

DK 621.1.018

Velikost eksergetičnega izkoristka v odvisnosti od temperature predgretega zraka glede na različne kurilne vrednosti

MATIJA TUMA

Kakor je znano, prehaja pri zgorevanju goriv na zraku z regenerativnim gretjem iz reakcije na produkte zgorevanja več eksergije kakor pa pri zgorevanju brez predgrevanja zgorevalnih udeležencev. Zaradi tega je tudi eksergetični izkoristek zgorevanja s predgrevanjem zgorevalnih udeležencev ζ_{zg} večji kakor eksergetični izkoristek brez predgrevanja ζ_z :

$$\zeta_{zg} > \zeta_z$$

oziroma

$$(1 - \zeta_{zg}) < (1 - \zeta_z).$$

Z dviganjem temperature predgrevanja se večja tudi izkoristek ζ_{zg} , dokler se nad 1500 °C v večji meri ne pojavlja disociacija. Nepovračljivosti zgorevanja s predgrevanjem so manjše kakor nepovračljivosti zgorevanja brez predgrevanja zgorevalnih partnerjev. Eksergetični izkoristek ζ_z pa je merilo nepovračljivosti procesa. Ker je povračljivi proces najboljši, je razlika $(1 - \zeta_z)$ dejansko merilo popolnosti procesa. S termodinamičnega vidika je pomen regenerativnega predgrevanja v tem, da poteka kemični proces zgorevanja pri višjih temperaturah kakor sicer. Tako pridobljena toplotna energija pa je seveda več vredna kakor energija pri nižji temperaturi. Iz dimnih plinov jo lahko odvezujemo za koristne namene pri višjih srednjih temperaturah, zato je razpoložljiva toplota tudi več vredna. Manj vredno energijo pri nižjih temperaturah pa porabljamo za predgrevanje udeležencev zgorevanja — torej stalno kroži v notranjosti termodinamičnega procesa; to imenujemo regenerativno predgrevanje.

Pri povračljivem regenerativnem predgrevanju brez izgub je uporabljiva entalpija dimnih plinov i_d enaka reakcijski entalpiji i_r , uporabljiva eksergija dimnih plinov e_d pa eksergiji, ki je iz reakcije prešla na dimne pline e_r :

$$i_d = i_r$$

$$e_d = e_r.$$

Tehnični proces se seveda razlikuje od gornjega. Zvezan je z izgubami, ki nastajajo zaradi neadiabatnega zgorevanja (del toplote se namreč odvaža že med zgorevanjem), nepopolnega zgorevanja, sevanja itd. Dosežene temperature v kurilšču so zato znatno nižje. V našem primeru bomo vzeli, da je sicer zgorevanje adiabatno, upoštevali pa bomo izgube, ki nastajajo v menjalniku toplote — grelniku zgorevalnih udeležencev. Zaradi tega lahko od eksergije, ki je iz reakcije prešla na dimne pline, izkoristimo le del:

$$e_d < e_r.$$

Razmerje med — iz procesa odvedeno — eksergijo e_d in — v proces dovedeno — eksergijo goriva e_{go}

$$\zeta = \frac{e_d}{e_{go}}$$

imenujemo eksergetični izkoristek, ki je predvsem pomemben za prakso. Razlika obeh eksergij ($e_{go} - e_d$) pa kaže velikost izgub. Teoretične osnove računanja so znane. Eksergetični izkoristek ζ je funkcija kurilne vrednosti H , razmernika zraka λ , minimalne razlike

temperatur v menjalniku toplote ΔT_g in temperature predgretih zgorevalnih partnerjev T_{pg} :

$$\zeta = \zeta(H, \lambda, \Delta T_g, T_{pg}).$$

Za določen primer zgorevanja je vrednost H določena in konstantna, vrednosti λ in ΔT_g pa vzamemo parametrično in tako dobimo ζ le v odvisnosti od T_{pg} . Taki primeri so že izračunani.

Zanimivo pa bi bilo pogledati odvisnost eksergetičnega izkoristka ζ v odvisnosti od temperature, na katero so predgreti zgorevalni partnerji T_{pg} , toda tokrat glede na različne kurilne vrednosti H , torej velikost eksergetičnega izkoristka glede na različne vrste goriva, kar bi imelo neki praktičen pomen. Račun lahko izpeljemo, če se nam posreči spraviti v odvisnost od kurilne vrednosti v sistem odvedeno in dovedeno eksergijo:

$$\zeta = \frac{e_d}{e_{go}} = \frac{e_{dI} - e_{dg}}{e_{go}} = f(H).$$

Kakor je namreč znano, je odvedena eksergija e_d , ki smo jo za tehnične namene odvzeli dimnim plinom, enaka eksergiji dimnih plinov e_{dI} pri temperaturi zgorevanja, zmanjšana za eksergijo dimnih plinov ob vstopu v menjalnik toplote e_{dg} . Seveda pa moramo pri računanju postaviti vse vrednosti na isto osnovo na 1 Nm³ dimnih plinov ali na 1 kg goriva, kar pa je slednjič vseeno, saj je vrednost ζ brez dimenzije.

Račun bomo poskusili izpeljati najprej za trdna goriva — za premoge, predgrevali pa bomo samo zrak ($T_{pg} = T_{zg}$). Pri računanju se bomo dosledno držali mednarodnega sistema mer SI (Giorgijevega). Ena sama slika oziroma diagram pokaže snop krivulj za različne kurilne vrednosti H — torej za različne vrste premogov. Obe vrednosti e_{dI} in e_{dg} odberemo iz Rantovega splošnega diagrama $i-t-e$ za dimne pline, če seveda poznamo ustrezajoči vrednosti i_{dI} in i_{dg} . Pri tem kondenzacijska eksergija vode zaradi razlike ($e_{dI} - e_{dg}$) izgine.

Entalpija dimnih plinov i_{dI} pa je sestavljena iz entalpije predgretega zraka i_{zg} in reakcijske entalpije i_r :

$$i_{dI} = i_{zg} + i_r = i_{zg} + \frac{H_I}{D} \text{ [kJ/Nm}^3 \text{ dimnih pl.].}$$

Pri tem je H_I spodnja kurilna vrednost, D pa količina dimnih plinov, ki jo izračunamo s pomočjo Rosin-Fehlingove empirične formule za trdna goriva:

$$D = D_{min} + (\lambda - 1) Z_{min}$$

$$D_{min} = \left(\frac{0,213 H_I}{1000} + 1,65 \right) \text{ [Nm}^3 \text{/kg]}$$

$$Z_{min} = \left(\frac{0,241 H_I}{1000} + 0,5 \right) \text{ [Nm}^3 \text{/kg]}$$

$$D = \frac{0,213 H_I}{1000} + 1,65 + (\lambda - 1) \cdot \left(\frac{0,241 H_I}{1000} + 0,5 \right)$$

Dobili smo torej, da je reakcijska entalpija i , oziroma entalpija dimnih plinov i_{dl} funkcija spodnje kurilne vrednosti H_i in je zaradi tega tudi eksergija dimnih plinov e_{dg} oziroma e_{dl} funkcija spodnje kurilne vrednosti H_i :

$$e_d = g(H_i).$$

Preostane nam še, da spravimo v odvisnost od spodnje kurilne vrednosti H_i v sistem dovedeno eksergijo goriva e_{go} . V ta namen bomo uporabili empirično formulo, ki določa razmerje med eksergijo in kurilno vrednostjo naravnih trdnih goriv:

$$e_{go} = \frac{H_i + w \cdot r}{D},$$

kjer je r uparjalna toplota vode pri temperaturi okolice ($r \approx 2,5$ MJ/kg) in w vlažnost surovega premoga v kg/kg. Za določeno vlažnost velja torej:

$$e_{go} = h(H_i).$$

S tem je uspelo, da smo slednjič dobili eksergetični izkoristek kot funkcijo spodnje kurilne vrednosti H_i :

$$\xi = \frac{g(H_i)}{h(H_i)} = f(H_i).$$

Pri računskem primeru preiskave nepovračljivosti zgorevanja domačih premogov bomo vzeli naslednje osnovne podatke:

temperatura okolice $T_o = 273,15$ °K

tlak okolice $p_o = 1$ bar

razmernik zraka $\lambda = 1,5$

minimalna razlika temperature v menjalniku toplote $\Delta T_o = 100$ K.

Vlažnost premogov je upoštevana z diagramom 1. Vrednost x , ki je brez dimenzije, je formulirana takole:

$$x = \frac{H_i}{H_i + r w} = \frac{H_i}{H_i + 2500 w}$$

S to vrednostjo, ki se z naraščajočo vlažnostjo manjša, pomnožimo namreč eksergetični izkoristek ξ , ki je sicer izračunan le za popolnoma suh premog.

Primer za uporabo diagrama 2: na razpolago imamo trboveljski kosovec s kurilno vrednostjo $H_i = 18\,000$ kJ/kg in vlažnostjo $w = 0,2$. Če pregrejamo zrak, potreben za zgorevanje, na 400 °C, dobimo eksergetični izkoristek zgorevanja $\xi = 0,712 x$ (brez predgrevanja zraka pa $\xi = 0,658 x$). Upoštevati pa je potrebno še vlažnost premoga, kar odberemo iz pomožnega diagrama: pri $H_i = 18\,000$ kJ/kg in $w = 0,2$ je vrednost $x = 0,973$. Eksergetični izkoristek zgorevanja

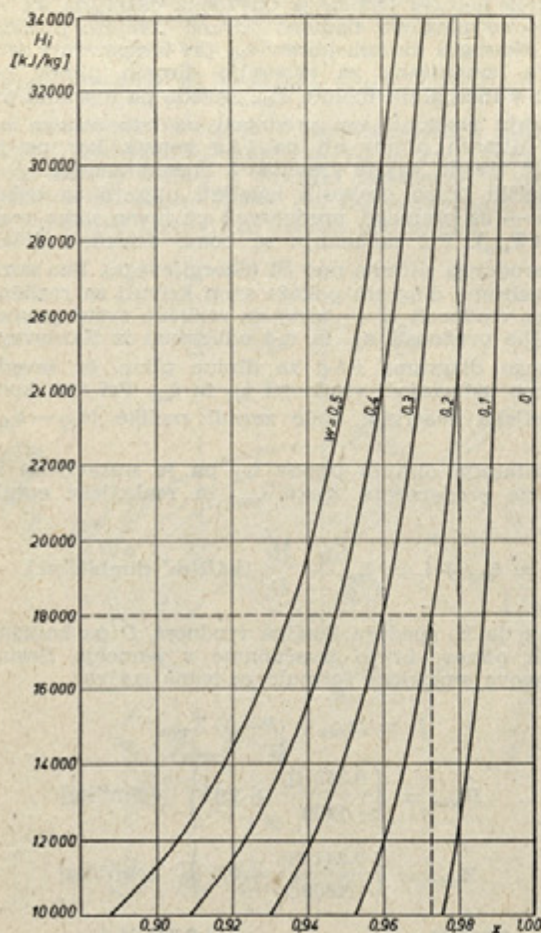


Diagram 1

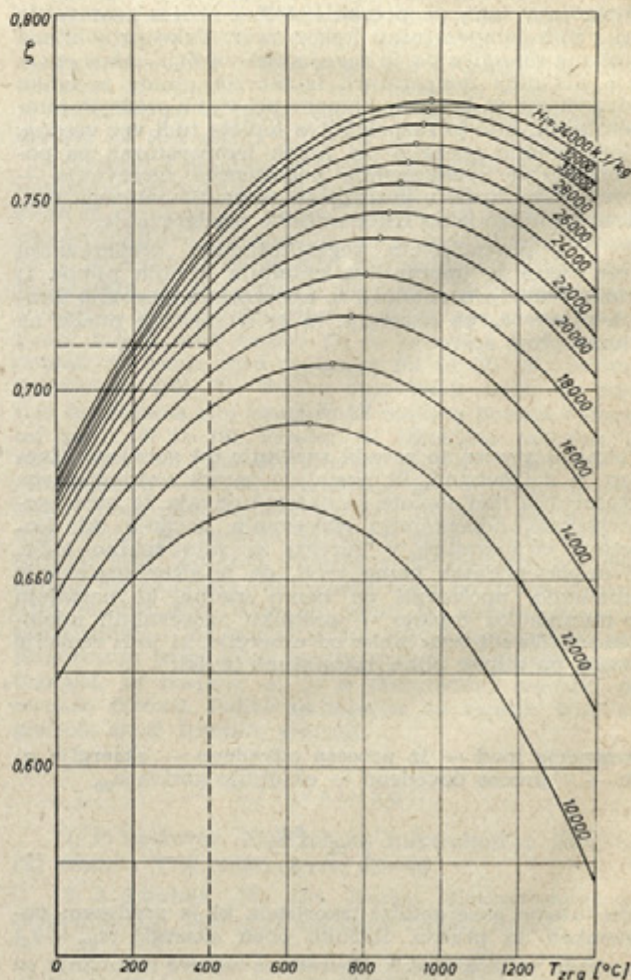


Diagram 2

je torej $\zeta = 0,712,0,973 = 0,693$ (brez predgrevanja zraka pa le $\zeta = 0,658,0,973 = 0,640$).

Da bi dobili popolno sliko dogajanja, je potrebno nastaviti podobne diagrame še pri drugih pogojih zgozrevanja — pri drugem razmerniku zraka λ in pri drugi minimalni razliki temperature v menjalniku toplote ΔT_g .

Za rezultat dobimo torej snop krivulj, ki so v bližini maksimuma zelo položne, diagr. 2. Maksimum pa se pomika skoraj premočrno z naraščajočo spodnjo kurilno vrednostjo H_i k višjim temperaturam zraka T_{zg} . Teoretično pridobljeni diagram da seveda previsoke vrednosti za eksergetični izkoristek ζ , ker pač nismo upoštevali vseh vrst izgub, potrjuje pa izkušnje iz prakse. S pomočjo tega diagrama lahko ugotovimo naslednje:

— po gospodarskem vidiku ni potrebno iti do optimalne temperature T_{zg} , saj v bližini maksimuma dobimo za določeno kurilno vrednost le malenkostno povečanje eksergetičnega izkoristka,

— pri prelogih z večjo kurilno vrednostjo je boljše predgrevanje zraka na višjo temperaturo.

Kjer želimo doseči višjo temperaturo v kurišču, pa seveda lahko gremo s temperaturo predgrevanja nad optimalno temperaturo T_{zg} , kajti ne smemo pozabiti, da eksergetični izkoristek procesa s predgrevanjem zraka ζ_{zg} v celoti z naraščajočo temperaturo kurišča vseeno narašča, čeprav počasneje kakor v začetku.

Načelno bi se dal podoben račun izvesti tudi za tekoča in plinasta goriva. Težava pa je v tem, ker je

eksergija dimnih plinov odvisna od spodnje kurilne vrednosti, eksergija goriv pa od zgornje:

$$\zeta = \frac{g(H_g)}{f(H_i)}$$

Teoretično lahko predgrevalimo vse partnerje zgozrevanja, torej zrak in tudi gorivo, v praksi pa delamo to samo v plinskih kuriščih. Osnove računanja se seveda ne spreminjajo. K entalpiji predgrevanega zraka je treba prišteti še entalpijo predgrevanega plina oziroma k eksergiji predgretega zraka še eksergijo predgretega goriva. Vse vrednosti pa morajo biti seveda postavljene na isto osnovo — na 1 Nm^3 dimnih plinov. Če izračunani posebni primer zgozrevanja čistega metana CH_4 s predgrevanjem goriva in zraka je pokazal, da se nepovračljivosti v tem primeru še močno zmanjšajo oziroma da se eksergetični izkoristek precej poveča.

Literatura

1. Rant Z.: Der Einfluss der Luftvorwärmung auf die Nichtumkehrbarkeiten der Verbrennung. BWK 13 (1961), št. 11, str. 496—501.
2. Rant Z.: Exergiediagramme für Verbrennungsgase. BWK 12 (1960), št. 1, str. 1—9.
3. Schmidt E.: Einführung in die technische Thermodynamik, 8. izdaja, Berlin/Göttingen/Heidelberg 1960
4. Rant Z.: Termodinamika, Ljubljana 1963.
5. Grassmann P.: Die technische Arbeitsfähigkeit als praktische Rechengröße. Allgemeine Wärmetechnik 2 (1951), št. 8, str. 161—167.

Avtorjev naslov: Matija Tuma, dipl. inženir strojništva, Tovarna »Rog«, Ljubljana, Trubarjeva 72

DK 621.744.2:621.867.8

Pnevmatični transport livarskega peska

BORUT JUSTIN

Uvod

V vseh livarnah železa in jekla je notranji transport zelo velikega pomena, saj večkrat odloča o rentabilnosti obrata, posebno če pomislimo, da sestavlja 80 % del v livarni transport materiala. Pri tem problemu nam brž obstanejo oči na ožjem področju notranjega transporta: na livarskem pesku. Ta gre po livarni po več funkcijsko ločenih poteh. Treba ga je transportirati:

1. iz skladišča peska do mešalnika,
2. od mešalnika do mesta formanja,
3. od mesta za izbijanje ulitkov do regeneracije in
4. od regeneracije vnovič na mesto formanja.

Ugotovljeno je, da porabimo po grobi oceni za 1 tono gotovih ulitkov 5 ton livarskega peska. Ker pa ga je treba večkrat premikati v enem ciklusu litja, lahko ugotovimo, da je potrebno za 1 tono ulitkov transportirati 20 ton, po nekaterih podatkih pa celo 35 do 40 ton peska. Ta številka pa je že tako mogočna, da se moramo ob njej zamisliti.

Za vse te premike peska po livarni obstaja več možnosti transporta, ki pa se po karakteristikah in cenah precej razlikujejo.

Najbolj znani načini pri nas so: prenašanje z grabčem, prevažanje v zabojih, s traktorjem nakladalnikom (frontloader) ali — kar je že redkeje — transport z gumijastim trakom.

V ZDA je že dalj časa v rabi in tudi cenjen način transportiranja peska po ceveh s pomočjo tlačnega zraka. V zadnjih letih začenja pnevmatični transport počasi prodirati tudi v Evropo. Z njim so se začele

ukvarjati nekatere zahodnonemške tvrdke in so že opremile nekaj nemških livarn s takimi napravami. Prav tako je ta način že v rabi na Švedskem.

Osnovno načelo pnevmatičnega transporta peska je takole: po jeklenih ceveh pošiljamo pesek s pomočjo zraka, ki ga tlačimo v cev na začetku ali sesamo na koncu. Pri tem razločujemo:

1. nizkotlačne naprave — do 0,2 atn,
2. srednjetačne naprave — od 0,2 do 0,5 atn,
3. visokotlačne naprave — nad 0,5 atn.

Nizko- in srednjetačne naprave se uporabljajo samo za transport sušenih peskov po tlačnem ali sesalnem načelu. Ta način pa je pomanjkljiv, ker zaradi večje hitrosti, ki je suhemu pesku potrebna za preprečevanje usedanja na stene cevi, povzroča močno obrabo cevi in kolen.

Zanimivejši problem je transport vlažnih livarskih peskov, ki so že pripravljeni za formanje. Zanje uporabljamo samo visokotlačne naprave s tlakom od 1,5 do 5 atn. Pri tem ni potrebna tako velika hitrost peska po ceveh kakor pri suhem in je zato obraba bistveno manjša.

Prednosti pnevmatičnega transporta vlažnega peska pa so naslednje:

1. enostavna konstrukcija naprave,
2. ni nobenih gibljevih delov,
3. možnost prilagajanja cevovodov tudi tam, kjer vsi ostali načini odpovedujejo,
4. ni nobenih izgub peska,
5. montaža in zamenjava delov sta zelo lahki,
6. zavzema malo prostora,
7. upravlja se zelo enostavno,
8. nabavna cena naprave je zelo nizka.