



Využití recirkulace spalin při spalování biomasy

Jan HRDLIČKA^{1*}

¹ ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav energetiky, Technická 4, 166 07 Praha 6

* **Email:** jan.hrdlicka@fs.cvut.cz

Príspevek prezentuje experimentální kvantifikaci vlivu recirkulace spalin u 100 kW kotle na dřevní štěpku v různém zapojení do primárního a sekundárního vzduchu a v různých poměrech na emise NO_x a CO, tepelnou účinnost kotle a teplotu na konci ohniště. Výsledky ukazují, že v případě plynných znečišťujících látek lze dosáhnout přibližně 50 % redukci při cca 15 % recirkulace spalin do primárního vzduchu. Vliv na účinnost kotle je relativně malý, nicméně s použitím recirkulace spalin dochází k jejímu snížení.

Klíčová slova: biomasa, spalování, recirkulace spalin, účinnost, emise

1 Úvod

Recirkulace spalin je především jedním z primárních opatření, která slouží pro potlačení tvorby oxidů dusíku při spalování paliv. Toto opatření nicméně ale ovlivňuje řadu dalších provozních parametrů kotle, jako je tepelná účinnost kotle, teplotní profil ve spalovací komoře, nebo i emise jiných znečišťujících látek, jako je např. CO a TOC. Hlavním významem je nicméně především snižování právě emisí oxidů dusíku.

Oxidy dusíku NO_x jsou jednou ze znečišťujících látek, podléhající emisním limitů při spalování paliv ve stacionárních zdrojích znečišťování ovzduší [1]. Oxidy dusíku vznikají při spalování jakéhokoliv paliva, pokud je spalováno se vzduchem, nebo pokud obsahuje dusík vázaný do hořlaviny paliva, a vznikají tedy i při spalování biomasy. V současnosti jsou známy 3 způsoby jejich tvorby – termické, promptní a palivové. Detaily těchto mechanismů jsou popsány např. v [2] nebo [3].

V případě spalování biomasy (na roštu či ve fluidní vrstvě) jsou majoritním mechanismem palivové oxidy dusíku, neboť podmínky při spalování biomasy nejsou takové, aby byla tvorba termickým nebo promptním mechanismem významná. Jde zejména o teploty a lokální stechiometrické podmínky v plamenu. Tvorbu NO_x palivovým mechanismem tedy mimo jiné ovlivňuje obsah dusíku v hořlavině paliva, případně jeho distribuce mezi fixní a prchavou hořlavinu [4]. Z hlediska plnění emisních limitů NO_x, a zejména jejich budoucího zpřísnění, se tak může stát problematické zejména spalování rostlinné nedřevní biomasy, kde je velice často obsah dusíku v hořlavině násobně až řádově vyšší, než je tomu u dřevní biomasy [5]. Je proto potřebné uvažovat o opatřeních ke snižování emisí NO_x, přičemž u zařízení nízkých výkonů (cca do 1 MW tepelného příkonu) se může jednat prakticky pouze o primární opatření, neboť sekundární opatření jsou pro takováto zařízení ekonomicky nereálná.

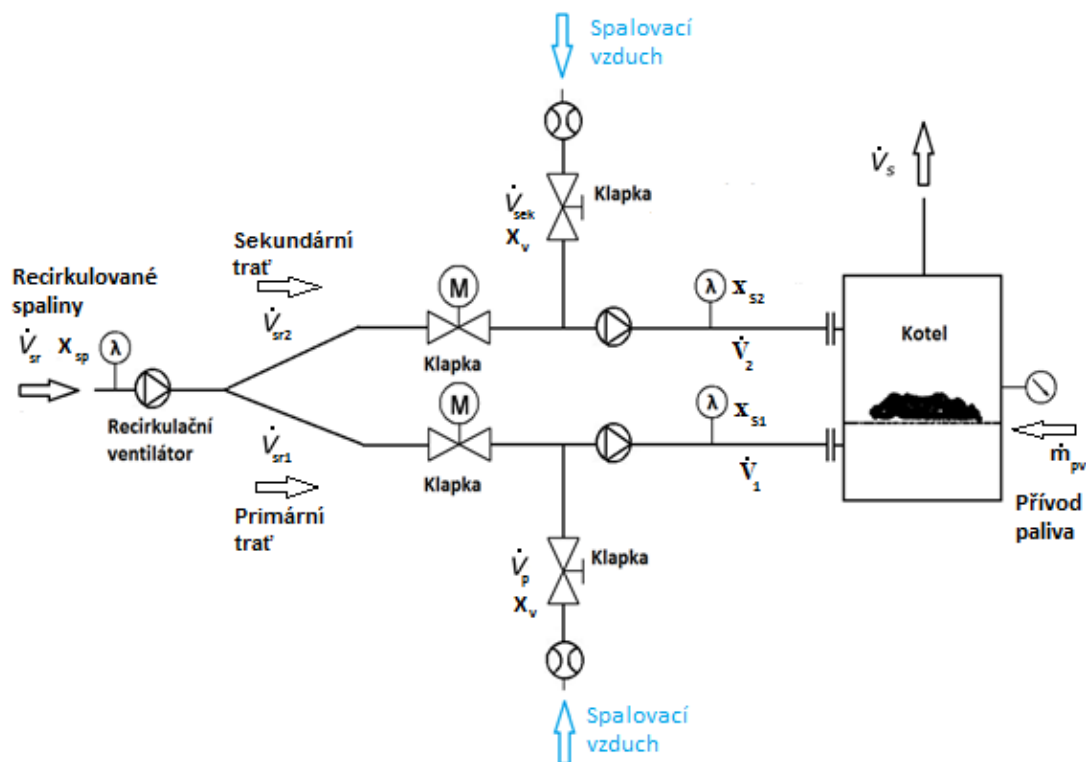
Vzhledem ke specifčnosti biomasy jako paliva – zvláště s ohledem na velký podíl prchavé hořlaviny – je běžným přístupem spalování s postupným přívodem spalovacího



vzduchu, kdy se spalovací vzduch dělí na (minimálně) dva proudy, z nichž jeden je přiváděn přímo ke spalovanému palivu (platí pro roštové spalování a spalování v ohraničené bublinkové fluidní vrstvě), a druhý (popř. další) je přiváděn do oblasti spalování uvolněných plynných složek. Tento přístup již patří mezi primární opatření pro snižování emisí NO_x, a dalším logicky na něj navazujícím krokem je právě využití recirkulace spalin. Ta byla nejdříve využívána při spalování plynných a kapalných paliv, a v oblasti spalování biomasy v zařízení malých výkonů není dodnes prakticky vůbec aplikována. Cílem této práce je proto ukázat vliv recirkulace spalin na emise NO_x (a zároveň nedílně CO), na tepelnou účinnost, a rovněž na teplotu na konci ohniště.

2 Provedení experimentů

Testování vlivu recirkulace spalin na výše zmíněné parametry bylo provedeno na kotli určeném pro spalování vlhké dřevní štěpky o výkonu 100 kW. Jde o sériově dodávaný horkovodní kotel, který ve své původní podobě recirkulací spalin vybaven není. Ta byla na kotel dosazena v laboratoři, schematické znázornění zapojení systému je uvedeno na obrázku 1.



Obr. 1 Schematické zapojení recirkulace spalin

Jak lze vidět z obrázku 1, kotel je vybaven samostatnými vstupy a ventilátory primárního vzduchu, na vzduchové potrubí byly dosazeny regulační klapky a měření průtoku vzduchu. Na kotel byl dosazen recirkulační ventilátor, který odebírá spaliny za spalínovým ventilátorem. Pro primární i sekundární vzduch byla zapojena samostatná větev recirkulovaných spalin, každá vybavená regulační klapkou. Měřena byla koncentrace kyslíku v recirkulovaných spalinách a v obou směsích vzduch-spaliny, aby bylo možné určit recirkulační poměr.



Testování započalo změřením referenčního stavu bez recirkulace spalin a dále probíhalo v režimu přívodu recirkulovaných spalin do primárního, sekundárního, i zároveň do obou proudů spalovacího vzduchu. Primárním cílem byla snaha nezvyšovat celkový součinitel přebytku spalovacího vzduchu a primárně tedy nahrazovat část spalovacího vzduchu spalinami, a nikoliv je přivádět nad rámec základního přívodu spalovacího vzduchu v referenčním stavu. Ve všech měřených stavech se proto koncentrace kyslíku ve spalinách za kotlem pohybovala v rozmezí cca 6-8 %.

Palivo použité pro experimenty byla kvalitní suchá dřevní štěpka, jejíž složení je uvedeno v následující tabulce.

Tab. 1 Složení paliva pro experimenty

A ^r [%]	W ^r [%]	Q _i ^r [MJ/kg]	C ^{daf} [%]	H ^{daf} [%]	N ^{daf} [%]	S ^{daf} [%]
1,1	14,98	17,31	50,96	6,93	0,26	0,03

2.1 Metodika experimentů, vyhodnocení recirkulačního poměru

Testy byly provedeny v následujících sériích, které jsou označeny jako S1-S8, přičemž jednotlivé série mají toto nastavení:

S1: referenční stav, $r = 0$

S2: recirkulace spalin pouze do primárního vzduchu, požadovaná hodnota $r = 0,2$

S3: recirkulace spalin pouze do primárního vzduchu, požadovaná hodnota $r = 0,4$

S4: recirkulace spalin pouze do primárního vzduchu, požadovaná hodnota $r = 0,6$

S5: recirkulace spalin pouze do sekundárního vzduchu, požadovaná hodnota $r = 0,2$

S6: recirkulace spalin pouze do sekundárního vzduchu, požadovaná hodnota $r = 0,4$

S7: recirkulace spalin do obou proudů vzduchu, požadovaná hodnota pro $r = 0,2$

S8: recirkulace spalin do obou proudů vzduchu, požadovaná hodnota pro $r = 0,4$

Požadovaná hodnota „ r “ je vždy uvažována jako vztažená k danému proudu vzduchu, nikoliv k celkovému průtoku vzduchu.

Na základě požadované hodnoty recirkulačního poměru „ r “ a koncentrace kyslíku ve spalinách byly vypočteny potřebné průtoky vzduchů i recirkulace spalin, a nastaveny regulační klapky. Zpětné určení skutečného poměru „ r “ bylo provedeno podle vztahu:

$$r = \frac{0,21 - C_{O2R}}{C_{O2R} - C_{O2SP}} \quad [1] \quad (1)$$

kde C_{O2R} je objemový zlomek kyslíku ve směsi vzduch-recirkulované spaliny a C_{O2SP} je objemový zlomek kyslíku ve spalinách. Analogicky pak byly určeny průtoky recirkulovaných spalin, které nebyly měřeny, na rozdíl od průtoků vzduchu, přímo:

$$Q_{R1} = Q_{V1} \cdot \frac{0,21 - C_{O2R1}}{C_{O2R1} - C_{O2SP}} \quad [1] \quad (2)$$



$$Q_{R2} = Q_{V2} \cdot \frac{0,21 - C_{O2R2}}{C_{O2R2} - C_{O2SP}} \quad [1] \quad (3)$$

kde $Q_{R1,2}$ je průtok recirkulovaných spalín do primárního, resp. sekundárního vzduchu a $Q_{V1,2}$ je měřený průtok primárního, resp. sekundárního vzduchu.

3 Výsledky a diskuse

V následující tabulce jsou shrnuty nejdůležitější výsledky, týkající se vlastního provozu kotle při jednotlivých stavech. Tabulka obsahuje hodnoty součinitele přebytku spalovacího vzduchu, průtoky spalín, vzduchu a recirkulovaných spalín (součet), a tepelnou účinnost kotle, určenou nepřímou metodou.

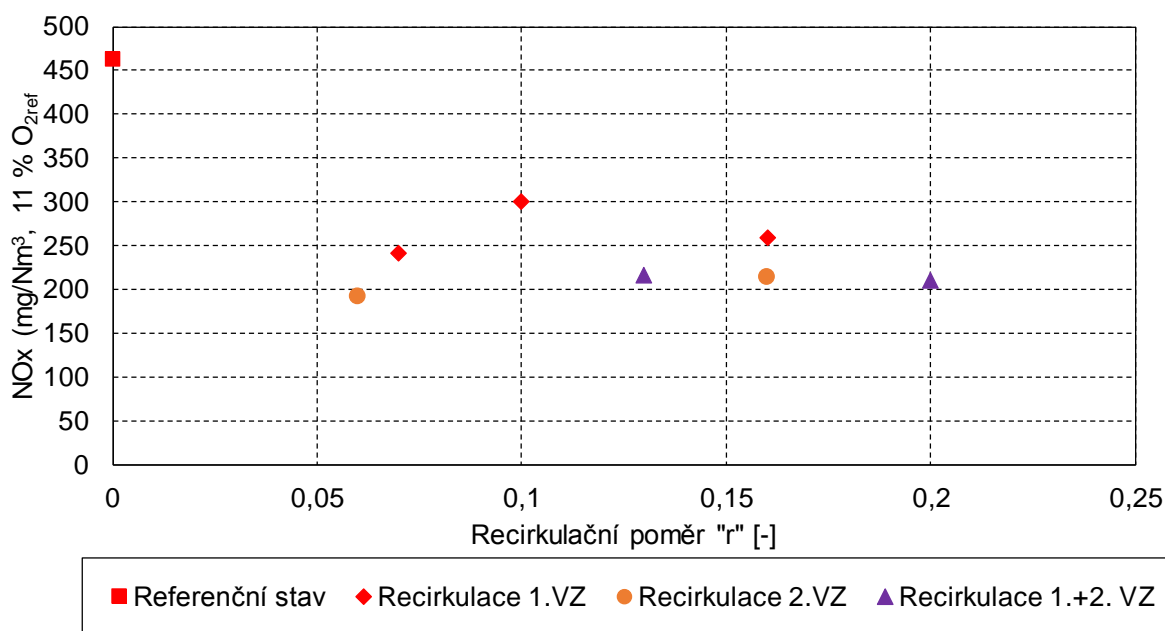
Tab.2 Parametry provozu kotle v jednotlivých stavech

Stav	α [-]	Q_{SP} [Nm ³ /h]	Q_V [Nm ³ /h]	Q_R [Nm ³ /h]	r [-]	η [%]
S1	1,38	251	230	0	0	85
S2	1,38	215	198	15	0,07	88
S3	1,44	224	206	21	0,10	85
S4	1,39	216	199	29	0,16	84
S5	1,38	212	194	12	0,06	87
S6	1,41	216	198	29	0,16	82
S7	1,60	243	225	28	0,13	83
S8	1,62	246	228	41	0,20	81

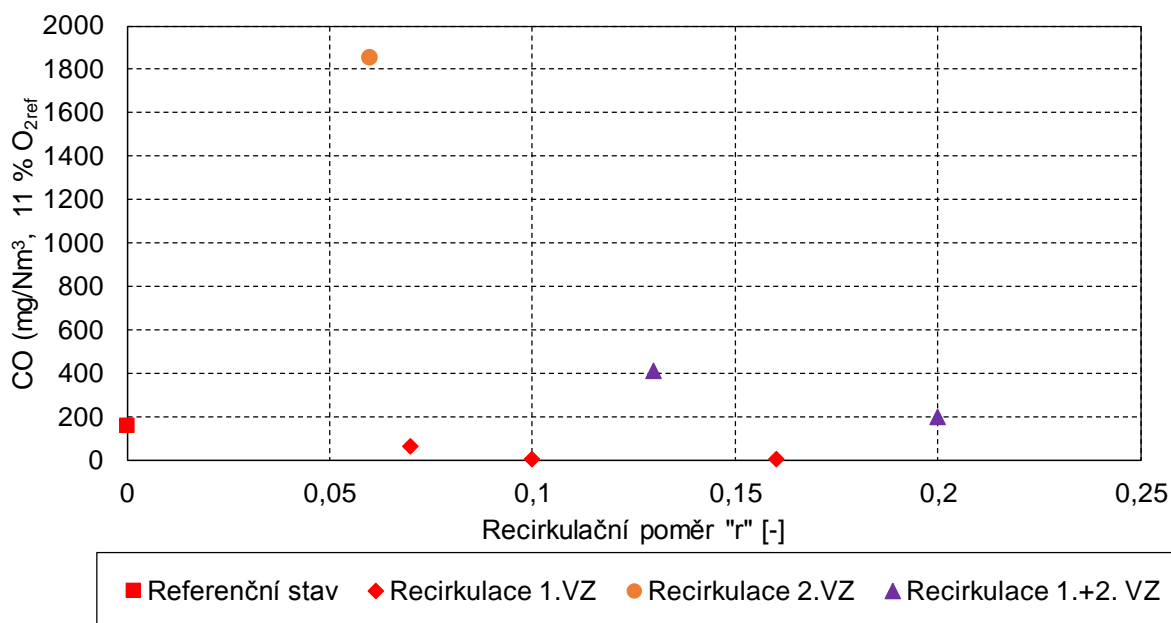
Z tabulky je zřejmé, ve stavech S1-S6 prakticky nebyl problém udržet součinitel přebytku spalovacího vzduchu na konstantní úrovni, ve stavech S7-S8, kdy byly recirkulované spaliny přiváděny do obou proudů vzduchu, již toto nebylo, zejména z technických důvodů, možné. Vyšší přebytek vzduchu se samozřejmě odráží ve vyšším průtoku vzduchu a spalín v těchto dvou stavech. Ne úplně přesně se toto odráží v účinnosti spalín, kde byly uvažovány všechny tepelné ztráty, proto například stav S6 má tepelnou účinnost podobnou, jako stav S7 a S8, i když je přebytek vzduchu podstatně nižší. Tento konkrétní případ byl způsoben vysokým podílem chemického a mechanického nedopalu.

Hodnota „ r “ v případech S2-S6 relativně dobře koresponduje s požadovanou hodnotou, je ovšem potřeba říci, že hodnoty v tabulce 2 jsou globální bilance, tj. je bilancován celý průtok spalín a recirkulovaných spalín. V případě S8 cílová hodnota $r = 0,4$ nebyla z důvodu technických obtíží dosažena.

Vliv recirkulace spalín na emise NO_x a CO je znázorněn na následujících obrázcích 2 a 3.



Obr. 2 Vliv recirkulace spalin na emise NOx



Obr. 3 Vliv recirkulace spalin na emise CO

Experimenty ukázaly, že vliv recirkulace spalin na emise NOx i CO je výrazný, ale může být také velice důležité, kam jsou recirkulované spaliny přiváděny. V případě emisí NOx se ukázalo, že místo přivodu recirkulovaných spalin spíše nemá vliv. Ve všech testovaných případech je výsledkem snížení těchto emisí. Vyšší podíl recirkulovaných spalin obecně směřuje k nižším emisím NOx, ale pokles s vyšší hodnotou „r“ není tak výrazný a nemá tedy prakticky význam zvyšovat celkový podíl recirkulovaných spalin nad cca 15 %. V rozpětí 10-15 % recirkulovaných spalin došlo k poklesu emise NOx v průměru o cca 50 %.

Zcela jiná je však situace v případě emisí CO, kde je vliv místa přivodu recirkulovaných spalin zcela zásadní. Zatímco v případě, kdy jsou spaliny přivedeny do primárního vzduchu,



je výsledkem snížení emisí CO, v případě přivedení do sekundárního vzduchu je výsledkem jejich řádové zvýšení. To lze vysvětlit tím, že za prvé v případě sekundárního vzduchu odpadá pozitivní efekt reburningu, CO v recirkulovaných spalinách neprojde pásmem vysokých teplot na roštu a nedojde k jeho vyhoření. Druhým významným efektem je snížení koncentrace kyslíku v místě vyhořívání prchavé hořlaviny biomasy, což se ukazuje jako kontraproduktivní – prchavá hořlavina pak nemá podmínky pro úplně vyhoření. Na druhou stranu, tento stav je nejuhodnější pro snížení emisí NOx, jak je ukázáno na obrázku 2.

V rámci experimentů byl rovněž hodnocen vliv recirkulace spalin na teplotu na konci ohniště, tj. na výstupu ze spalovací komory do výměníku. Cílem bylo určit, jestli nějakým způsobem dojde vlivem recirkulace spalin ke změně tepelných podmínek ve spalovací komoře. Teplota na konci ohniště byla přímo měřena, a rovněž bylo ověřováno, jestli naměřená hodnota odpovídá hodnotě vypočtené na základě tepelné bilance ohniště pro jednotlivé stavy přívodu recirkulovaných spalin. Výsledky jsou shrnuty v následující tabulce, která obsahuje vypočtenou adiabatickou teplotu plamene pro jednotlivé stavy, a vypočtenou a naměřenou teplotu na konci ohniště.

Tab. 3 Adiabatická teplota plamene a teplota na konci ohniště

Stav	T_{AD} [°C]	$T_{OK,vyp}$ [°C]	$T_{OK,měř}$ [°C]	diference [%]
S1	1525	1127	1015	+9,9
S2	1491	1048	925	+11,7
S3	1473	1032	940	+8,9
S4	1529	1029	1003	+2,5
S5	1493	1054	994	+5,7
S6	1502	1016	1065	-4,8
S7	1378	985	1035	-5,1
S8	1391	960	1050	-9,4

Z tabulky 3 je zřejmé, že dle očekávání po přivedu recirkulace spalin je nižší adiabatická teplota plamene a rovněž je i nižší teplota na konci ohniště. Shoda naměřených a vypočtených hodnot této teploty je velice dobrá, pohybuje se v rozsahu do 10 % relativně, s jednou výjimkou stavu S2, kdy byl rozdíl 11,7 % relativně. Nižší teplota na konci ohniště může mít částečně vliv na účinnost kotle, neboť klesá teplotní spád na výměníku a tím se i snižuje předaný výkon ze spalin do vody. Z výsledků (např. porovnání s tabulkou 1) to nicméně zřejmě není, neboť účinnost ovlivňují i další faktory, především součinitel přebytku spalovacího vzduchu a (ne)dokonalost spalování.

4 Závěr

Provedené experimenty umožnily kvantifikovat vliv recirkulace spalin na emise NOx, CO i na účinnost kotle při spalování biomasy na roštu. V případě emisí NOx není zásadní rozdíl, jestli jsou recirkulované spaliny přivedeny do primárního nebo sekundárního vzduchu, popř. do obou. Ve všech případech je vliv přibližně stejný. V případě CO je nutné přivést vzduch do primárního vzduchu, jinak dochází k výraznému nárůstu emisí CO, a to i řádově



v případě, že jsou spaliny zavedeny pouze do sekundárního vzduchu. Pro stabilní provoz s pozitivním vlivem recirkulace spalin na obě znečišťující látky tak je nutné se zaměřit pouze na primární vzduch. Z výsledků také vyplývá, že vyšší podíl recirkulovaných spalin nad cca 15 % již nepřináší v případě roštového spalování biomasy žádný významnější efekt.

Recirkulace spalin má vliv na účinnost kotle; v případě, že se podaří udržet součinitel přebytku spalovacího vzduchu na stejné úrovni jako v případě bez recirkulace spalin a zároveň nedojde k výraznějšímu zhoršení kvality spalování, je ten vliv zanedbatelný. V případech s horší kvalitou spalování, popř. s vyšším přebytkem spalovacího vzduchu byl samozřejmě zaznamenán pokles účinnosti, způsobený přispěním obou těchto faktorů. Nejvíce výrazný byl tento pokles v případě zavedení recirkulace spalin rovnoměrně do obou proudů spalovacího vzduchu. Ověřen byl rovněž vliv na teplotu na konci ohniště, na základě takto provedených měření však není možné samostatně kvantifikovat tento vliv na účinnost kotle.

Závěrem je možné říci, že recirkulace spalin je relativně efektivním nástrojem pro snížení emisí NO_x i CO při roštovém spalování dřevní biomasy, reálně v provozu dosažitelné snížení je u NO_x i CO cca 50 % při optimálně nastavených podmínkách.

Poděkování

Výzkum recirkulace spalin při roštovém spalování biomasy byl realizován v rámci projektu TA02020836 „Výzkum inteligentních metod ekonomicko-ekologického řízení prototypu 100 kW kotle na zbytkovou biomasu“.

Použitá literatura

- [1] Sbírka zákonů České republiky. *Zákon 201/2012 Sb. o ochraně ovzduší.*
- [2] Lackner, M., Winter, F. and Agarwal, A.K. *Handbook of Combustion.* Weinheim : Wiley-VCH Verlag GmbH, 2010. ISBN 978-3-527-32449-1.
- [3] van Loo, S. and Koppejan, J. *The Handbook of Biomass Combustion and Co-firing.* London : Earthscan, 2008. ISBN 978-1-84407-249-1.
- [4] Hrdlicka, J., et al. Emission factors of gaseous pollutants from small scale combustion of biofuels. *Fuel.* 2016, Vol. 165, pp. 68-74.
- [5] Kaltschmitt, M., Hartmann, H. and Hofbauer, H. *Energie aus Biomasse.* Berlin : Springer Verlag, 2009. ISBN 978-3-540-85094-6.