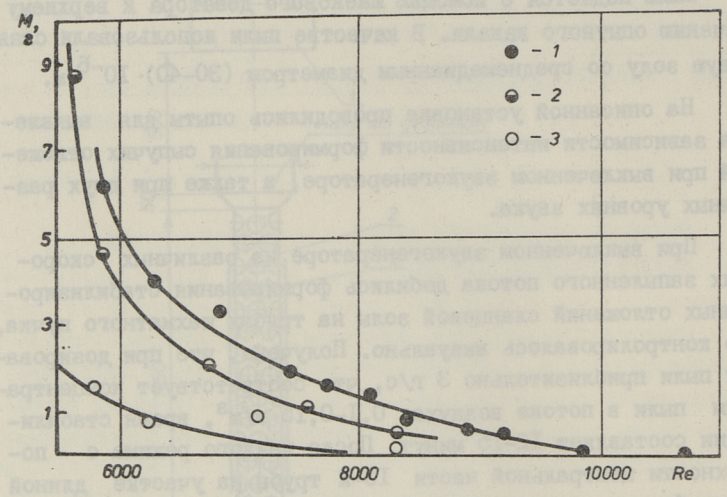


Рис. 2. Количество отложений на опытной трубе в зависимости от числа Рейнольдса: 1 – при выключенном звукогенераторе; 2 – при уровне интенсивности звука I = 128 дБ; 3 – при уровне интенсивности звука I = 133 дБ.

тухание звука по длине канала с шахматным пучком труб пренебрежимо мало.

Во время опытов в период образования и стабилизации отложений звукогенератор работал непрерывно. Выявлено, что при уровне интенсивности звука I = 130 дБ эффект удаления сыпучих отложений существенный (см. рис. 2, точки под № 2) и находится в явном соответствии с известными данными [1]. При 133 дБ (рис. 2, точки под № 3), частоте 60 Гц и числе Рейнольдса порядка 6000 на верхней образующей опытной трубы образовался гребень отложений шириной 3–4 мм (диаметр трубы 42 мм), а количество пыли уменьшилось в 5–6 раз по сравнению с опытами при выключенном звукогенераторе. Это подтверждает наличие существенных преимуществ у звукового метода очистки поверхностей, загрязненных сыпучими отложениями.

Авторы выражают благодарность В. Калласмаа за помощь при проведении акустических измерений.

Литература

I. Кяар Х.А., Кууск М.-Э.М. Звуковая очистка поверхностей нагрева котлов от наружных сыпучих отложений // Энергохозяйство за рубежом. - 1985. - № 5. - С. 1-8.

2. Отс А.А. Процессы в парогенераторах при сжигании сланцев и канско-ачинских углей. - М.: Энергия, 1977. - 312 с.

H. Kääar, T. Tiikma

Soot Removal from Staggered Surfaces by Sound Waves

Abstract

The design of a laboratory equipment for studying the efficiency of the friable deposits removal from the staggered surfaces by the sound waves is given in this paper. The experiment demonstrates that the cleaning effect of sound appears since the sound intensity of 130 dB and over this intensivities is essential. The experiments are carried out at the gas flow Reynolds numbers up to 10000.

№ 656

TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED

ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

УДК 536.25

Х.А. Кяар, Р.В. Тоуарт

О ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ОПТИМИЗАЦИИ КОНВЕКТИВНОЙ ПОВЕРХНОСТИ ТЕПЛООБМЕНА МЕТОДОМ ПРИРОСТА ЭНТРОПИИ

Оптимизация конструкций и режимов эксплуатации теплообменного оборудования непосредственно служит для цели сбережения энергетических и материальных ресурсов.

Разработан ряд методов для определения тепловой эффективности поверхностей теплообмена и последующего их сравнения для выбора лучшей, включая абсолютные методы сравнения с "эталонной" поверхностью, сравнение по одному параметру при прочих равных, обобщенный анализ и т.д. [I-I6].

Одним частным, но важным вопросом при оптимизации конструкций и режимов работы является определение наивыгоднейшей скорости теплоносителя или теплоносителей. Выбор рационального теплогидравлического режима оборудования может иногда привести к бо́льшим эффектам, чем использование новых конструкционных решений. Существо оптимизации скорости (или числа Re) теплоносителя заключается в том, что по мере увеличения скорости интенсифицируется теплообмен, но и увеличиваются потери из-за гидравлического сопротивления. Минимизация целевой функции, включающей указанные эффекты, приводит к значению оптимальной скорости.

В качестве целевой функции применяется выражение приведенных годовых затрат, т.е. используется технико-экономическая оптимизация [6, I0, II, I3, I4]. Другие подходы на основе коэффициента эффективности и т.п. приводят к абсурдным результатам [I2].

Приведенные годовые затраты включают составляющие, учитывающие капитальные затраты и эксплуатационные расходы. Авторы, использующие технико-экономический подход к оптими-

зации скорости, по-разному интерпретируют составляющие приведенных годовых затрат; некоторые учитывают многие частные стоимостные характеристики [6, II, I3, I4], другие предпочитают вводить более интегральные коэффициенты стоимости [I5]. Общим для технико-экономического подхода является существенное увеличение необходимой исходной информации. Дополнительно к сведениям о теплоотдаче и гидравлическому сопротивлению поверхности теплообмена требуются цены на оборудование, монтаж и эксплуатацию самих поверхностей теплообмена, а также для тягодутьевых устройств, насосов и т.д. необходимо учитывать амортизацию оборудования, длительность работы в год, коэффициенты полезного действия и т.п. В целом многие необходимые сведения весьма трудно оценить для вновь разрабатываемого оборудования [9, I6].

Например, авторы [6] оценивают годовые затраты на I $м^2$ поверхности теплообмена в 2I,9 руб/($м^2$·год), 5,3 [I0], I0-54 [II], годовые расходы на I кВт мощности, затраченной на транспорт теплоносителя, приняты 44,6 руб/(кВт·год) [6], I50 [I0]. Крайние сочетания исходных величин вызывают примерно 30-кратное изменение минимальных приведенных затрат и более трехкратное изменение оптимальной скорости теплоносителя [I6]. Понятно, что указанные пределы коэффициентов перекрывают и широкий диапазон различных по конструкциям и по условиям эксплуатации теплообменников. Однако проблема усугубляется тем, что теплообменное оборудование имеет срок службы ~I00 000 часов, в частности, в энергетике срок службы достигает ~200 000 часов (30 лет), в течение которого стоимостные характеристики могут существенно изменяться и теплогидравлический режим работы оборудования оказаться далеким от оптимального. Но если функция зависимости приведенных затрат от стоимостных характеристик слабая, то изменение последних приводит к небольшой коррекции скорости.

Согласно источнику [6] условия оптимизации по скорости являются нежесткими, что в некотором смысле обесценивает оптимизацию, и при разработке проекта скорость теплоносителя можно определить в соответствии с другими требованиями (условия износа, образования отложений, рациональной компоновки и т.п.).

Технико-экономический подход к оптимизации скорости имеет цель разработать наиболее дешевое оборудование. Определенные сомнения вызывает состоятельность оценки в течение длительного срока службы. Значительное количество для данного метода исходной информации с трудноценимой достоверностью частично компенсируется ее слабым влиянием на оптимальную скорость. Технико-экономический подход при необходимости способен учитывать многие особенности изготовления и эксплуатации конкретного теплообменника, но при этом увеличивается объем исходных для расчета данных.

В качестве целевой функции для определения оптимальной скорости теплоносителя можно также использовать возрастание энтропии, сопровождающее конвективный теплообмен [I7, I8].

Рассмотрим одностороннюю задачу, которая заключается в анализе теплогидравлического совершенства поверхности теплообмена и обтекающего ее потока теплоносителя. Анализ не включает теплогидравлику внутри поверхности теплообмена, где движется второй теплоноситель, т.е. считается, что теплопередача между двумя теплоносителями лимитирована теплоотдачей с наружной стороны. Прирост энтропии связан с распространением тепла в сторону уменьшения температуры и вязкостными эффектами в потоке.

Согласно первому закону термодинамики

$$dQ_1 - dQ_2 + dQ_\zeta = 0, \qquad (I)$$

где dQ_1, dQ_2, dQ_ζ – соответственно количество теплоты в единицу времени, полученное контрольным объемом от окружающей среды, отданное контрольным объемом к поверхности теплообмена, характеризующее вязкостные эффекты.

Возрастание энтропии ds в процессах теплообмена определяется вторым законом термодинамики

$$ds = \frac{dQ_2}{T_2} - \frac{dQ_1}{T_1} > 0, \qquad (2)$$

где T_1, T_2 – соответственно температура теплоносителя и поверхности теплообмена $(T_1 > T_2)$.

Рассматривая внешнее обтекание греющим потоком теплоносителя некоторой поверхности, когда тепловой поток обусловлен только конвективной теплоотдачей,

$$dQ_2 = \alpha (T_1 - T_2) dF_1, \text{ Вт}, \tag{3}$$

где α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м^2·К);
dF_1 – элементарная площадь теплоотдачи, м^2;

$$dQ_\xi = Eu \cdot \rho w^3 \cdot dF_2, \text{ Вт}, \tag{4}$$

где $Eu = \Delta p / (\rho w^2)$ – число Эйлера;
ρ – плотность теплоносителя, кг/м^3;
w – скорость потока, м/с;
dF_2 – элементарная площадь миделевого сечения обтекаемой поверхности.

Из уравнений (I)-(4) получим:

$$ds = \frac{\alpha (T_1 - T_2)^2}{T_1 \cdot T_2} dF_1 + \frac{Eu \cdot \rho \cdot w^3}{T_1} dF_2. \tag{5}$$

После интегрирования уравнения (5) переходим к конечным величинам и приросту энтропии (в единицу времени)

$$\Delta S = \frac{Q \, \Delta T}{T_1 \cdot T_2} + \frac{Eu \cdot \rho \cdot w^3}{T_1} F_2, \quad \text{Вт/К}, \tag{6}$$

где разность температур $\Delta T = T_1 - T_2$ и воспринятое обтекаемой поверхностью количество тепла $Q = \alpha \cdot \Delta T \cdot F_1$, Вт.

Представим уравнение (5) в виде

$$\Delta S = \frac{Q \cdot \Delta T}{T_1^2 \left(1 - \frac{\Delta T}{T_1}\right)} + \frac{Eu \cdot \rho \cdot w^3}{T_1} F_2. \tag{7}$$

Если допустить, что $\Delta T / T_1 \ll 1$, то выражение (7) совпадет с данными источника [I7].

Примем, что коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = (Nu \cdot \lambda) / D, \tag{8}$$

$$Nu = c Re^n Pr^m, \tag{9}$$

$$Eu = a \cdot Re^k, \tag{10}$$

где λ – коэффициент теплопроводности теплоносителя, Вт/(м·К);
D – характерный геометрический размер обтекаемой поверхности теплообмена, м;

c, n, m, a, κ – числовые коэффициенты;

Pr – число Прандтля.

Выражение (7) приобретет вид

$$\Delta S_\ell = \frac{Q_\ell^2 \cdot D}{T_1^2 (c\,Re^n Pr^m \lambda) \cdot F_{1,\ell} \left[1 - \frac{Q_\ell \cdot D}{(c\,Re^n Pr^m \lambda) T_1 \cdot F_{1\ell}} \right]} + \frac{a \cdot \rho \cdot \nu^3 \cdot F_{2,\ell}}{T_1 \cdot D^3} Re^{3+\kappa}, \quad Вт/(м \cdot К), \qquad (II)$$

где индексом ℓ обозначены величины, принятые за единицу длины поверхности теплообмена, а ν – коэффициент кинематической вязкости теплоносителя, $м^2/с$.

Если принять величину линейной плотности теплового потока заданной и постоянной ($Q_\ell = const$), то по формуле (II) можно определить величину скорости прироста энтропии ΔS_ℓ.

Первое слагаемое характеризует прирост энтропии из-за конвективного теплообмена, а второе учитывает гидравлические потери. В качестве исходных данных для расчета необходимо знать геометрию поверхности теплообмена, ее теплогидравлические характеристики (9) и (10), температурные условия (T_1 и T_2), а также величину Q_ℓ.

Оптимальная скорость определяется из условия

$$\frac{d(\Delta S_\ell)}{d(Re)} = 0 \qquad (12)$$

и

$$w_{опт} = Re_{опт} \cdot \nu / D.$$

Оптимальная скорость теплоносителя, найденная по условию минимального прироста энтропии, указывает на самый рациональный режим эксплуатации оборудования в абсолютном аспекте сбережения энергоресурсов. Метод нечувствителен к изменению цен на энергию.

Однако указанный абсолютный характер метода имеет и отрицательные стороны:

– полностью игнорируются затраты на изготовление и монтаж оборудования;

– не учитывается стоимость топлива, т.е. рассматривается лишь рациональное использование топлива, невзирая на его цену;

– в выражении (II) слагаемые, имеющие одинаковые размерности Вт/м·К, для конкретных случаев могут приобретать различное содержание. Например, если транспорт теплоносителя осуществляется с помощью электропривода, то второе слагаемое в выражении (II) характеризуется электрической мощностью, а первое слагаемое тепловой мощностью, которые реально имеют существенно различные цены.

Пренебрежение этой особенностью может привести к необоснованно большим скоростям потока. Поэтому при необходимости можно ввести во второе слагаемое (II) безразмерный коэффициент, равный отношению стоимости электроэнергии к тепловой.

По формулам (II) и (I2) получим, что оптимальное значение числа Рейнольдса ($Re_{опт}$) определяется из выражения

$$\frac{n \cdot T_1^2 c \cdot Pr^m \lambda \cdot F_{1,\ell}}{Q_\ell^2 \cdot D \left(\frac{T_1^2 c \cdot Pr^m \lambda \cdot F_{1,\ell}}{Q_\ell^2 \cdot D} Re_{опт}^n - \frac{T_1}{Q_\ell} \right)^2} = (3+k) \frac{a \cdot \rho \cdot \nu^3 \cdot F_{2,\ell}}{T_1 \cdot D^3} \cdot Re_{опт}^{(2+k)} \quad (I3)$$

Если принять допущение $\Delta T / T_1 \ll 1$, то выражение (I3) упрощается

$$Re_{опт} = \left[\frac{n}{3+k} \cdot \frac{Q_\ell^2 \cdot D^4}{c \cdot Pr^m \lambda \cdot \rho \cdot \nu^3 \cdot a \cdot T_1 \cdot F_{1,\ell} \cdot F_{2,\ell}} \right]^{\frac{1}{3+n+k}}, \quad (I4)$$

но $Re_{опт}$ смещается к меньшему значению.

Описанный подход оптимизации позволяет дополнительно учитывать влияние сыпучих отложений [I9]. Термическое сопротивление $R_{отл}$ слоя, стабилизированного во времени отложений на поверхности теплообмена, определяется по формуле

$$R_{отл} = \delta_{отл} / \lambda_{отл}, \ (м^2 \cdot К) / Вт, \quad (I5)$$

где $\delta_{отл}$ – толщина слоя отложений, м;

$\lambda_{отл}$ – коэффициент теплопроводности отложений, Вт/(м·К).

Сыпучие отложения преимущественно формируются на конвективных поверхностях нагрева паровых котлов, в частности, при химически неактивном составе летучей золы, когда основным является инерционный механизм их образования.

Толщина слоя образовавшихся отложений и соответственно термическое сопротивление зависят от скорости потока. Указанные зависимости можно привести к виду

$$R_{отл} = b\,Re^{p}, \qquad (16)$$

где b и p – являются эмпирическими коэффициентами.

В этом случае перепад температур определяется:

$$T_1 - T_2 = \left(\frac{1}{\alpha} + R_{отл}\right) \cdot dQ \cdot \frac{1}{dF_1} \qquad (17)$$

и при подстановке выражения (16) в выражение (17) и (17) в (5) можно вывести расчетные формулы, подобные формулам (11) и (13), для оптимизации скорости потока. Отметим, что и в этом случае тепловой поток считается постоянным, т.е. условием сравнения различных режимов обтекания поверхности нагрева при отыскании оптимальной является постоянство тепловой эффективности.

Анализ формул показывает, что оптимальная скорость потока увеличивается, если:

повышается тепловая нагрузка поверхности теплообмена (Q_l);

необходимо учитывать термическое сопротивление отложений;

показатели степени Re в критериальных формулах теплоотдачи (9) и гидравлических потерь (10) уменьшаются.

Для примера приведем расчет прироста энтропии и оптимальной скорости согласно исходным данным в источнике [6] для мембранного экономайзера котлоагрегата блока 1200 МВт. В расчете принято $c = 0{,}117$, $Pr^{m} = 1$, $\lambda = 0{,}061$ Вт/(м·К), $\rho = 0{,}485$ кг/м^3, $\nu = 65 \cdot 10^{-6}$ м^2/с, $a = 2{,}24$, $n = 0{,}7$, $k = -0{,}27$, $F_{1,l} = 0{,}215$ м, $F_{2,l} = D = 0{,}032$ м, $T_1 = 750$ К, $Q_l = 2150$ Вт/м (средняя плотность теплового потока 10 кВт/м^2), коэффициент A, учитывающий соотношение стоимостей электрической и тепловой энергии, принят $A = 3{,}0$. Отложения на поверхности теплообмена отсутствуют.

Из рис., где приведены результаты расчета, можно заключить, что расчет по технико-экономическому подходу и оба варианта по методу анализа прироста энтропии дают в общем-то близкие результаты. В тоже время следует подчерк-

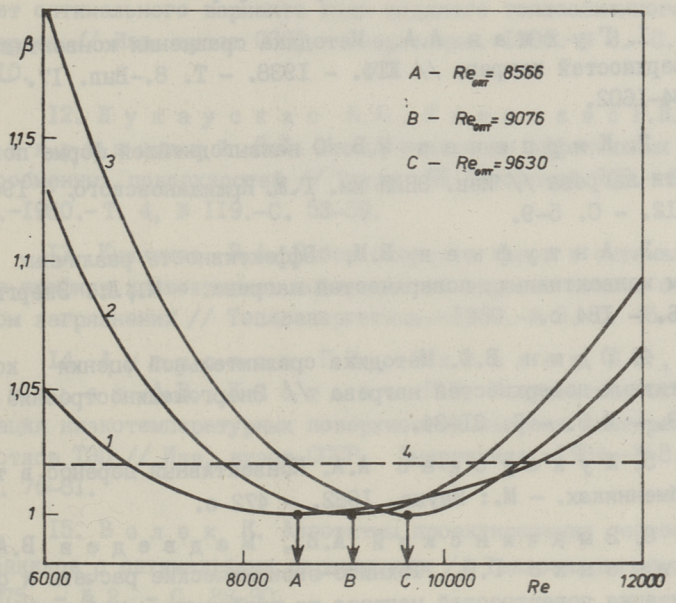


Рис. Зависимость относительных затрат (относительных потерь) β от числа Рейнольдса: 1 – по [6]; 2 – по (14) ; 3 – по (11) и (13); 4 – линия 2-процентного отклонения относительных затрат.

нуть, что функция приведенных затрат [6] в области оптимальных Re весьма пологая. Это приводит к тому, что при повышении приведенных затрат на 2 %, диапазон "оптимальных" чисел Re составляет 4200. Подобный расчет по зависимостям (I4) и (I3) дает диапазоны по Re 2500 и 2200.

Объем информации и степень ее достоверности, необходимый для расчета оптимальной скорости по методу технико-экономического анализа, приводят к ошибочному результату (к приведенным затратам) с ошибкой, существенно превышающей указанный уровень.

Таким образом, сопоставленные методы не исключают, а дополняют друг друга. При этом метод анализа прироста энтропии требует меньшее количество исходной информации и является удобным приемом для оценки величины наивыгоднейшей скорости потока теплоносителя.

Литература

I. Гухман А.А. Методика сравнения конвективных поверхностей нагрева // ЖТФ. - 1938. - Т. 8.-Вып. 17. - С. 1584-1602.

2. Кирпичев М.В. О наивыгоднейшей форме поверхности нагрева // Изв. ЭНИН им. Г.М. Кржижановского. - 1944. - Т. 12. - С. 5-9.

3. Антуфьев В.М. Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева. - М.; Л.: Энергия, 1966. - 184 с.

4. Юдин В.Ф. Методика сравнительной оценки конвективных поверхностей нагрева // Энергомашиностроение. - 1969. - № 5. - С. 31-34.

5. Жукаускас А.А. Конвективный перенос в теплообменниках. - М.: Наука, 1982. - 472 с.

6. Змачинский А.В., Медведев В.А., Левченко Г.И. Технико-экономические расчеты и оптимизация поверхностей нагрева из оребренных труб парогенераторов электростанций. - Саратов: Изд-во Сарат. ун-та, 1983. - 96 с.

7. Бекманис И.В. Разработка методики оптимизации рекуперативных теплообменников по обобщенным характеристикам и средней скорости потока: Автореф. дис....канд. техн. наук. - М., 1984. - 22 с.

8. Липатов В.Е., Кузнецов Ю.Н. Сравнение конвективных поверхностей теплообмена // Теплоэнергетика. - 1984. - № 3. - С. 67-68.

9. Гухман А.А., Зайцев А.А. Расчет и оценка эффективности конвективных поверхностей теплообмена сложной формы на основе обобщенного анализа / Современные проблемы теории теплообмена и физической гидрогазодинамики. - Новосибирск, 1984. - С. 16-30.

10. Калафати Д.Д., Попалов В.В. Оптимизация теплообменников по эффективности теплообмена.- М.: Энергоатомиздат, 1986. - 152 с.

II. Майоров В.В., Анопченко Е.Н. Расчет оптимального варианта водо-водяного теплообменного аппарата // Изв. вузов СССР. Энергетика.-1986.-№ 3.- С. 107-110.

12. Жукаускас А.А., Улинскас Р.В., Закревский В.Ф. Метод выявления эффективных теплообменных поверхностей // Труды АН Литовской ССР.- Серия Б.-1980.- Т. 4, № 119.-С. 53-59.

13. Кузнецов В.А. Выбор скорости газов и оптимального профиля конвективных поверхностей паровых котлов с учетом загрязнений // Теплоэнергетика.-1969.-№ 8.-С. 45-48.

14. Антропов Г.В., Яковлев Б.В., Васильев А.В., Кнотько П.Н. Комплексная оптимизация низкотемпературных поверхностей нагрева маневренных котлов ТЭЦ // Изв. вузов СССР. Энергетика.-1984.-№ 8.- С. 76-81.

15. Волек К. Алгоритмы проектирования теплообменников с оптимальными параметрами // Теплоэнергетика. - 1975. - № 2. - С. 88-90.

16. Пийр А.Э., Кунтыш В.Б. Оптимизация скоростей потоков в газо-газовых теплообменниках // Энергомашиностроение. - 1976. - № 4. - С. 15-16.

17. Бежан. Исследование прироста энтропии в основных процессах конвективного теплообмена // Теплопередача.- 1979.-Т. 101, № 4. - С. 180-189.

18. Пуоликакос, Бежан. Геометрия оребрения, отвечающая минимальному приросту энтропии при вынужденной конвекции // Теплопередача. - 1982. - Т. 104, № 4. - С. 39-47.

19. Кяар Х.А., Тоуарт Р.В. Теплогидравлическая оптимизация конвективных поверхностей нагрева по принципу минимального возрастания энтропии в условиях образования сыпучих отложений // Влияние минеральной части энергетических топлив на условия работы парогенераторов: Тезисы докладов IУ Всесоюзной конференции.-Таллин, 1986.- Т. IУ.- С. 132-136.

H. Käär, R. Touart

On Thermal Hydraulic Optimization of Convective Heat Transfer Surface by Method of Entropy Generation

Abstract

The flow velocity optimization method based on entropy generation analysis is given. The influence of deposits on optimum flow velocity is shown.

The results of calculations are compared with the data based on economical design method.

Teaduslik Raamatu ogu
ENSV TA
TALLINN
АН ЭССР
Научная библиотека

EESTI AKADEEMILINE RAAMATUKOGU
1 0200 00082408 0

Цена 85 коп.