

Evacuarea gazelor de ardere

(note de curs)

Cuprins

Cuprins	2
1.1 Compoziția gazelor de ardere	3
1.2 Coșul de fum.....	4
1.3 Curgerea gazelor prin conducte	6
1.3.1 Curgerea fără frecare	6
1.3.2 Curgerea cu frecare.....	7
1.3.3 Calculul pierderilor de presiune liniare (datorate frecarilor) 8	
1.3.4 Calculul pierderilor de presiune locale	12
1.3.5 Dimensionarea / verificarea dispozitivului de antrenare a aerului / gazelor de ardere	14
1.4 Calculul coșului de fum.....	14
1.4.1 Calculul coșului de fum pentru cazane care utilizează arzătoare atmosferice.....	14
1.4.2 Calculul coșului de fum pentru cazane care utilizează arzătoare cu aer insuflat	18
1.4.3 Calculul coșului de fum cu cămașă exterioară de aer pentru cazane care utilizează arzătoare cu aer insuflat	18
1.5 Influența vaporilor de apă din gazele de ardere asupra coșului de fum	19
Referințe bibliografice	20

1.1 Compoziția gazelor de ardere

În general, arderea se realizează utilizând aerul atmosferic, care are în compoziție 78.084% azot, 0.934% argon, 20.947% oxigen, 0.033% dioxid de carbon, iar în restul de 0.002%, alte gaze (neon, heliu, kripton, metan, dioxid de sulf, hidrogen) - Fig. 1.

Datorită faptului că azotul și argonul sunt gaze inerte, pentru simplificarea calculelor se consideră că în atmosferă există 79% azot și 21% oxigen.

Dacă oxigenul necesar arderii este preluat din aer, în compoziția gazelor de ardere se va regăsi azot într-o proporție de ~75% (Fig. 2).

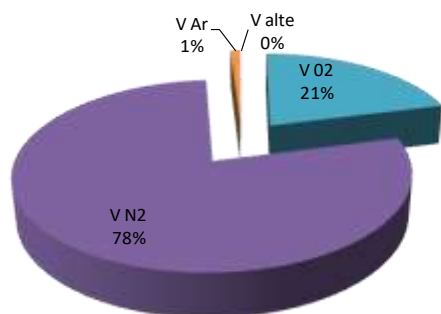


Fig. 1 Compoziție aer

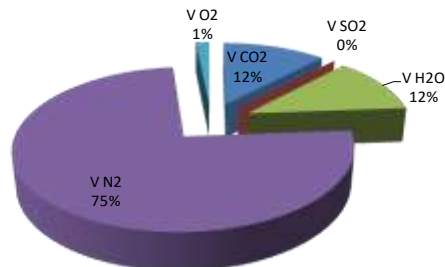


Fig. 2 Exemplu compoziție gaze de ardere în cazul arderii unui combustibil lichid cu un exces de aer $\lambda=1.08$

Datorită acestui procentaj mare de azot în gazele de ardere, proprietățile termo-fizice ale acestora se vor apropia de cele ale aerului. În cazul în care se efectuează calcule rapide, se pot utiliza proprietățile aerului în loc de cele ale gazelor de ardere. Dacă se dorește o precizie mai mare, se pot utiliza valorile din Tabel 1, pentru proprietățile gazelor de ardere. Aceste valori corespund unei concentrații în gazele de ardere de 13% pentru CO₂, apă 11%, azot 76%.

Tabel 1. Proprietăți gaze de ardere

t gaze °C	ρ kg/m ³	c kJ/kgK	$\mu \cdot 10^6$ Pa	$v \cdot 10^6$ m ² /s
0	1.295	1.042	15.8	12.2
100	0.95	1.068	20.4	21.54
200	0.748	1.097	24.5	32.8
300	0.617	1.122	28.2	45.81
400	0.525	1.151	31.7	60.38
500	0.457	1.185	34.8	76.3
600	0.405	1.214	37.9	93.61
700	0.363	1.239	40.7	112.1
800	0.33	1.264	43.4	131.8
900	0.301	1.29	45.9	152.5
1000	0.275	1.306	48.4	174.3
1100	0.257	1.323	50.7	197.1
1200	0.24	1.34	53	221

1.2 Coșul de fum

Coșul de fum este o componentă importantă a instalației de ardere, având rolul de a evacua și dispersa în atmosferă gazele de ardere rezultate după arderea amestecului combustibil în focarul instalației de ardere.

În anumite cazuri, rolul său este de a realiza și un tiraj natural necesar acoperirii pierderilor de sarcină din partea de aspirație și din cazan (Ex: soba de teracotă).

De asemenea, rolul său poate fi și de a introduce total sau parțial aerul necesar procesului de ardere, (de exemplu, centrala de apartament).

Introducerea de aer proaspăt necesar arderii se poate realiza printr-o cămașă exterioară coșului de fum, în acest mod putându-se realiza și preîncălzirea aerului prin răcirea gazelor de ardere (de exemplu, coș de fum centrală de apartament - Fig. 3).



Fig. 3 Exemplu coș de fum centrală de apartament cu cămașă exterioară de aer

Coșul de fum poate fi:

- cu tiraj natural - tirajul coșului este asigurat exclusiv datorită forței ascensionale a gazelor de ardere, datorită densității mai scăzute a acestora față de aerul exterior,
- cu tiraj forțat - tirajul coșului este asigurat:
 - parțial de forța ascensională a gazelor de ardere,
 - parțial de un sistem mecanic de exhaustare (de exemplu, ventilator).

Pentru instalații de ardere de dimensiuni reduse, coșurile de fum pot fi executate din tablă din oțel inoxidabil sau de aluminiu gofrat. Coșurile se izolează termic la exterior pentru evitarea apariției condensului în gazele de ardere.

Forma cea mai eficientă pentru secțiunea interioară a coșului, din punct de vedere a pierderilor de sarcină (tiraj) este cea circulară. În cazul unor forme diferite, ce prezintă unghiuri drepte, se recomandă ca colțurile să fie rotunjite.

Pentru instalații de ardere de puteri de până la 5MW se pot realiza coșuri de cărămidă cu secțiune dreptunghiulară sau pătrată cu raportul $L/l > 0.7$. Pentru puteri mari se recomandă execuția coșurilor în secțiune circulară, datorită pierderilor de sarcină mai mici.

La coșurile de zidărie, este necesară căptușirea interioară a acestora cu zidărie refractară pe o înălțime de $1/3$ din înălțimea coșului pentru temperaturi ale gazelor de ardere mai mari de 200°C și pe o înălțime de $1/2$ din înălțimea coșului pentru temperaturi ale gazelor de ardere mai mari de 300°C .

Între zidăria refractară și cea de rezistență se lasă un gol de dilatare de 50mm dacă temperatura gazelor de ardere depășește 300°C , căptușirea se va efectua pe întreaga înălțime a coșului de fum, iar golul de dilatare cu dimensiunile de 60-80mm se va umple cu nisip sau zgură [1].

Coșul va depăși coama acoperișului cu minimum 0.5m, iar în cazul învelitorilor combustibile cu minimum 1m.

Legătura dintre cazan și coșul de fum se realizează printr-un canal de fum.

Acesta trebuie să îndeplinească următoarele condiții:

- un traseu cât mai scurt;
- devieri cât mai puține și cu unghi cât mai mic, deoarece orice deviere reduce tirajul, mărește depunerile de funingine, riscul de fisurări și costurile de construcție și de întreținere (curățire);
- panta acestuia trebuie să fie de minimum 10° cu orientare spre cazan, pentru că eventualul condens care se formează să se scurgă înapoi înspre cazan;
- racordarea la coș se va realiza în unghi. Pentru combustibil lemnos se recomandă un unghi de aproximativ 45°C .

O problemă caracteristică a coșurilor de fum este aceea că pe pereții interiori ai acestuia, aderă depuneri de creozot (lichid uleios, incolor sau galben-deschis, caustic, cu miros caracteristic, amestec de fenoli, în principal gualacol și crezoli, obținut din gudroanele de lemn sau de cărbune), atunci când este utilizat ca și combustibil lemnul sau cărbunele.

Depunerile de creozot pot obtura fluxul de gaze de ardere sau în cel mai rău caz se pot aprinde, ele fiind inflamabile, putând provoca incendii ale coșului de fum. Cantitatea de creozot depusă în cazul coșurilor de fum aferente cazanelor de gaz natural este mult mai redusă datorită arderii mai curate a acestuia.

1.3 Curgerea gazelor prin conducte

1.3.1 Curgerea fără frecare

Curgerea fără frecare este caracteristică curgerii gazelor prin conducte cu variații mici de presiune, neglijând schimbul de căldură între fluid și mediul exterior. Totodată, se consideră că agentul nu efectuează și nici nu consumă lucru mecanic între două secțiuni ale conductei. De asemenea, variația energiei potențiale este neglijabilă.

1.3.1.1 Ecuația de continuitate

$$\rho_1 w_1 S_1 = \rho_2 w_2 S_2$$

Ținând cont de faptul că curgerea are loc la viteze mici ($M < 0.3$), ceea ce implică o curgere incompresibilă:

$$v_1 = v_2 = \frac{1}{\rho} = ct$$

rezultă:

$$w_1 S_1 = w_2 S_2$$

unde w este viteza medie prin conductă,
 ρ este densitatea gazului care curge prin conductă,
 S reprezintă aria secțiunii transversale.

Iar în formă diferențială:

$$w dS = S dw$$
$$\frac{dS}{S} = \frac{dw}{w} = 0$$

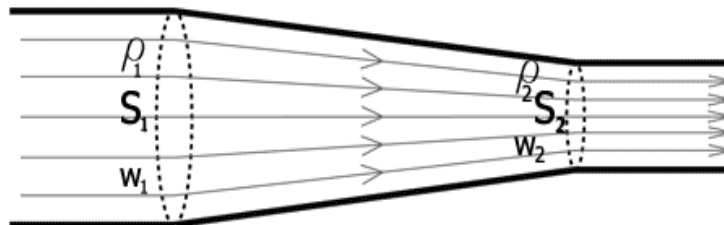


Fig. 4 Curgerea printr-o conductă de secțiune variabilă

1.3.1.2 Ecuația de conservare a energiei

$$\delta q - \delta l_t = dh + w dw + g dz + \delta l_f$$

Pentru curgerea incompresibilă a unui fluid fără viscozitate, fără surse/schimb de căldură, fără schimb de lucru mecanic, la aceeași diferență de nivel:

$$q = 0; \delta l_t = 0; \delta l_f = 0; dz = 0$$

$$\Rightarrow dh + w dw = 0$$

$$h_2 - h_1 + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} = 0$$

iar:

$$h_2 - h_1 = P_2 v_2 - P_1 v_1 + u_2 - u_1$$

unde q reprezintă schimbul/producția de căldură,
 l_t este lucrul mecanic tehnic,
 h este entalpia gazului care curge prin conductă,
 g este accelerația gravitațională,
 z reprezintă potențialul (înălțimea),
 l_f este lucrul mecanic de frecare,
 v este volumul specific al agentului termodinamic din conductă,
 u este energia internă a gazului,
termenul Pv reprezintă lucrul mecanic de deplasare.

1.3.1.3 Ecuția lui Bernoulli

Dacă ecuația conservării energiei se particularizează pentru cazul curgerii izoterme, fără frecare, fără schimb de lucru mecanic rezultă:

$$P_1 v_1 + \frac{w_1^2}{2} + g z_1 = P_2 v_2 + \frac{w_2^2}{2} + g z_2$$

Știind că:

$$v_1 = v_2 = \frac{1}{\rho} = ct$$

Și dacă se înmulțesc ambii termeni cu ρ , rezultă:

$$P_1 v_1 \frac{1}{v_1} + \rho \frac{w_1^2}{2} + \rho g z_1 = P_2 v_2 \frac{1}{v_2} + \rho \frac{w_2^2}{2} + \rho g z_2$$

de unde rezultă ecuația lui Bernoulli pentru un fluid perfect incompresibil și fără viscozitate:

$$P_1 - P_2 = \rho \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \rho g (z_2 - z_1)$$

iar dacă nu există o diferență de nivel între punctele 1 și 2:

$$P_1 + \rho \frac{w_1^2}{2} = P_2 + \rho \frac{w_2^2}{2}$$

$$-VdP = wdw$$

sau:

$$P + P_d = ct$$

Relația de mai sus arată că de-a lungul unei linii de curent, în curgerea fără frecare, suma dintre presiunea statică și presiunea dinamică, se conservă.

1.3.2 Curgerea cu frecare

Experiența arată că procesele sunt întotdeauna însoțite de frecare între fluid și pereții conductei și între straturile de fluid.

Expresia lui Bernoulli pentru curgerea cu frecare este:

$$P_1 - P_2 = \rho \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \rho g (z_2 - z_1) + \Delta P' \quad [Pa]$$

$\Delta P'$ - pierderea de sarcină la curgerea prin conductă, [Pa].

Pierderea de presiune este cauzată atât de frecarea propriu-zisă dintre fluid și pereții conductei sau dintre straturile de fluid (ΔP_1), cât și de modificarea bruscă a vitezei (datorită unei lărgiri sau îngustări a secțiunii de curgere) sau a direcției de curgere (Δp_1).

1.3.3 Calculul pierderilor de presiune liniare (datorate frecărilor)

Studiul analitic și experimental al curgerii arată că pierderea de presiune datorată frecărilor dintre fluid și pereții conductei sau dintre straturile de fluid se poate calcula cu expresia:

$$\Delta P_l = \lambda_r \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \frac{l}{D} \quad \left[\frac{N}{m^2} \right]$$

λ_r - coeficient de rezistență (coeficientul lui Darcy) care depinde de regimul de curgere și de calitatea suprafeței conductei;

l - lungimea conductei în m;

D - diametrul conductei, în m;

ρ - densitatea gazului;

w - viteza medie de curgere în conductă.

1.3.3.1 Coeficientul de rezistență pentru curgerea laminară

Pentru curgerea laminară, λ_r depinde doar de numărul Reynolds ($\lambda_r = f(Re)$) și poate fi calculat cu următoarea relație:

$$\lambda_r = \frac{64}{Re}$$

1.3.3.2 Coeficientul de rezistență pentru curgerea turbulentă

Pentru curgerea turbulentă, $\lambda_r = f(Re, \epsilon)$;

$$\epsilon = \frac{k}{D}$$

ϵ - rugozitatea relativă,

k - rugozitatea absolută a peretelui, în [m],

D - diametrul conductei, în [m].

Regimul turbulent se poate împărți în trei zone pentru calculul coeficientului de rezistență, în funcție de criteriul Reynolds. Limitele acestor trei zone se definesc cu:

$$Re_1 \cong \frac{10}{\epsilon}; \quad Re_2 \cong \frac{500}{\epsilon}$$

Cele trei regimuri se definesc:

$$a) \text{ Pentru } \left. \begin{array}{l} Re > Re_{\text{laminar}} \\ Re < Re_1 \end{array} \right\}$$

Regim turbulent neted pentru care rugozitatea peretelui este mai mică decât grosimea stratului limită: $\lambda = f(Re)$;

b) pentru $Re_1 < Re < Re_2 \Rightarrow$ Regim turbulent semirugos pentru care rugozitatea peretelui este de același ordin de mărime ca și grosimea stratului limită $\lambda = f(Re, \epsilon)$;

c) Pentru $Re > Re_2 \Rightarrow$ Regim turbulent rugos pentru care rugozitatea peretelui este mai mare decât grosimea stratului limită $\lambda = f(\epsilon)$.

Ecuția Colebrook este o ecuație empirică care combină rezultatele experimentale ale studiilor privind curgerea turbulentă în conducte netede și rugoase. Această relație a fost dezvoltată încă din

1939 de către Colebrook [2]. Ecuația se poate rezolva pe cale iterativă, rezultând valoarea coeficientului de rezistență liniară. Această ecuație este cunoscută și ca ecuația Colebrook-White și este valabilă pentru curgerea la numere Reynolds mai mari de 4000:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \cdot \log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{3.7} + \frac{2.51}{Re \cdot \sqrt{\lambda}} \right)$$

Rezolvarea sa rapidă poate ridica anumite dificultăți, ceea ce a condus ca pentru determinarea coeficientului de rezistență liniară să se utilizeze și alte relații de calcul, cu o rezolvare mai ușoară, rezultatele acestora fiind apropiate de rezultatul ecuației de mai sus. Astfel, aceste ecuații nu sunt altceva decât aproximări ale ecuației Colebrook-White. În literatura de specialitate există numeroase aproximări pentru determinarea coeficientului Darcy.

Una din ultimele variante propuse în literatura internațională pentru determinarea acestui coeficient de rezistență liniară la curgerea printr-o conductă pentru curgerea turbulentă, și care este o aproximare foarte precisă a ecuației Colebrook-White, este următoarea [3] (aproximarea Papaevangelou a ecuației Colebrook-White):

$$\lambda_r = \frac{0.2479 - 0.0000947 \cdot (7 - \log_{10} Re)^4}{\left(\log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{3.615} + \frac{7.366}{Re^{0.9142}} \right) \right)^2}$$

În cazul în care regimul de curgere este unul turbulent neted (în general la valori ale numărului Reynolds mai mici de 10^5), se poate utiliza și aproximarea lui Blasius, datorită faptului că rugozitatea peretelui este mai mică decât grosimea stratului limită, și în acest caz, valoarea rugozității nu va afecta valoarea coeficientului de rezistență liniară:

$$\lambda_r = \frac{0.3164}{\sqrt[4]{Re}}$$

Valori ale rugozității absolute pentru diferite materiale, pot fi urmărite în

Tabel 2.

Tabel 2 Rugozități absolute diferite materiale

Material	Rugozitate absolută, k [mm]
Cărămidă	5
Canal de fum din oțel în funcționare	2
Conductă din fibră de sticlă	2
Conducte PVC și plastic	0.0015-0.007
Oțel conducte comerciale	0.045-0.09
Conducte oțel inoxidabil	0.015
Conducte oțel galvanizat	0.15
Conducte oțel tras	0.015
Conducte oțel ruginit	0.15-4
Aluminiu, Cupru	0.001-0.002
Beton rugos	1-5

Beton obișnuit	0.3-1
Beton neted	0.03-0.3
Sticlă, plastic	0.0025
Conducte trase	0.0025
Fontă turnată	0.15

Înainte de a alege o relație de calcul pentru determinarea coeficientului de rezistență liniară, este bine de știut că utilizând diagrama Moody (Fig. 5), se poate determina valoarea acestui parametru cu o precizie de aproximativ $\pm 5\%$ pentru conducte netede și $\pm 10\%$ pentru conducte rugoase.

Ecuția care stă la baza acestei diagrame, derivă tot din ecuația Colebrook, și este valabilă tot pentru regimul tranzitoriu și turbulent având următoarea formă [4]:

$$\lambda_r = 0.0055 \cdot \left(1 + \sqrt[3]{\left(2 \cdot 10^4 \cdot \varepsilon + \frac{10^6}{Re} \right)} \right)$$

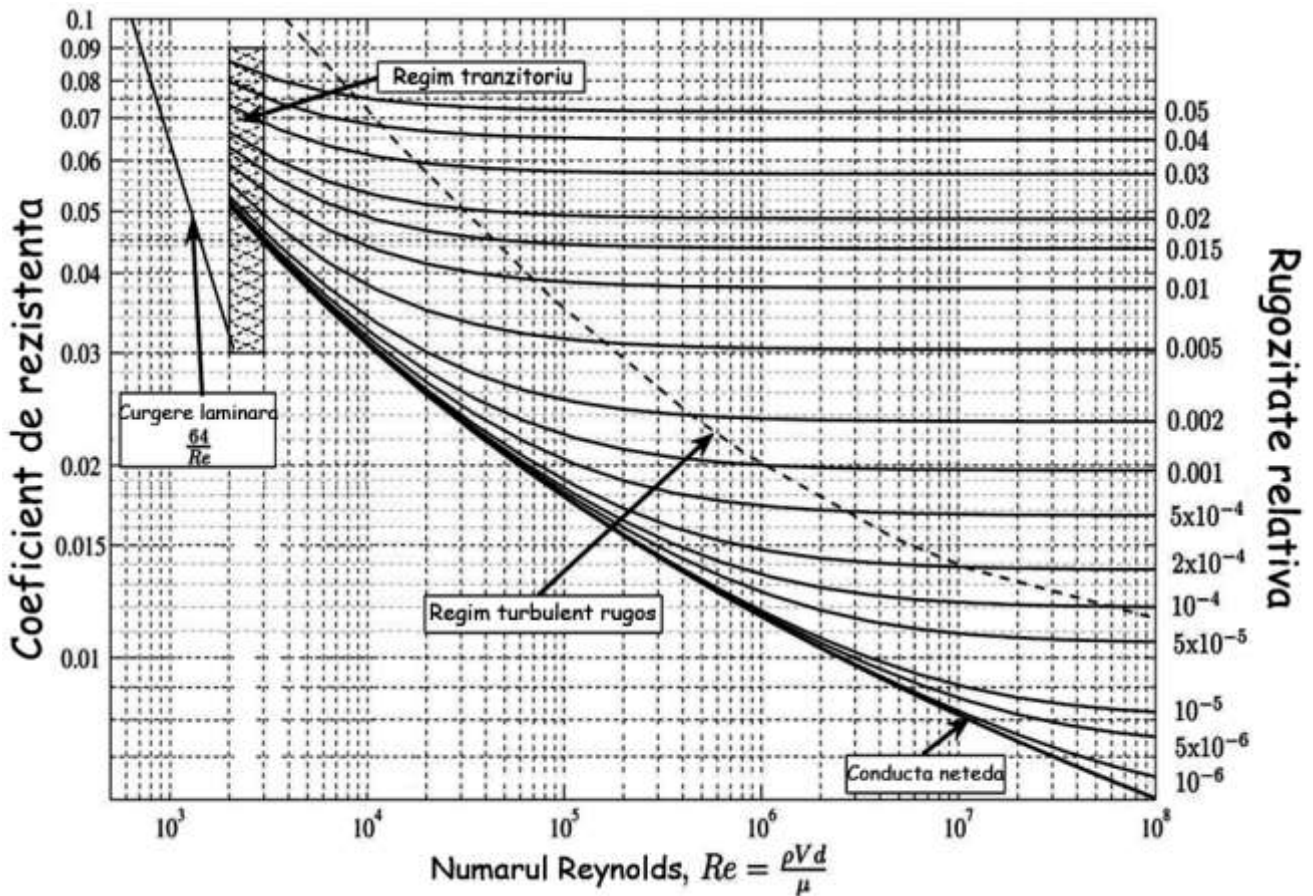


Fig. 5 Diagrama Moody

Exemplu 1: Rugozitatea relativă a unei conducte este de $8 \cdot 10^{-4}$, și numărul Reynolds calculat pentru curgerea analizată este $2 \cdot 10^5$, rezultă că valoarea coeficientului de rezistență rezultat din diagrama Moody este ~ 0.02 , valoare foarte apropiată de valoarea de 0.02033 obținută cu ajutorul aproximării Papaevangelou a ecuației Colebrook-White (Fig. 6).

Exemplu 2: De multe ori însă, din dorința de a ușura și mai mult calculele, se utilizează în mod eronat, aproximarea lui Blasius în afara intervalului pentru care a fost însă elaborată această ecuație.

Astfel, dacă rugozitatea relativă a unei conducte este de 0.0125, și dacă numărul Reynolds calculat pentru curgerea analizată este $3 \cdot 10^5$, rezultă că valoarea coeficientului de rezistență rezultat din diagrama Moody este ~ 0.04 , valoare foarte apropiată de valoarea de 0.04114 obținută cu ajutorul aproximării Papaevangelou a ecuației Colebrook-White (Fig. 7).

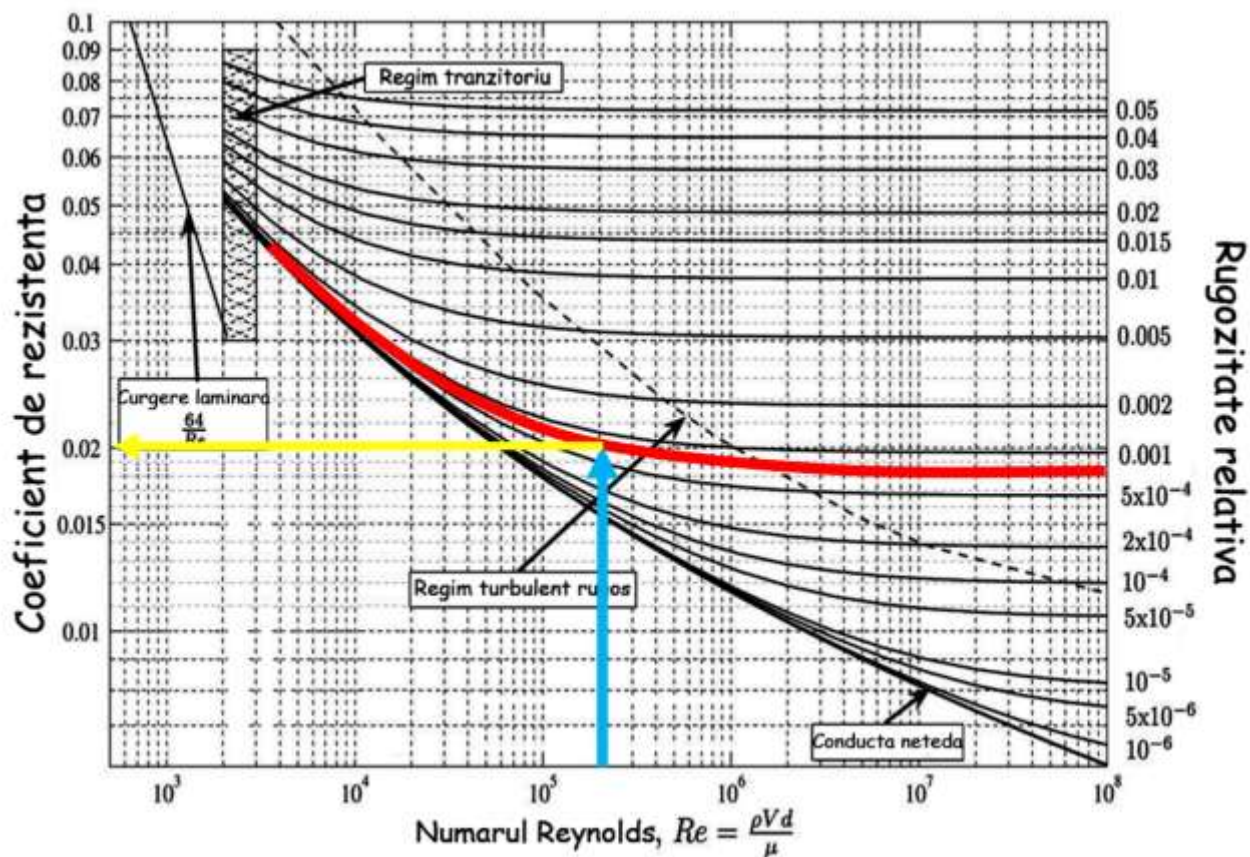


Fig. 6 Diagrama Moody aplicată pentru exemplul 1

Se observă că regimul de curgere este unul turbulent rugos, ceea ce face ca aproximarea Blasius să nu se poată utiliza. Dacă se încearcă totuși calculul utilizând aproximarea Blasius, rezultatul obținut pentru coeficientul de rezistență este 0.01352, valoare cu mai bine de trei ori mai mică decât valoarea obținută din diagrama Moody sau din aproximarea Papaevangelou a ecuației Colebrook-White.

Evident, în acest caz, valoarea pierderilor de presiune liniare calculate în această situație va duce la subdimensionarea sistemului de evacuare a gazelor cu repercusiuni importante în funcționarea instalației pentru care s-a efectuat calculul.

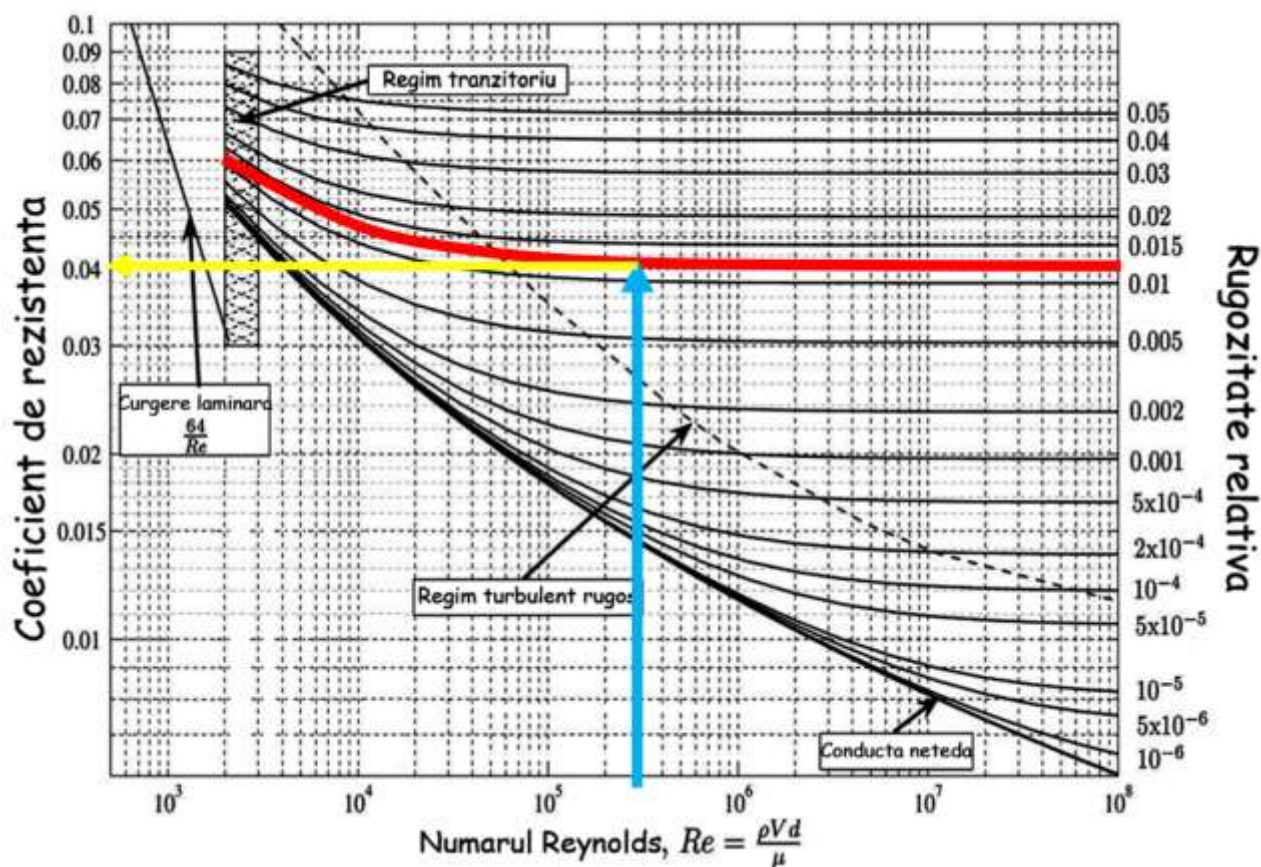


Fig. 7 Diagrama Moody aplicată pentru exemplul 2

1.3.4 Calculul pierderilor de presiune locale

Pe traseul gazelor sunt montate, în mod inevitabil o serie de: racorduri, coturi, modificări de secțiune, echipamente de măsură, etc., care vor crea un obstacol suplimentar în calea curgerii fluidului, opunându-se trecerii acestuia. Toate aceste obstacole poartă denumirea de rezistențe locale.

Prezența acestor elemente pe traseul gazelor face ca în acea zonă, curgerea să fie una neuniformă, gazele modificându-și brusc viteza și direcția, pot apărea zone de recirculare, ceea ce duce la creșterea turbulenței în acea zonă.

Astfel, în aceste zone, fluidul va pierde din energia de curgere, efectul acestei pierderi de energie regăsindu-se într-o scădere de presiune bruscă pe această zonă, denumită și cădere de presiune sau pierdere de sarcină.

Zona de mișcare neuniformă se întinde pe o distanță mică, de o parte și alta a obstacolului, însă nedepășind câteva diametre echivalente ale conductei prin care are loc curgerea, iar efectul acestei pierderi locale se cuantifică într-o valoare valabilă pentru acel obstacol.

$$\Delta p_l = \xi \cdot \frac{\rho w^2}{2}$$

unde ξ este un coeficient de pierderi locale care depinde de natura obstacolului sau de saltul de secțiune,

ρ este densitatea gazului,

w este viteza medie de curgere prin conductă.

Valoarea pentru ξ depinde și de numărul Reynolds, valoarea sa fiind dificil de estimat pentru numere mai mici de 10^5 , însă pentru numere Reynolds mai mari, această valoare este constantă.

Tabel 3. Valori orientative pentru coeficientul de pierderi locale

Componenta din instalație	Valoare coeficient de pierderi locale ξ
Cot 90° fără rază de curbura	1.3
Cot 90° cu ghidaje fără rază de curbura	0.7
Cot 90° cu rază de curbura mică ($R/D < 1$)	0.5
Cot 90° cu rază de curbura mare ($R/D > 1$)	0.25
Cot 45° fără rază de curbura	0.5
Cot 45° cu rază de curbura mică ($R/D < 1$)	0.2
Cot 45° cu rază de curbura mare ($R/D > 1$)	0.05
Joncțiune tip T, cu curgerea pe ramura principală	0.2
Joncțiune tip T, cu curgerea pe ramura secundară	1
Evacuare gaze ardere în mediul ambiant	1
Aspirare aer necesar ardere	0.35
Lărgire bruscă de secțiune (w_1 - viteza gaze înainte de lărgire, w_2 - viteza gaze după lărgire)	$\left(1 - \frac{w_2}{w_1}\right)^2$
Lărgire graduală de secțiune $< 8^\circ$ (w_1 - viteza gaze înainte de lărgire, w_2 - viteza gaze după lărgire)	$0.15 \left(1 - \frac{w_2}{w_1}\right)^2$
Lărgire graduală de secțiune $> 8^\circ$ (w_1 - viteza gaze înainte de lărgire, w_2 - viteza gaze după lărgire)	$\left(1 - \frac{w_2}{w_1}\right)^2$
Curgerea prin grile în care raportul $\frac{Arie_{curgere}}{Arie_{totala}} = 0.7$	3
Curgerea prin grile în care raportul $\frac{Arie_{curgere}}{Arie_{totala}} = 0.6$	4
Curgerea prin grile în care raportul $\frac{Arie_{curgere}}{Arie_{totala}} = 0.5$	6

Curgerea prin grile în care raportul $\frac{Arie_{curgere}}{Arie_{totala}} = 0.4$	10
Curgerea prin grile în care raportul $\frac{Arie_{curgere}}{Arie_{totala}} = 0.3$	20
Curgerea prin grile în care raportul $\frac{Arie_{curgere}}{Arie_{totala}} = 0.2$	50

1.3.5 Dimensionarea / verificarea dispozitivului de antrenare a aerului / gazelor de ardere

De asemenea, calculul curgerii prin conducte presupune și dimensionarea dispozitivului de antrenare pentru gaz (aer, gaze de ardere, combustibil gazos).

$$\Delta p = \rho g \Delta z$$

Δz – denivelarea dintre cele două ramuri ale manometrului diferențial

Puterea de antrenare a ventilatorului

$$P = \frac{\Delta P \cdot \dot{V}}{\eta_m \eta_V}$$

$\dot{V} \left[\frac{m^3}{s} \right]$ - debit volumic antrenat de ventilator,

η_m - randament motor,

η_V - randament ventilator.

1.4 Calculul coșului de fum

Calculul unui coș de fum presupune determinarea înălțimii și a diametrului acestuia.

1.4.1 Calculul coșului de fum pentru cazane care utilizează arzătoare atmosferice

În cazul în care se calculează coșul de fum pentru cazane care utilizează arzătoare atmosferice (cu aer aspirat), trebuie să se aibă în vedere că, în acest caz, coșul trebuie să asigure atât evacuarea gazelor de ardere cât și pătrunderea aerului necesar arderii în focarul cazanului atmosferic.

O relație simplă pentru calculul tirajului derivă din relația de calcul a presiunii hidrostatice:

$$p = \rho g z \text{ [Pa]}$$

și ținând cont de faptul că tirajul asigură deplasarea gazelor de ardere, condiția de echilibru este:

$$H = (\rho_a - \rho_{ga}) g z \text{ [Pa]}$$

unde ρ_a reprezintă densitatea aerului din mediul ambiant;

ρ_{ga} reprezintă densitatea gazelor de ardere;

z este înălțimea coșului.

Ținând cont de faptul că

$$\rho = \frac{P}{RT}$$

rezultă

$$H = \left(\frac{P_a}{R_a T_a} - \frac{P_{ga}}{R_{ga} T_{ga}} \right) g z$$

unde P_a reprezintă presiunea atmosferică, [Pa];
 T_a reprezintă temperatura mediului ambiant, [K];
 R_a este constanta de gaz perfect pentru aer, [J/kgK];
 P_{ga} reprezintă presiunea gazelor de ardere în coșul de fum, [Pa],
 T_{ga} reprezintă temperatura medie a gazelor de ardere în coșul de fum, [K];
 R_{ga} este constanta de gaz perfect pentru gazele de ardere, [J/kgK];

Având în vedere faptul că $P_a \approx P_{ga}$ și că masa molară a aerului și a gazelor de ardere au aproximativ aceeași valoare, deci $R_a \approx R_{ga}$ rezultă:

$$H = \left(\frac{1}{T_a} - \frac{1}{T_{ga}} \right) \frac{P_a}{R_a} g z$$

de unde rezultă o relație mult mai ușor de utilizat pentru determinarea tirajului în funcție de temperatura gazelor de ardere și de înălțimea coșului de fum.

$$H = 0.00342 \left(\frac{1}{T_a} - \frac{1}{T_{ga}} \right) P_a g z \text{ [Pa]}$$

Presiunea atmosferică la înălțimea coșului poate fi calculată cu relația:

$$p_{aer} = p_N \cdot e^{\frac{\left(\frac{-g \cdot z_{cos}}{2} \right)}{R_{aer} \cdot T_{aer}}}$$

unde p_N reprezintă presiunea normală fizică, 101325Pa,
 R_{aer} este constanta de gaz perfect pentru aer, ~287 J/kgK,
 z_{cos} este înălțimea coșului, m,
 T_{aer} este temperatura aerului ambiant, K.

Viteza gazelor de ardere se aproximează în funcție de înălțimea coșului [1]:

Pentru înălțimi ale coșului de fum de $z=15...30m \rightarrow w_{ga} = 1 + 0.0667 \cdot z$ [m/s]

Pentru înălțimi ale coșului de fum de $z=30...80m \rightarrow w_{ga} = 0.1 \cdot z$ [m/s].

Pentru instalații de ardere de dimensiuni mici, viteza gazelor de ardere nu ar trebui să depășească 2m/s, iar pentru instalații de ardere de dimensiuni mari, viteza maximă recomandată a gazelor de ardere este 10m/s.

$$\dot{V} = w \cdot S \text{ [m}^3/\text{s]}$$

unde \dot{V} reprezintă debitul volumic al gazelor de ardere;
 w este viteza gazelor de ardere, [m/s];
 S este aria secțiunii transversale de curgere a gazelor de ardere, [m²].

Ținând cont de faptul că

$$p_d = \frac{\rho \cdot w^2}{2}$$

Și de faptul că tirajul de fapt nu este altceva decât acea diferență de presiune care este de fapt "motorul" deplasării gazelor de ardere în coșul de fum:

$$p_d = H$$

Egalând relația pentru tiraj cu cea pentru presiunea dinamică, se obține:

$$\frac{g}{R_a} \left(\frac{1}{T_a} - \frac{1}{T_{ga}} \right) P_a g z = \frac{\rho \cdot w^2}{2}$$

și ținând cont de faptul că

$$\rho = \frac{P}{RT}$$

de unde rezultă că viteza medie de curgere a gazelor de ardere este:

$$w = \sqrt{2g \left(\frac{T_{ga} - T_a}{T_{ga}} \right) g z}$$

O relație cu care se poate aproxima debitul volumic al gazelor de ardere pe coșul de fum în funcție de tiraj și care ține cont de forțele de frecare implicate în curgerea gazelor de ardere se poate urmări mai jos:

$$\dot{V} = S \cdot C \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot z \cdot \frac{T_{ga} - T_a}{T_{ga}}} \text{ [m}^3\text{/s]}$$

unde S este aria secțiunii transversale de curgere a gazelor de ardere, [m²];

C reprezintă coeficientul de rezistență în curgere, având valoarea cuprinsă între 0.65-0.7;

Pentru dimensionarea coșului de fum în funcție de tirajul de care este nevoie, trebuie ținut cont de faptul că tirajul coșului de fum trebuie să suplinească suma rezistențelor liniare și locale întâmpinate de gazele de ardere în curgere:

$$\Delta p_T = \Delta p_a + \Delta p_{cz} + \Delta p_{ca} + \Delta p_{cos} + \Delta p_{ge}$$

unde: Δp_T reprezintă pierderile totale de sarcină din instalație;

Δp_a reprezintă pierderi de sarcină locală în priza de aer;

Δp_{cz} reprezintă pierderi de sarcină în cazan;

Δp_{ca} reprezintă pierderi de sarcină în canalul de fum;

Δp_{cos} reprezintă pierderi de sarcină în coșul de fum;

Δp_{ge} reprezintă pierderi de sarcină locale la ieșirea gazelor din coș;

Pierderea de sarcină în cazan pe circuitul gazelor de ardere este o caracteristică furnizată de producătorul cazanului.

Pierderea de sarcină în coșul de fum se poate calcula cu relația:

$$\Delta p_{cos} = \lambda \cdot \frac{z}{D_{i\ cos}} \cdot \frac{\rho_{ga} \cdot w_{ga}^2}{2}$$

unde λ reprezintă coeficientul de rezistență hidraulică liniară.

z este înălțimea coșului, [m];

$D_{i\ cos}$ este diametrul interior al coșului de fum, [m];

ρ_{ga} reprezintă densitatea gazelor de ardere în coșul de fum, [kg/m³];

w_{ga} reprezintă viteza medie a gazelor de ardere în coșul de fum [m/s].

Valoarea lui λ pentru coșuri din zidărie, cu caracteristicile de mai jos, este 0.035...0.04:

- rugozitate $k=2.5...9\text{mm}$,
- $D_i=300...1000\text{mm}$,
- $Re=10^4...10^6$.

Valoarea lui λ pentru coșuri din tablă, cu caracteristicile de mai jos, este 0.02...0.025:

- rugozitate $k=1.5...3\text{mm}$,
- $D_i=300...1000\text{mm}$,
- $Re=10^4...10^6$.

Pierderea de sarcină în canal se poate calcula cu relația:

$$\Delta p_{ca} = \lambda \cdot \frac{L}{D_{i\ ca}} \cdot \frac{\rho_{ga} \cdot w_{ga}^2}{2} + \sum \xi_{ca} \frac{\rho_{ga} \cdot w_{ga}^2}{2} \text{ [Pa]}$$

unde λ reprezintă coeficientul de rezistență hidraulică liniară pentru curgerea gazelor de ardere în canalul de ardere și are aceleași valori ca în cazul coșului de fum;

$\sum \xi_{ca}$ reprezintă suma rezistențelor locale pe traseul canalului;

L este lungimea canalului de fum, [m];

$D_{i\ ca}$ este diametrul interior al canalului de fum, [m];

ρ_{ga} reprezintă densitatea gazelor de ardere în canalul de fum, [kg/m³];

w_{ga} reprezintă viteza medie a gazelor de ardere în canalul de fum [m/s].

Pentru calcule rapide se poate considera că pierderile de sarcină locale sunt 5-10% din cele liniare pentru canale cu secțiune constantă, iar pentru canale cu secțiune variabilă 15-20% din valoarea pierderilor de sarcină liniare.

Pierderile de sarcină locale la ieșirea gazelor din coș se pot calcula cu relația:

$$\Delta p_{ge} = \xi_{ge} \frac{\rho_{ge} \cdot w_{ge}^2}{2} \text{ [Pa]}$$

unde ξ_{ge} este coeficientul de rezistență locală la ieșirea gazelor din coș, $\xi_{ge} \sim 1$;

w_{ge} reprezintă viteza medie a gazelor de ardere la ieșirea din coșul de fum [m/s];

ρ_{ge} este densitatea gazelor de ardere la ieșirea din coșul de fum [kg/m³].

Pierderile de sarcină locale în priza de aer se pot calcula cu relația:

$$\Delta p_a = \xi_a \frac{\rho_a \cdot w_a^2}{2} \text{ [Pa]}$$

unde ξ_a este coeficientul de rezistență locală în priza de aer,

$$\xi_a = 0.5 - 1;$$

w_a reprezintă viteza medie a aerului în priză [m/s];

ρ_a este densitatea aerului [kg/m³].

Condiția ca instalația de ardere să funcționeze în parametri normali este că suma pierderilor de sarcină de pe întregul circuit: priza de aer - cazan - canal de fum - coș de fum - ieșire gaze să fie mai mică cu 10% decât tirajul coșului calculat pentru diametrul D și înălțimea z .

$$H = 1.1 \cdot \Delta p_T \text{ [Pa]}$$

Diametrul coșului va rezulta din impunerea unor viteze recomandate pentru gazele de ardere, conform exemplului de mai sus.

Înălțimea coșului de fum va rezulta din relația:

$$z = \frac{H}{(\rho_a - \rho_{ga})g} \text{ [m]}$$

Densitatea gazelor de ardere se poate calcula cunoscându-se temperatura medie a gazelor de ardere.

$$\rho_{ga} = \frac{p}{RT_m} \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

Se poate observa cu ușurință că acest calcul este unul iterativ. Se recomandă utilizarea unui program de calcul pentru această determinare (de exemplu, rezolvarea acestui caz într-un program gen Microsoft Excel, Open Office, etc.).

Pentru o estimare rapidă a efectului diferenței de temperatură dintre temperatura medie a gazelor de ardere, cea a aerului ambiant și a înălțimii coșului de fum asupra tirajului coșului de fum se poate urmări în Fig. 8.

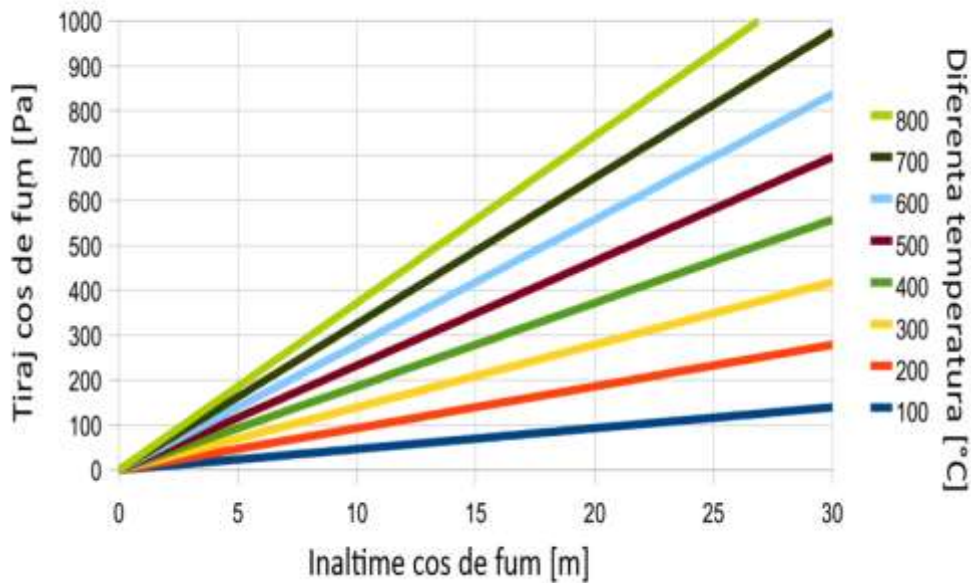


Fig. 8 Variație tiraj coș de fum în funcție de înălțimea coșului și de diferența de temperatură dintre temperatura medie a gazelor de ardere și cea a aerului ambiant [5]

1.4.2 Calculul coșului de fum pentru cazane care utilizează arzătoare cu aer insuflat

În acest caz, calculul are loc ca în cazul anterior (în cazul cazanelor cu arzătoare cu aer aspirat) cu observația că ventilatorul arzătorului acoperă pierderile de sarcină datorate prizei de aer - cazan - canal de fum, calculul efectuându-se doar pentru pierderile de sarcină cauzate de coșul de fum și de ieșirea gazelor.

$$\Delta p_T = \Delta p_{cos} + \Delta p_{ge}$$

În acest caz, viteza recomandată a gazelor de ardere va fi mai ridicată ca în cazul arzătoarelor atmosferice.

1.4.3 Calculul coșului de fum cu cămașă exterioară de aer pentru cazane care utilizează arzătoare cu aer insuflat

Acestea se calculează similar cu coșurile de fum simple, cu singura diferență că față de un coș de fum simplu, acesta are la exteriorul sau un debit de aer absorbit de către ventilatorul arzătorului. Aceste coșuri de fum se utilizează de regulă la arzătoarele cu aer insuflat.

În acest caz, viteza recomandată a aerului prin spațiul inelar dintre cele două conducte va avea valori cuprinse între 4 - 6 m/s.

Unul din principalele avantaje ale utilizării acestor coșuri de fum este dată de preîncălzirea aerului necesar combustiei odată cu răcirea gazelor de ardere.

1.5 Influența vaporilor de apă din gazele de ardere asupra coșului de fum

Principala problemă asociată cu prezența vaporilor de apă în gazele de ardere este legată de condensarea acestora pe suprafața interioară a coșului de fum.

Condiția ca vaporii de apă să condenseze este ca temperatura peretelui interior a coșului de fum să fie mai mică decât temperatura punctului de rouă a gazelor de ardere. Aceasta este condiția care trebuie evitată în cazul coșurilor de fum deoarece apariția condensului duce la o mai rapidă deteriorare a coșului de fum, mai ales a celor din metal care se oxidează.

Pentru o estimare a temperaturii punctului de rouă a gazelor de ardere în funcție de concentrația volumică de vapori de apă din gazele de ardere se poate urmări Fig. 9.

În cazul coșurilor de fum care funcționează fără condensare, se poate calcula concentrația volumică a vaporilor de apă din gazele de ardere, determinându-se grafic temperatura minimă a peretelui interior a coșului de fum.

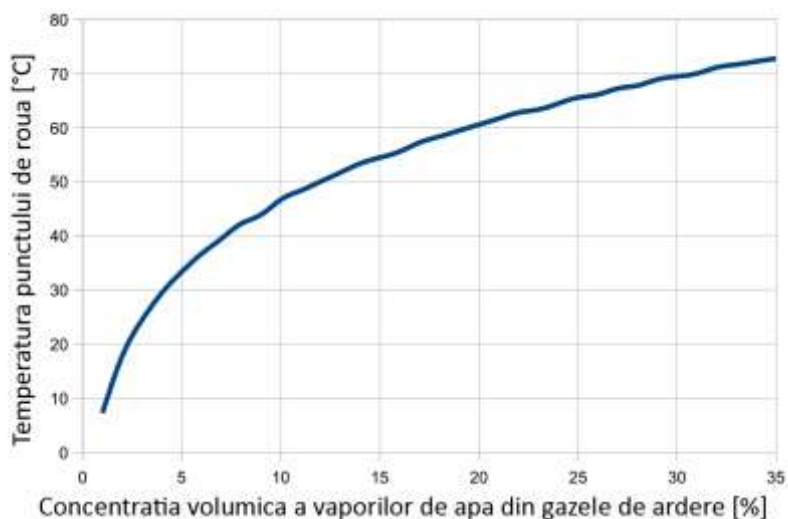


Fig. 9 Variația temperaturii punctului de rouă a gazelor de ardere în funcție de concentrația volumică de vapori de apă din gazele de ardere [6]

Temperatura minimă a peretelui interior a coșului de fum trebuie să fie cu cel puțin 2°C mai mare decât temperatura punctului de rouă a gazelor de ardere pentru a nu permite apariția condensului pe fața interioară a coșului de fum.

Referințe bibliografice

1. Ilina M., *Enciclopedia tehnica de instalatii - Manualul de Instalatii - Instalatii de Incalzire*, Editia I. 2010.
2. Colebrook C.F., *Turbulent flow in pipes, with particular reference to the transition region between smooth and rough pipe laws*. Journal of the Institution of Civil Engineers - London, 1939.
3. G. Papaevangelou, C. Evangelides, and C. Tzimopoulos, *A new explicit relation for friction coefficient f in the darcy - weisbach equation*. Protection and Restoration of the Environment, 2010.
4. Moody L.F., *Friction Factors for Pipe Flow* Transactions of the ASME 1944. **66**(8): p. 671–684.
5. ***, http://www.engineeringtoolbox.com/chimney-sizing-d_175.html.
6. ***, http://www.engineeringtoolbox.com/dew-point-flue-gases-d_1583.html.