



HENRYK CHARUN

---

PODSTAWY  
GOSPODARKI  
ENERGETYCZNEJ  
CZĘŚĆ 1

**POLITECHNIKA KOSZALIŃSKA**

**Henryk Charun**

**PODSTAWY GOSPODARKI ENERGETYCZNEJ**

Część 1

Wybrane zagadnienia dydaktyczne

**KOSZALIN 2004**

ISBN 83-7365-066-0

Przewodniczący Uczelnianej Rady Wydawniczej  
*Jarosław Diakun*

Recenzent  
*Mieczysław Poniewski*

Redaktor  
*Bronisław Słowiński*

Skład komputerowy  
*Robert Matysko*

Projekt okładki  
*Tadeusz Walczak*

© Copyright by Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Koszalińskiej  
Koszalin 2004

WYDAWNICTWO UCZELNIANE POLITECHNIKI KOSZALIŃSKIEJ  
75-620 Koszalin, ul. Raławicka 15-17

---

Koszalin 2004, wyd. I, ark. wyd. 11,6, format B-5, nakład 200 egz.  
Druk: INTRO-DRUK, Koszalin

# SPIS TREŚCI

<b>PRZEDMOWA</b> .....	<b>7</b>
<b>WYKAZ STOSOWANYCH OZNACZEŃ</b> .....	<b>9</b>
<b>1. WPROWADZENIE</b> .....	<b>15</b>
1.1. ENERGIA I ZASADY JEJ KONWERSJI.....	16
1.2. POJĘCIA PODSTAWOWE W OGÓLNEJ TEORII SYSTEMÓW .....	18
1.2.1. Pojęcie systemu .....	19
1.2.2. Klasyfikacja systemów .....	19
1.2.3. Właściwości systemu.....	21
1.2.4. Struktura systemu .....	21
1.2.5. Niektóre metody badawcze stosowane w ogólnej teorii systemów .....	22
1.3. WŁAŚCIWOŚCI WIELKICH SYSTEMÓW.....	23
1.4. OGÓLNA STRUKTURA KRAJOWEGO SYSTEMU ENERGETYCZNEGO I JEGO CHARAKTERYSTYKA .....	27
1.4.1. Podsystem paliw stałych.....	28
1.4.2. Podsystem paliw ciekłych .....	28
1.4.3. Podsystem gazoenergetyczny .....	29
1.4.4. Podsystem ciepłnoenergetyczny .....	29
1.4.5. Podsystem elektroenergetyczny .....	29
1.4.6. Podsystem energetyki jądrowej .....	29
1.5. CELE I ZADANIA GOSPODARKI ENERGETYCZNEJ .....	30
<b>2. ŹRÓDŁA, ZASOBY I REZERWY ENERGETYCZNE</b> .....	<b>31</b>
2.1. OKREŚLENIA I KLASYFIKACJE .....	31
2.2. SPOSOBY OCENY ILOŚCIOWEJ ŹRÓDEŁ I ZASOBÓW ENERGII.....	36
2.3. ŚWIATOWE ZASOBY I REZERWY ENERGETYCZNE, ICH STAN OBECNY ORAZ PERSPEKTYWY WYKORZYSTANIA.....	38
2.3.1. Światowe zasoby energii .....	39
2.3.2. Światowe zużycie energii .....	44
2.4. KRAJOWE ZASOBY I REZERWY ENERGETYCZNE, ICH STAN OBECNY ORAZ PERSPEKTYWY WYKORZYSTANIA.....	45
2.4.1. Krajowe zasoby energii pierwotnej ze źródeł nieodnawialnych i ich wykorzystanie .....	46
2.4.2. Krajowe zasoby energii ze źródeł odnawialnych i ich wykorzystanie .....	49
2.5. PERSPEKTYWY ZASTOSOWANIA NOWYCH TECHNOLOGII ENERGETYCZNYCH .....	52
<b>3. METODY ANALIZY PROCESÓW ENERGETYCZNYCH</b> .....	<b>55</b>
3.1. ANALIZA ENERGETYCZNA .....	55
3.1.1. Podstawy termodynamiczne.....	55
3.1.2. Pojęcie sprawności energetycznej .....	58

3.1.3.	Charakterystyka energetyczna .....	60
3.1.4.	Poziomy bilansowania energii .....	61
3.1.5.	Szczegółowe uwagi dotyczące sporządzania bilansu energetycznego .....	66
3.2.	ANALIZA EGZEGETYCZNA .....	69
3.2.1.	Podstawy termodynamiczne .....	69
3.2.2.	Pojęcia bilansu i sprawności egzergetycznej .....	73
3.2.3.	Kierunki zastosowania analizy egzergetycznej .....	77
3.3.	METODA WSKAŹNIKOWA OCENY ZUŻYCIA ENERGII I EGZERGII .....	78
3.3.1.	Wskaźniki energochłonności bezpośredniej .....	78
3.3.2.	Wskaźniki energochłonności skumulowanej .....	80
<b>4.</b>	<b>KONWENCJONALNE ZASOBY ENERGII .....</b>	<b>84</b>
4.1.	PALIWA STAŁE .....	84
4.1.1.	Klasyfikacja paliw stałych .....	89
4.1.2.	Węgiel kamienny .....	89
4.1.3.	Węgiel brunatny .....	94
4.1.4.	Drewno i torf .....	95
4.2.	PALIWA CIEKŁE .....	97
4.3.	PALIWA GAZOWE .....	102
4.4.	PALIWA ROZSZCZEPIALNE .....	106
4.5.	PALIWA ODPADOWE .....	106
<b>5.</b>	<b>WYBRANE ZAGADNIENIA SPALANIA PALIW .....</b>	<b>108</b>
5.1.	ZASADY REALIZACJI I OBLICZENIA PROCESU SPALANIA PALIW .....	108
5.1.1.	Równania stechiometryczne i podstawowe prawa spalania .....	110
5.1.2.	Obliczenia procesu spalania paliw stałych i ciekłych .....	111
5.1.3.	Obliczenia procesu spalania paliwa gazowego .....	118
5.1.4.	Temperatura spalania .....	121
5.2.	METODY KONTROLI PROCESU SPALANIA .....	123
5.2.1.	Ocena spalania niepełnego i niecałkowitego .....	123
5.2.2.	Kontrola zawartości szkodliwych dla środowiska produktów spalania paliw .....	129
<b>6.</b>	<b>URZĄDZENIA REALIZUJĄCE SPALANIE PALIW .....</b>	<b>135</b>
6.1.	PIECE .....	135
6.2.	KOTŁY .....	135
6.2.1.	Klasyfikacja kotłów .....	136
6.2.2.	Wielkości charakteryzujące kocioł .....	137
6.2.3.	Podstawowe elementy składowe kotła .....	139
6.2.4.	Spalanie paliwa w palenisku kotłowym .....	145
6.3.	PRZEGLĄD KONSTRUKCJI KOTŁÓW .....	150
6.3.1.	Kotły grzewcze .....	150
6.3.2.	Kotły ciepłownicze .....	152
6.3.3.	Kotły przemysłowe i energetyczne .....	154

6.3.4.	Kotły niekonwencjonalne .....	161
6.4.	SILNIKI CIEPLNE .....	172
6.4.1.	Silniki ciepłne wewnętrznego spalania.....	173
6.4.2.	Silniki ciepłne ze spalaniem zewnętrznym.....	178
6.4.3.	Kombinowane układy gazowo-parowe .....	182
<b>7.</b>	<b>WYBRANE NIEKONWENCJONALNE URZĄDZENIA ENERGETYCZNE.....</b>	<b>185</b>
7.1.	URZĄDZENIA DO BEZPOŚREDNIEJ KONWERSJI ENERGII CIEPLNEJ W ELEKTRYCZNA .....	185
7.1.1.	Ogniwo paliwowe.....	185
7.1.2.	Generator magneto hydrodynamiczny.....	188
7.1.3.	Generator fotowoltaiczny .....	190
7.2.	URZĄDZENIA STOSOWANE W ENERGETYCE SŁONECZNEJ.....	191
7.2.1.	Aktywne systemy konwersji energii słonecznej .....	192
7.2.2.	Pasywne systemy konwersji energii słonecznej .....	198
7.3.	URZĄDZENIA DO TRANSFORMACJI ENERGII CIEPLNEJ .....	201
7.3.1.	Urządzenia chłodnicze i pompy ciepła sprężarkowe .....	202
7.3.2.	Urządzenia chłodnicze i pompy ciepła absorpcyjne.....	206
<b>8.</b>	<b>PODSTAWOWE ZAGADNIENIA TERMOEKONOMICZNE W GOSPODARCE ENERGETYCZNEJ.....</b>	<b>210</b>
8.1.	OCENA EKONOMICZNA PROJEKTU INWESTYCYJNEGO W WARUNKACH GOSPODARKI NAKAZOWO - ROZDZIELCZEJ .....	211
8.2.	OCENA EKONOMICZNA PRZEDSIĘWZIĘĆ INWESTYCYJNYCH W WARUNKACH GOSPODARKI RYNKOWEJ .....	213
8.2.1.	Proponowane metody oceny ekonomicznej projektu inwestycyjnego .....	213
8.2.2.	Uproszczony rachunek oceny ekonomicznej.....	216
8.2.3.	Zarys rachunku kosztów .....	217
	<b>BIBLIOGRAFIA .....</b>	<b>220</b>

## PRZEDMOWA

U progu wdrażania zasad transformacji ustrojowej w gospodarce narodowej okazało się, że wysoka jej energo- i materiałochłonność utrudnia w znacznym stopniu osiągnięcie w krótkiej perspektywie czasowej standardów poziomu życia w krajach Unii Europejskiej. Start do systemu opartego na gospodarce rynkowej nastąpił w Polsce przy bardzo niskim dochodzie narodowym w przeliczeniu na jednego mieszkańca oraz stosunkowo dużym zużyciu energii i materiałów. Praktycznie po raz pierwszy od zakończenia drugiej wojny światowej zwrócono uwagę na problem oszczędności na wszystkich poziomach obrotu energią, to znaczy na drodze od jej pozyskiwania i przetworzenia, rozdziału i przesyłania do racjonalnego jej użytkowania bezpośrednio w zakładach przemysłowych lub w gospodarstwach domowych. Po wprowadzeniu gospodarki rynkowej problem ten zaczął dotyczyć nie tylko osób, znających podstawy racjonalnej gospodarki energią, ale również i tych, którzy takiej wiedzy nie posiadali. Energia i praca stały się dobrami i towarami, które zaczęły mieć swoją cenę.

W tym kontekście innego wymiaru nabiera dziedzina wiedzy definiowana jako *Gospodarka Energetyczna*. Przedmiot o tej nazwie pojawił się na różnych specjalnościach nie tylko w uczelniach technicznych. To stało się wyzwaniem dla prowadzących ten przedmiot, zwłaszcza na kierunkach i specjalnościach nieenergetycznych, aby odpowiednio dobrać i przedstawić zagadnienia z tym związane, w możliwie prostym ujęciu. Taki ambitny cel postawił sobie również autor niniejszego opracowania. Zdaniem autora treść skryptu powinna być na tyle uniwersalna, by zagadnienia dydaktyczne możliwe były do realizacji dla zróżnicowanych specjalności. Należy przy tym zwrócić uwagę, że liczba godzin wykładowych z *Termodynamiki* jest na tych specjalnościach drastycznie mała, stąd powstała konieczność wprowadzenia stosownych, odpowiednio szerokich wyjaśnień i uzupełnień w ramach skryptu. Na rynku wydawniczym są dostępne opracowania [33], [52], [54] kierowane przede wszystkim do studentów specjalności energetycznych i inżynierów zatrudnionych w energetyce.

W niniejszym opracowaniu przeznaczonym głównie dla studentów specjalności nieenergetycznych (z którego mogą również korzystać energetycy) przedstawiono: strukturę i charakterystykę krajowego systemu energetycznego widziane z poziomu ogólnej teorii systemów i od strony praktycznego zastosowania; źródła, zasoby i rezerwy energetyczne w skali światowej i Polski z podkreśleniem wzrostu zainteresowania nowymi proekologicznymi źródłami energii; podano podstawy analizy ilościowej i jakościowej procesów energetycznych; dokonano klasyfikacji konwencjonalnych zasobów energii pierwotnej; podano metodykę obliczeń procesu spalania paliw i przedstawiono przegląd

urządzeń, w których realizuje się spalanie paliwa, w tym piece, kotły i silniki cieplne; ujęto omówienie zasad działania wybranych niekonwencjonalnych urządzeń energetycznych, w tym pompy ciepła, ogniwa paliwowego itp.; zarys oceny termoeconomicznej procesów cieplnych.

Ograniczona objętość niniejszego opracowania nie pozwoliła na zamieszczenie istotnych elementów gospodarki energetycznej traktujących o zastosowaniu podanych analiz w odniesieniu do różnych branż przemysłu, rolnictwa, gospodarki komunalnej itp. Autor deklaruje możliwość wniesienia tego typu uzupełnienia w ramach następnych części skryptu.

Zawsze miłym obowiązkiem jest wyrażenie podziękowania wszystkim, którzy w jakikolwiek sposób przyczynili się do powstania niniejszego opracowania. Dziękuję recenzentowi Panu Prof. dr hab. inż. Mieczysławowi Poniewskiemu za podjęty trud wykonania opinii zawierającej cenne uwagi, których uwzględnienie przyczyniło się do podniesienia poziomu tego opracowania. Słowa podziękowania kieruję do Pana mgr inż. Roberta Matysko, dzięki którego wielkiemu zaangażowaniu i włożonej pracy mógł powstać obecny kształt techniczny i opracowanie ilustracyjne skryptu.

Autor

Koszalin, wrzesień 2004



## WYKAZ STOSOWANYCH OZNACZEŃ

$A$	-	pole powierzchni przekroju, pole powierzchni wymiany ciepła, popiół
$a_t$	-	współczynnik dyskontujący
$B$	-	egzergia, egzergia strumienia substancji przecinającej nieruchomą osłonę bilansową
$\dot{B}$	-	strumień egzergii
$b$	-	egzergia właściwa, masowe natężenie powierzchni rusztu
$C$	-	oznaczenie węgla jako pierwiastka
$c$	-	ciepło właściwe, udział masowy węgla
$c_p, c_v, c_w$	-	ciepło właściwe odpowiednio przy stałym ciśnieniu, stałej objętości i dla wody
$D$	-	średnica, wydajność masowa kotła
$D_n$	-	entalpia dewaluacji
$E$	-	energia
$\dot{E}$	-	strumień energii
$E_{uz}$	-	efekt użyteczny
$\dot{E}_{uz}$	-	strumień efektu użytecznego
$e$	-	energia właściwa
$g$	-	przyspieszenie ziemskie
$H$	-	entalpia, oznaczenie wodoru jako pierwiastka
$\dot{H}$	-	strumień entalpii
$h$	-	entalpia właściwa, udział masowy wodoru
$h_f, h_{ch}$	-	entalpia właściwa odpowiednio fizyczna i chemiczna
$IRR$	-	wewnętrzna stopa zwrotu kapitału
$J$	-	nakład inwestycyjny
$K$	-	koszt eksploatacji
$k$	-	wykładnik izentropii, współczynnik przenikania ciepła
$L$	-	zapotrzebowanie powietrza do spalania
$LC$	-	liczba cetanowa
$LO$	-	liczba oktanowa
$M$	-	względna masa cząsteczkowa
$MPV$	-	średni wskaźnik rentowności
$m$	-	masa
$\dot{m}$	-	masowe natężenie przepływu, strumień masy
$N$	-	oznaczenie azotu jako pierwiastka, nakład kapitałowy
$NPV$	-	zaktualizowana wartość netto projektu inwestycyjnego

$NPVR$	-	zdyskontowana stopa wydatków inwestycyjnych
$n$	-	liczba kilomoli, udział masowy azotu
$O$	-	oznaczenie tlenu jako pierwiastka, zapotrzebowanie tlenu do spalania
$o$	-	udział masowy tlenu
$P$	-	moc, wartość produkcji
$P_e$	-	moc efektywna
$P_i$	-	moc wewnętrzna, indykowana
$P_t$	-	moc teoretyczna
$PDV$	-	różniczkowy wskaźnik rentowności
$PVJ_c$	-	zdyskontowana wartość początkowa wydatków inwestycyjnych
$p$	-	ciśnienie, udział masowy popiołu
$p_o, p_b$	-	ciśnienie otoczenia, ciśnienie barometryczne
$Q$	-	ilość ciepła
$\dot{Q}$	-	strumień ciepła, wydajność cieplna
$Q_i, Q_s$	-	wartość opałow a i ciepło spalania paliwa
$q$	-	jednostkowa ilość ciepła, gęstość strumienia ciepła
$R$	-	indywidualna stała gazowa
$r$	-	ciepło parowania
$S$	-	entropia, oznaczenie siarki jako pierwiastka
$s$	-	entropia właściwa, udział masowy siarki
$T$	-	temperatura bezwzględna (w kelwinach)
$t$	-	temperatura (w stopniach Celsjusza)
$t o.e.$	-	tona oleju ekwiwalentnego
$t p.u$	-	tona paliwa umownego
$t_o, T_o$	-	temperatura otoczenia
$U$	-	energia wewnętrzna
$U$	-	energia wewnętrzna właściwa
$V$	-	objętość
$V_u$	-	ilość materii w umownych metrach sześciennych
$\dot{V}$	-	objętościowe natężenie przepływu, strumień objętości
$v$	-	objętość właściwa, prędkość
$W$	-	praca, praca bezwzględna, wilgoć
$W_{ob}$	-	praca obiegu termodynamicznego
$W_t$	-	praca techniczna
$w$	-	praca właściwa, udział masowy wilgoci
$Z$	-	średni zdyskontowany zysk roczny
$x$	-	stopień suchości pary
$\alpha$	-	współczynnik przejmowania ciepła

$\beta_E$	-	jednostkowe zużycie energii
$\beta_b$	-	jednostkowe zużycie egzergii
$\delta$	-	symbol straty (np. $\delta B$ - wewnętrzna strata egzergii)
$\Delta$	-	symbol przyrostu wielkości
$\varepsilon$	-	współczynnik wydajności cieplnej, średni wskaźnik rentowności
$\varepsilon_C$	-	współczynnik wydajności cieplnej obiegu Carnota
$\varepsilon_t$	-	współczynnik wydajności cieplnej obiegu teoretycznego (porównawczego)
$\eta$	-	sprawność
$\eta_b$	-	sprawność egzergiczna
$\eta_E$	-	sprawność energetyczna
$\eta_k$	-	sprawność kotła
$\eta_m$	-	sprawność mechaniczna
$\eta_t$	-	sprawność teoretyczna, termiczna
$\lambda$	-	współczynnik (liczba) nadmiaru powietrza
$\nu$	-	współczynnik stechiometryczny
$\Pi$	-	suma przyrostów entropii
$\rho$	-	gęstość
$\Sigma$	-	symbol sumy
$\tau$	-	czas

**Indeks górny dotyczy:**

Kropka nad symbolem	-	wielkości odniesionej do jednostki czasu
prim (')	-	substratów wchodzących w proces spalania, cieczy nasyconej ( $x=0$ )
bis (")	-	produktów spalania, pary nasyconej suchej
o	-	obiegu odwracalnego
r	-	stanu roboczego paliwa

**Indeks dolny dotyczy**

a	-	absorbera, masy analitycznej paliwa
b	-	egzergii
C	-	obiegu <i>Carnota</i>
c	-	wielkości całkowitej
ch	-	chłodziarki, wielkości chemicznej
d	-	dolnego źródła ciepła, wielkości doprowadzonej
E	-	sprawności energetycznej

<i>e</i>	-	wielkości efektywnej
<i>El, el</i>	-	energii elektrycznej
<i>f</i>	-	wielkości fizycznej
<i>g</i>	-	górnego źródła ciepła
<i>i</i>	-	<i>i</i> -tego składnika, wielkości wewnętrznej
<i>k</i>	-	energii kinetycznej, skraplacza, kotła
<i>kom.</i>	-	komory paleniskowej
<i>m</i>	-	wielkości mechanicznej
<i>N</i>	-	wielkości napędowej
<i>o</i>	-	otoczenia, biegu jałowego
<i>ob.</i>	-	obiegu
<i>p</i>	-	stałego ciśnienia, przegrzania, energii potencjalnej
<i>pal.</i>	-	paliwa
<i>p.o.</i>	-	powierzchni ogrzewalnej
<i>pc.</i>	-	pompy ciepła
<i>R</i>	-	rusztu
<i>rb</i>	-	roztworu bogatego
<i>rz</i>	-	wielkości rzeczywistej
<i>s</i>	-	wielkości izentropowej, czynnika zasysanego
<i>sn</i>	-	surowców nieenergetycznych
<i>sp.</i>	-	spalin
<i>śr.</i>	-	wielkości średniej
<i>t</i>	-	wielkości teoretycznej ( <i>th</i> ), termicznej, stałej temperatury, czynnika wytłaczanego
<i>th(m)</i>	-	wielkości teoretycznej masowej
<i>th(v)</i>	-	wielkości teoretycznej objętościowej
<i>u</i>	-	układu, parametrów umownych
<i>uż.</i>	-	wielkości użytecznej, efektu użytecznego w procesie
<i>v</i>	-	stałej objętości
<i>w</i>	-	wielkości wyprowadzanej, wody chłodzącej
<i>źr.</i>	-	źródła ciepła

### ***Inne stosowane w tekście oznaczenia, symbole i skróty***

#### ***Symbole na schematach:***

<i>A</i>	-	absorber
<i>AZSO</i>	-	automatyczny zespół spalania odpadów
<i>D</i>	-	dochładzacz
<i>G</i>	-	generator prądu elektrycznego
<i>K</i>	-	kocioł
<i>KD</i>	-	kocioł kondensacyjny
<i>KW</i>	-	kocioł wodny

KZ	-	kocioł żeliwny
KS	-	komora spalania
MHD	-	generator magnetohydrodynamiczny
OB	-	osłona bilansowa
OC	-	odbiornik ciepła
OP	-	ogniwo paliwowe
P	-	pompa, parownik
PC	-	pompa ciepła
PO	-	pompa obiegowa skroplin
PP	-	przegrzewacz pary
R	-	rurociąg
RWC	-	regeneracyjny wymiennik ciepła
S, SKR	-	skraplacz
SR	-	stacja redukcyjna
W	-	warnik
ZD	-	zbiornik dolny ciepła
ZG	-	zbiornik górny ciepła
ZR	-	zawór regulacyjny
ZRR	-	zawór regulacyjny roztworu
ZS	-	zbiornik skroplin
Zb.	-	zbiornik

#### Częściej występujące typy kotłów

ABFC	-	kocioł fluidalny z atmosferycznym złożem stacjonarnym
CFBC	-	kocioł fluidalny z atmosferycznym złożem cyrkulacyjnym
ERm	-	kocioł płomienicowo-płomieniówkowy
MBC	-	kocioł fluidalny z kilkoma złożami stacjonarnymi
OR-4-010	-	kocioł parowy opromieniowany
OR-64	-	kocioł parowy opromieniowano-konwekcyjny
P1, P2	-	kocioł parowy jedno- i dwupłomienicowy
PCFB	-	kocioł fluidalny ciśnieniowy ze złożem cyrkulacyjnym
PFBC	-	kocioł fluidalny ciśnieniowy
PCO	-	kocioł parowy ciepłowniczy płomieniówkowy; w wersji wodnej oznaczenie – WCO
PLM	-	kocioł parowy typu La Monta; w wersji wodnej oznaczenie – WLM

#### Skróty:

$C_xH_y$	-	oznaczenie węglowodorów
GWP	-	globalny potencjał efektu cieplarnianego ( <i>Global Warming Potential</i> )
IMP	-	Instytut Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku
$NO_x$	-	tlenki azotu

<i>ODP</i>	-	potencjał niszczenia ozonu ( <i>Ozone Depletion Potential</i> )
<i>OZE</i>	-	odnawialne źródła energii
<i>SNG</i>	-	syntetyczny gaz ziemny
<i>TEWI</i>	-	całkowity równoważnik efektu cieplarnianego ( <i>Total Equivalent Warming Impact</i> )
<i>WEC</i>	-	Światowa Rada Energetyczna ( <i>World Energy Council</i> )

*Przedrostki do tworzenia nazw i symboli*

Mnożnik	Przedrostek	Skrót
$10^{18}$	Eksa	E
$10^{15}$	Peta	P
$10^{12}$	Tera	T
$10^9$	Giga	G
$10^6$	Mega	M
$10^3$	Kilo	K
$10^2$	Hekto	H
$10^1$	Deka	Da

## 1. WPROWADZENIE

W każdym procesie zachodzącym na kuli ziemskiej i we Wszechświecie występują oddziaływania o charakterze energetycznym. Problem ten dotyczy także rozwoju cywilizacji ludzkiej, począwszy od zarania dziejów do dnia dzisiejszego. Można zatem traktować każdą istotę ludzką jako swoisty obiekt egzystujący dzięki zaopatrzeniu w energię. Dobowe zapotrzebowanie człowieka na energię, w zależności od płci, wieku i rodzaju wykonywanej pracy wynosi  $8 \div 15$  MJ. Zapotrzebowanie energetyczne człowieka zmieniało się na przestrzeni dziejów, bowiem ulegały zmianie możliwości i standardy życiowe. Obecnie w krajach uprzemysłowionych człowiek zużywa około sto razy więcej energii, niż jego bardzo odległy przodek, pozbawiony umiejętności wykorzystywania ognia. Z drugiej strony trzeba wziąć pod uwagę, że moc z jaką dorosły mężczyzna może pracować w długim przedziale czasu jest niewielka i wynosi około 100 watów. Zaprzężenie wołu zwiększało tę moc dziesięciokrotnie, a wprowadzenie koła wodnego spowodowało dalszy sześciokrotny wzrost mocy. Ewolucyjne uwarunkowania działalności człowieka szły w kierunku wykorzystania możliwości ciągłego dostępu do źródeł energii, czyli zagwarantowania tak zwanego bezpieczeństwa energetycznego. Jeśli rozszerzy się to zagadnienie na całą populację ludzką, wówczas ma ono wymiar globalny (w skali światowej) lub lokalny i jest na odpowiednim poziomie.

Właściwą cechą populacji ludzkiej jest wzrost jej liczby. Przykładowo, w ciągu ostatnich 100 lat liczba ludności świata wzrosła trzykrotnie osiągając w 1990 roku poziom 5,3 mld, w 2000 r – ok. 6 mld, zaś prognozy demograficzne zakładają w 2100 roku liczbę około 11 mld ludzi. Ze wzrostem liczby mieszkańców Ziemi wzrastało globalne zapotrzebowanie na energię. O dynamice tego wzrostu świadczy fakt, że w ciągu 1900 lat ery nowożytnej zużyto łącznie około 170 miliardów ton paliwa umownego, natomiast w następnych 80 latach nastąpiło podwojenie tego zużycia. W prognozach zakłada się, że do 2035 roku całkowite światowe zużycie energii podwoi się a do 2055 roku będzie trzykrotnie większe, w porównaniu z poziomem zużycia w 1998 roku. Tempo wzrostu zużycia energii będzie prawdopodobnie wynosiło około 2% w skali rocznej w latach 2000÷2010 i około 2,5%/rok po 2010 roku.

Pokrycie światowego zapotrzebowania na energię następowało przede wszystkim przez eksploatację paliw kopalnych, to znaczy węgla kamiennego, ropy naftowej i gazu ziemnego. Na przestrzeni ostatnich 100 lat nastąpił prawie dwudziestokrotny wzrost zużycia paliw kopalnych. Ocenia się, że wykorzystanie konwencjonalnych źródeł energii będzie jeszcze efektywnie możliwe w okresie najbliższych 50÷100 lat. Fakt ten spowoduje konieczność podjęcia decyzji, o znacznie większym niż obecnie, wykorzystaniu alternatyw-

nych źródeł energii (obecnie źródła odnawialne zaspokajają około 14% światowego zapotrzebowania) oraz wprowadzeniu nowych, nie znanych dotąd technologii energetycznych.

Trudno jest obecnie wskazać jednoznacznie jak dynamiczny będzie wzrost zapotrzebowania na energię. Zależy on bowiem od bardzo wielu czynników, w tym barier rozwojowych. Z jednej strony wzrost liczby ludności sprzyja wzrostowi popytu na energię, ale z drugiej strony energia jest w sensie ekonomicznym dobrem, które ma swoją cenę i nie każdego na to stać. Aktualnie około 1,3 miliarda ludzi ma do dyspozycji mniej niż 1 USD dziennie na osobę, zaś dwa miliardy ludzi nie ma dostępu do elektryczności. Nie jest trudno przewidzieć, że w dającym się określić horyzoncie czasowym nie będzie radykalnej poprawy w tym względzie. Problemy demograficzne i rosące ubóstwo w tzw. krajach rozwijających się spowodują dalsze pogłębienie tych dysproporcji. Intensywny wzrost zużycia energii pochodzącej ze źródeł kopalnych spowodował już olbrzymie szkody i zaburzenia w systemie ekologicznym. W następnych dziesięcioleciach ludzkość musi zrehabilitować te szkody i podjąć decyzje, które pozwolą na rozwój energetyki z możliwie małymi stratami ekologicznymi. W innym przypadku znane obecnie problemy efektu cieplarnianego i dziury ozonowej, a może i takie, o których istnieniu obecnie nie wiemy zagrożą bezpośrednio życiu na naszej planecie. Trzeba uświadomić sobie fakt, że strumień energii promieniowania słonecznego docierający do powierzchni Ziemi jest około 20000 razy większy, niż obecne roczne zużycie energii w skali światowej, a więc nie istnieje globalny problem braku energii.

## 1.1. Energia i zasady jej konwersji

Pojęcie *energia* utrwaliło się bardzo mocno w naszej świadomości, mowie potocznej, literaturze technicznej i naukowej. Może się zatem wydawać, że definicja tego pojęcia jest prosta i jednoznaczna. Okazuje się jednak, że taki pogląd nie ma żadnych szans na sukces, bowiem jest on porównywalny z zamierzeniem zdefiniowania takich pojęć, jak na przykład: *punkt*, *prosta* lub *plaszczyna*. Na wstępnym wykładzie z *Geometrii Wykreślnej* żaden z wykładowców nie podejmie się próby zdefiniowania tych pojęć, tak jak rozsądny wykładowca *Termodynamiki* nie zdefiniuje pojęcia *energii*. Są to bowiem pojęcia pierwotne (zwane aksjomatami) w tych dziedzinach nauki, a więc ich definicje są z założenia niemożliwe. W historii rozwoju teorii termodynamiki podejmowane były, mimo wszystko, próby zdefiniowania pojęcia *energii*, jednak bez znaczącego skutku. Szczegółową analizę tego typu prób przedstawił autor pracy [102]. Przykładowo *M. Planck* podał określenie typu „*Energia – zdolność do wykonywania pracy systemu materialnego...*”, które nawet obecnie uważa się błędnie za

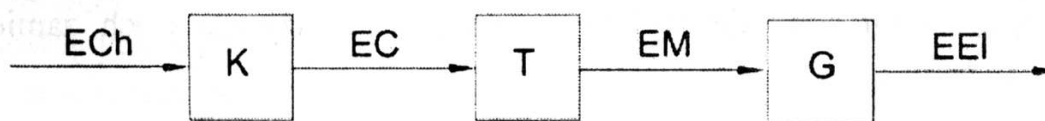


definicję tego pojęcia. Słowo *energia* pochodzi z języka greckiego i oznacza w dosłownym tłumaczeniu: aktywność, czynność lub ruchliwość. Z wykładu termodynamiki wiadomo, że energia jest wielkością skalarną charakteryzującą stan układu – jest ona funkcją stanu układu związaną z ogólnie pojmowanym ruchem materii w skali makro i mikroskopowej [36]. Teoria termodynamiki pozwala na określenie ilości energii (w odpowiednich jednostkach) oraz podaje sposoby oceny jej jakości.

W celu uzyskania przejrzystości dalszego opisu *przemian energetycznych*, czyli zjawisk fizycznych polegających na ciągłej zmianie stanu układu od umownego stanu początkowego do umownego stanu końcowego należy przypomnieć podstawowe wiadomości z termodynamiki. Uwaga ta dotyczy w znacznej mierze studentów specjalności nieenergetycznych, dla których nie jest to przedmiot kierunkowy.

Większość określeń pojęcia *układ termodynamiczny* stosowanych przez różnych autorów [36, 51] sprowadza się do jego definicji jako: *wyodrębnionej części przestrzeni ograniczonej osłonami bilansowymi, wewnątrz której rozpa-truje się zjawiska termodynamiczne*. Wszystko co znajduje się poza układem nosi nazwę *otoczenie*. Między układem i otoczeniem występują oddziaływania energetyczne o charakterze termicznym, mechanicznym lub chemicznym, których analizą zajmuje się termodynamika. Przemiany energetyczne zachodzące w układzie realizowane są podczas tych oddziaływań. Mogą być one wykonane dwoma sposobami, to znaczy przez pracę lub ciepło. Pojęcia *pracy* i *ciepła* nie oznaczają jednak różnych postaci energii, a jedynie formy przekazu energii.

W polu widzenia termodynamiki są również zagadnienia *konwersji energii*, czyli możliwości wzajemnego przekształcania różnych jej form i postaci, a wśród nich energii: wewnętrznej, chemicznej, mechanicznej, elektrycznej, jądrowej itd. Konwersji energii towarzyszą przemiany energetyczne, od sprawności których zależą ilościowe i jakościowe skutki termoeconomiczne. Na rysunku 1.1 przedstawiono łańcuch konwersji energii występujący przykładowo w elektrowni parowej. Prawidłowe funkcjonowanie każdego ogniwa takiego łańcucha wymaga spełnienia warunków wynikających z zasad termodynamiki, w tym pierwszej i drugiej.



Rys. 1.1. Przykład łańcucha konwersji energii w elektrowni parowej [31]

K – kocioł parowy, T – turbina parowa, G – generator prądu elektrycznego,  
 ECh – energia chemiczna, EC – energia cieplna, EM – energia mechaniczna,  
 EEI – energia elektryczna

*Pierwsza zasada termodynamiki* stanowi rozszerzenie zasady zachowania energii na procesy, w których występuje energia wewnętrzna oraz sposoby przekazywania energii przez pracę i ciepło. Równanie pierwszej zasady termodynamiki można w ogólnej postaci zapisać:

$$E_d = \Delta E_u + E_w, \quad (1.1)$$

gdzie symbole  $E_d$  i  $E_w$  oznaczają ilość energii odpowiednio do- i wyprowadzonej z układu, zaś  $\Delta E_u$  przyrost energii układu. Zapis (1.1) jest podstawowym równaniem bilansu energetycznego układu wyodrębnionego osłonami bilansowymi. Sporządzanie bilansów energetycznych różnych obiektów, a zwłaszcza maszyn i urządzeń stanowi podstawę analizy energetycznej.

Zastosowanie *drugiej zasady termodynamiki* daje możliwość określenia jakości przemian energetycznych w łańcuchu konwersji energii, przez porównanie efektów przemian rzeczywistych z odwracalnymi przemianami modelowymi, określenie sprawności poszczególnych ogniw łańcucha i zlokalizowanie miejsc, w których występują straty energetyczne. Poza tym na podstawie drugiej zasady termodynamiki wprowadzono i zdefiniowano pojęcie *egzergii* pozwalające na ocenę jakości energii. Wyszczególnione efekty wynikające z drugiej zasady termodynamiki stanowią treść *analizy egzergicznej*. W dalszych rozdziałach niniejszego opracowania przedstawiono szczegółowe zasady konwersji energii oparte na analizach energetycznej i egzergicznej.

## 1.2. Pojęcia podstawowe w ogólnej teorii systemów

Zasięg problemów jakimi zajmuje się gospodarka energetyczna jest bardzo szeroki i dotyczy wielu dziedzin wiedzy. Nie definiując jeszcze w tym miejscu szczegółowo zakresu tematyki gospodarki energetycznej zwraca się uwagę na pewne aspekty natury ogólnej, które będą pomocne w takiej definicji. Zastanawiający jest fakt, że pojęcia *układ* i *system* traktowane są zwykle jako wyrazy bliskoznaczne, czyli tak zwane synonimy, przy czym: *system* – to uporządkowany wewnętrznie układ elementów mających określoną strukturę, zaś *układ* – stanowi wyodrębniony z otaczającego świata obiekt. Na podstawie takich encyklopedycznych definicji wynika, że pojemność pojęcia *system* jest większa i może zawierać w sobie obiekty o charakterze *układu*. A zatem te dwa pojęcia nie są synonimami, co nie wyklucza możliwości używania ich zamiennie w mowie potocznej.

### 1.2.1. Pojęcie systemu

Na konieczność rozwinięcia pojęcia *systemu* w odniesieniu do zagadnień gospodarki energetycznej zwrócili uwagę autorzy prac [33] i [61]. Okazuje się bowiem, że próby zdefiniowania *systemu* lub *problemu systemowego* w badaniach naukowych sięgają czasów *Arystotelesa* i jego twierdzeniu, że „całość to więcej niż suma jej części” [1]. Wprawdzie aspekty teologiczne definicji *Arystotelesa* zostały odrzucone przez następnych badaczy, to jednak problemy dotyczące uporządkowania i celowości stanowią do dzisiaj podstawy nauki o systemach. W następnych stuleciach miały miejsce kolejne fazy rozwoju tej nauki. Dopiero pod koniec lat dwudziestych XX wieku biolog *Ludwik von Bertalanffy* sformułował definicję podejścia systemowego tworząc podwaliny nowej dziedziny naukowej zwanej *ogólną teorią systemów* [1] lub *inżynierią systemów* [7].

*Ogólna teoria systemów* jest nauką dotyczącą takich problemów, jak: zespół ogólnych pojęć, zasad, środków, metod, problemów i procedur mających związek z systemami [20]. Według tej dziedziny wiedzy *system* jest zbiorem elementów wzajemnie powiązanych ze sobą i otoczeniem. Autor pracy [7] podaje, że system jest tworzony przez uporządkowany zbiór szczególnie dobranych lub wyróżnionych elementów i zależności między nimi. Zbiór wszystkich elementów, które nie należą do systemu nosi nazwę *otoczenie*. Otoczenie może być fizyczne, ekonomiczne lub społeczne. W relacji między systemem i otoczeniem przepływać mogą w ogólnym ujęciu: materia, energia i informacja. Ważne jest, że nie nakłada się żadnych ograniczeń na naturę elementów, tym bardziej nie narzuca się, aby były one jednorodne. *Elementami systemu* mogą być: rzeczy lub cechy, zdarzenia, procesy, związki logiczne i elementy należące do innej kategorii logicznej.

### 1.2.2. Klasyfikacja systemów

Systemy (podobnie jak *układy*) można klasyfikować zależnie od przyjętych kryteriów [7].

W podstawowym podziale systemów wyróżnia się:

- *system ogólny* – zbiór uporządkowanych i powiązanych ze sobą elementów stanowiących całość;
- *system abstrakcyjny* – elementami tego systemu są twory abstrakcyjne, takie jak: znaki, związki logiczne, modele itp.; przykładami systemu abstrakcyjnego mogą być: system znaków (np. drogowych), system wyrażen językowych, system znaków pisarskich, system równań matematycznych, modele matematyczne itp.;

- *system rzeczywisty* - jest obiektem postrzeganym lub poddającym się procesowi wnioskowania na podstawie obserwacji i istnieje niezależnie od obserwatora [7], a według [61] system taki jest uporządkowany według elementów fizycznych.

W zależności od wzajemnych powiązań systemu z otoczeniem można wyróżnić:

- *system zamknięty* – w systemie tym nie ma wymiany materii z otoczeniem, możliwa jest wymiana energii i informacji;
- *system otwarty* – między systemem i otoczeniem występuje wymiana materii, energii i informacji;
- *system odosobniony* – zwany też *odizolowanym* – brak jest możliwości wymiany materii, energii i informacji.

W zależności od udziału człowieka w powstawaniu systemu definiuje się:

- *system naturalny* – jest systemem występującym w przyrodzie powstałym niezależnie od woli człowieka; przykłady systemu naturalnego: system słoneczny, system ekologiczny, organizmy żywe itp.;
- *system sztuczny* - jest to system skonstruowany i zbudowany przez człowieka (do systemu sztucznego kwalifikują się: system społeczno-ekonomiczny, system energetyczny, żywnościowy itd.).

W zależności od zmienności stanu systemu można rozpatrywać:

- *system statyczny* – jeżeli rozpatrywany jest jako system o niezmiennych stanach;
- *system kinetyczny* – jako system z uwzględnieniem zależności funkcyjnych między elementami w procesie zmian stanu wywołanym ruchem;
- *system dynamiczny* – jeżeli wykazuje zmiany funkcjonalne lub strukturalne stanów w czasie.

Teoria dynamiczna funkcjonująca w ramach ogólnej teorii systemów rozpatruje system dynamiczny w dwóch aspektach, to znaczy jako deterministyczny lub probabilistyczny, przy czym:

- *system deterministyczny* – w którym znajomość parametrów stanu systemu w danej chwili pozwala określić stan systemu w chwili późniejszej (lub wcześniejszej),
- *system probabilistyczny* – zwany też *stochastycznym* – w którym znajomość parametrów stanu systemu w danej chwili pozwala określić prawdopodobieństwo rozkładu parametrów stanu systemu w chwili późniejszej (lub wcześniejszej). W ocenie parametrów systemu stochastycznego stosowane są pojęcia z zakresu probabilistyki. *Probabilistyka* jest działem matematyki zajmującym się badaniem zjawisk losowych, a w jego skład wchodzi: rachunek prawdopodobieństwa, statystyka matematyczna oraz teoria procesów losowych.

W zależności od liczby elementów systemu dzieli się systemy na *małe* i *wielkie*. Decydujące znaczenie ma liczba elementów i sposób ich opisu. Do kategorii wielkich systemów zalicza się gospodarkę narodową, system energetyczny itp.

### 1.2.3. Właściwości systemu

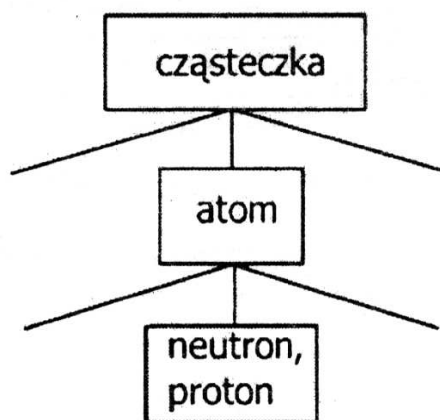
Wśród wielu właściwości systemu można wymienić następujące: stabilność, inteligencja, hierarchiczność struktury, spójność, centralizacja, addytywność, integracja progresywna, adaptacyjność itd. Niektóre z wymienionych właściwości odgrywające istotną rolę w opisie wielkich systemów przedstawiono poniżej.

- *Stabilność* – stanowi istotną właściwość systemu dynamicznego polegającą na zdolności do zmniejszania skutków występujących zaburzeń oraz oddziaływań wewnętrznych lub zewnętrznych, aż do całkowitego ich wyeliminowania włącznie.
- *Inteligencja* systemu – właściwość pozwalająca na „zrozumienie” przez system przyczyn powstania zmiany jego stanu i w konsekwencji odreagowania przez zmianę sprzężenia prowadzącą do nowego stanu systemu.

W systemach dynamicznych występują często oddziaływania o znamionach inteligencji systemu. W odniesieniu do wszystkich maszyn i urządzeń energetycznych, takich jak: silniki spalinowe, turbiny gazowe i parowe, sprężarki, kotły wymienniki ciepła, ciepłe maszyny robocze itp. można mówić o tzw. *inteligencji wpisanej w konstrukcję*. Objawia się ona zwłaszcza podczas eksploatacji tych maszyn i urządzeń, gdy pojawiające się przykładowo zmiany obciążenia zewnętrznego powoduje samoczynne przejście do nowego stanu współpracy urządzenia z instalacją (bez potrzeby stosowania komputera z koniecznym oprogramowaniem). Podstawą tej inteligencji jest indywidualna charakterystyka energetyczna maszyny.

### 1.2.4. Struktura systemu

Pod pojęciem struktura systemu należy rozumieć sieć relacyjną (wzajemnych powiązań i oddziaływań) między elementami systemu. Konfiguracja struktury systemu oznacza postać danej sieci relacyjnej. Szczególnie ważną dla wielkich systemów jest możliwość tworzenia konfiguracji struktur hierarchicznych. Oznacza to, że elementy na dalszych systemy traktuje się jako obiekty złożone, zwane



Rys.1.2. Hierarchiczna struktura elementów w mikrosystemie naturalnym [7]

*podsystemami*, wyróżniając poziomach ich elementy składowe. Na rys.1.2 przedstawiono prosty przykład hierarchicznej struktury systemu.

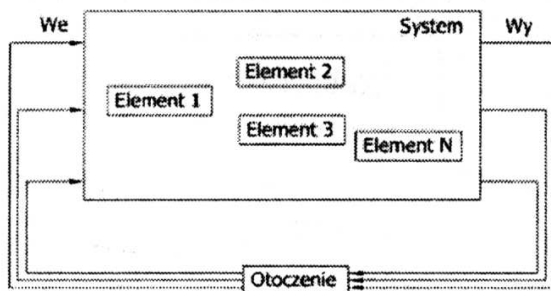
### 1.2.5. Niektóre metody badawcze stosowane w ogólnej teorii systemów

W badaniach systemu można wyróżnić dwie zasadnicze operacje systemowe [20], czyli analizę i syntezę. *Analiza systemu* jest badaniem jego zachowania się na podstawie znajomości jego struktury, natomiast *synteza* oznacza poszukiwanie struktury na podstawie obserwacji zachowywania się systemu.

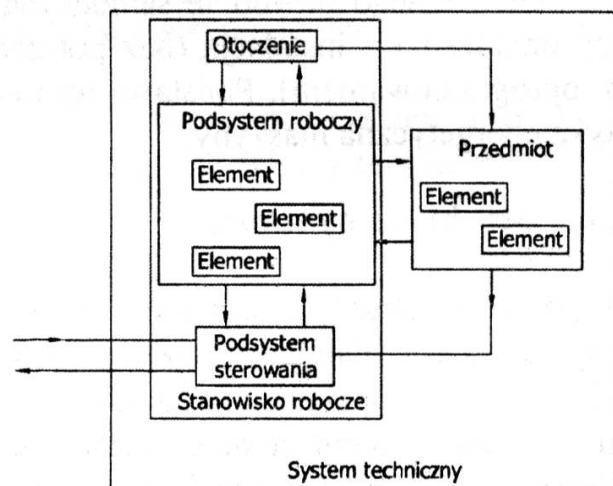
Ważnym zagadnieniem w ogólnej teorii systemów jest badanie konfiguracji i siły powiązań między elementami w systemie oraz między systemem i otoczeniem. Ma to szczególne znaczenie w systemach dynamicznych, których zachowanie jest zdeterminowane przez otoczenie. Wynik takiego badania określa, w jakim stopniu zmiany zachodzące w jednej części systemu wpływają na zmiany w innych jego obszarach. Rys. 1.3 przedstawia schemat powiązań układu dynamicznego z otoczeniem. Symbolem *We* (*wejście systemu*) oznaczono oddziaływanie otoczenia na system, zaś symbolem *Wy* (*wyjście systemu*) oddziaływanie systemu na otoczenie.

Szczególną kategorią systemu dynamicznego, istotną z punktu widzenia niniejszego opracowania, jest *system techniczny* traktowany jako system urządzeń wraz z ich otoczeniem, z pominięciem człowieka. Strukturę funkcjonalną systemu technicznego pokazano na rys. 1.4.

W ramach systemu technicznego funkcjonuje urządzenie techniczne. Ogólnie



Rys. 1.3. Schemat powiązań układu dynamicznego z otoczeniem [7]

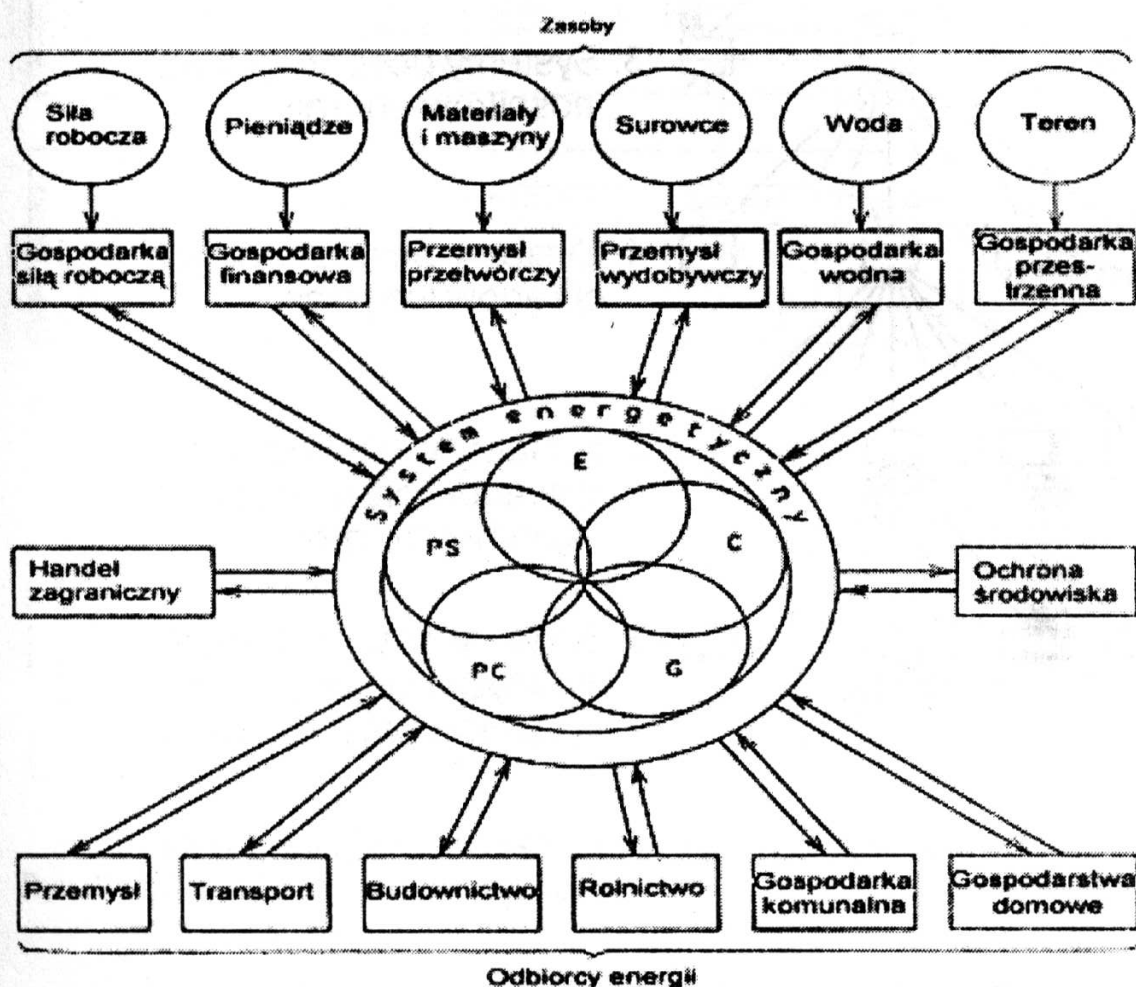


Rys. 1.4. Schemat struktury funkcjonalnej systemu technicznego [7]

*urządzenie* jest celowo dobraną i uformowaną przez człowieka materią nieoży-

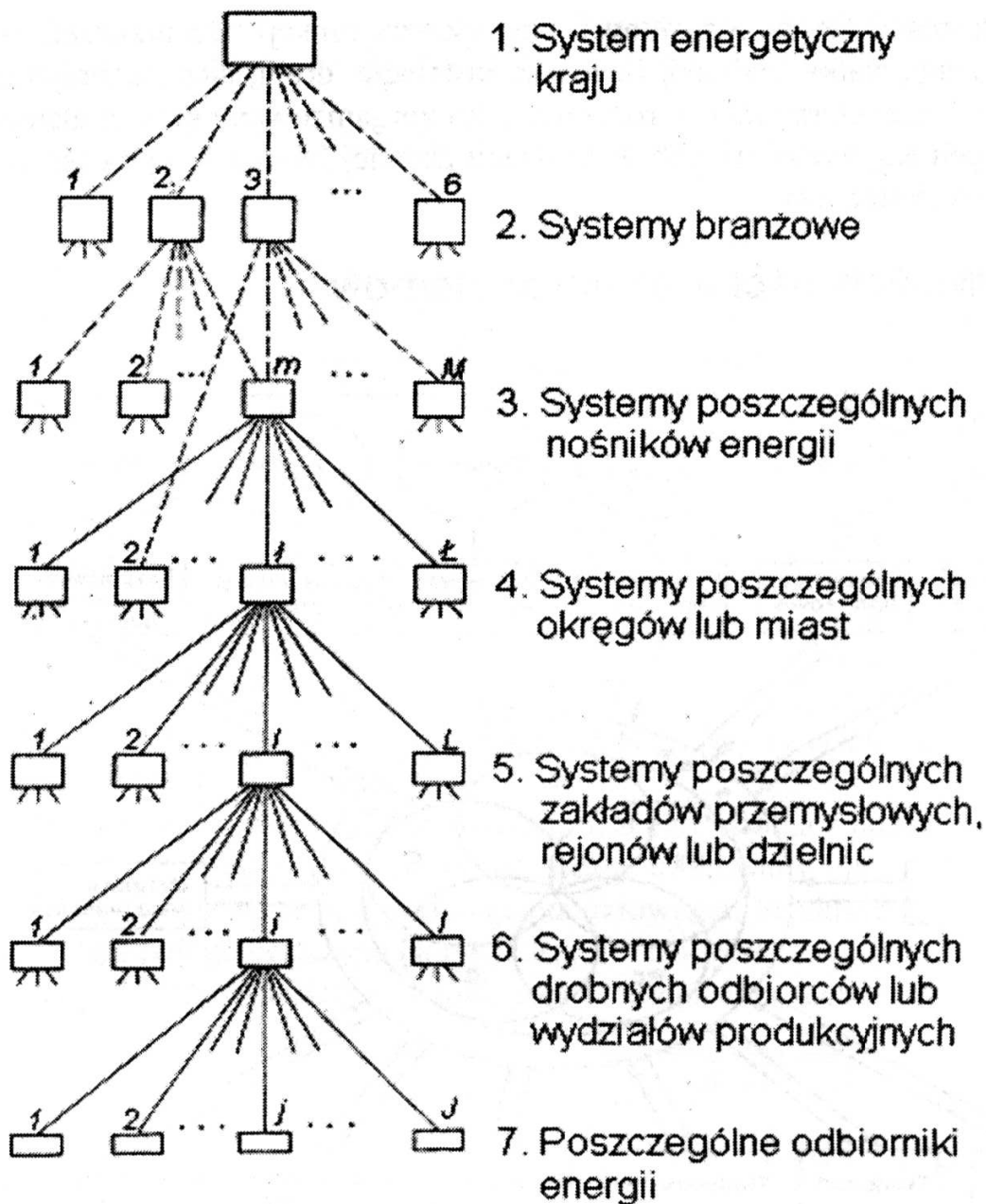
wioną dostosowaną do określonych użytecznych funkcji. Do urządzeń zalicza się: maszyny, statki, budynki, budowle, instalacje, drogi, sieci, uzbrojenie itp. *Urządzenie techniczne* należy rozumieć jako zorganizowany system elementów rzeczowych współdziałających w realizacji zadanej funkcji lub procesu w nad-systemie technicznym.

### 1.3. Właściwości wielkich systemów



Rys. 1.5. Schemat ogólnej struktury systemu energetycznego [35]

Do szczególnie ważnych grup (klas) systemów zalicza się systemy: urządzeń, biologiczny, socjologiczny oraz system działania społecznego. Pojęcie *wielkiego systemu* określono wstępnie w poprzednim rozdziale przyjmując kryterium dużej liczby elementów. Liczba elementów dużego systemu mieści się zwykle w przedziale  $10^2 \div 10^{25}$ , a niekiedy przekracza górną granicę (na przykład mózg człowieka może być traktowany jako wielki system naturalny składający się z około  $10^{27}$  komórek). Z punktu widzenia ogólnej teorii systemów istotnym czynnikiem wielkiego systemu jest duża liczba podsystemów, których istnienie

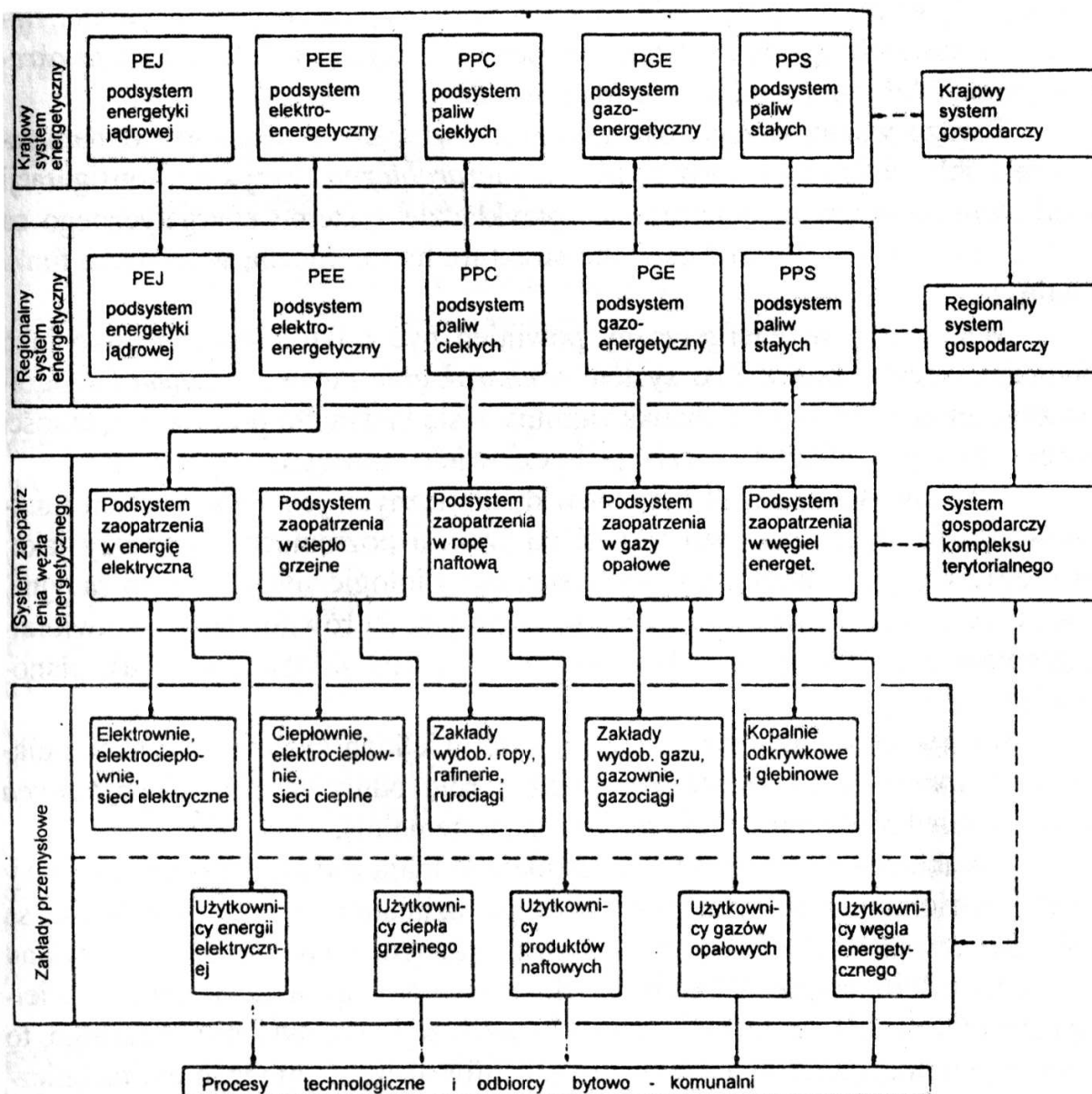


Rys.1.6. Konfiguracja rodzajowo- przestrzenna struktury systemu energetycznego [7]

daje się wyraźnie rozpoznać. Teoria systemów umożliwia wówczas dokonanie opisu tego typu systemów [7, 16, 20].

Wśród wielkich systemów typu sztucznego zasługują na wyróżnienie, systemy: energetyczny, żywnościowy, łącznościowy, komunikacyjny itp. Wszystkie rodzaje systemów występujące na obszarze danego kraju wchodzi w skład wielkiego nadsystemu zwanego *gospodarką narodową*. Poszczególne systemy krajowe łączą się ze sobą tworząc systemy kontynentalne, które są następnie powiązane w ramach odpowiedniego systemu światowego.





Rys. 1.7. Hierarchiczna struktura wielkiego systemu energetycznego w ujęciu funkcjonalnym [61]

Istotną rolę odgrywa wielki sztuczny i otwarty system dynamiczny o wielopoziomowej strukturze hierarchicznej, to znaczy *system energetyczny*. Rozpatrując system urządzeń ze specjalnie wyodrębnioną częścią jego otoczenia przeznaczony do poszukiwania, pozyskiwania, uszlachetniania, przetwarzania, przesyłania, rozdzielania i użytkowania energii mamy do czynienia z nadsystemem, w stosunku do systemu technicznego, zwanym *systemem energetycznym*. Na rys. 1.5 pokazano schemat ogólnej struktury systemu energetycznego z jego ważniejszymi powiązaniem. Przykład wielkiego systemu energetycznego posłuży w dalszej części skryptu do przedstawienia wspólnych dla wielkich systemów ważniejszych cech i właściwości. Wielki system dynamiczny jest pod względem ilościowym i jakościowym *systemem zorganizowanym*.

W pracy [7] wyjaśniono tą właściwość jako: „...wzajemne współdziałanie elementów w systemie zgodnie ze zbiorem pewnych reguł, w celu pełnienia określonej funkcji lub osiągnięcia określonego celu”.

Bardzo ważną właściwością wielkich sztucznych systemów dynamicznych jest ich *wielopoziomowa struktura hierarchiczna*. Przykład konfiguracji rodzajowo-przestrzennej pokazano na przykładzie systemu energetycznego na rys. 1.6, zaś na rys. 1.7 przedstawiono strukturę hierarchiczną w układzie funkcjonalnym.

Wielki system energetyczny powinien być traktowany nie tylko jako techniczny, lecz również jako system o *charakterze cybernetycznym* (w ogólnym znaczeniu *cybernetyka* - nauka zajmująca się badaniem procesów łączności i sterowania występujących w relacjach: człowiek – maszyna – człowiek).

Właściwością dużych systemów dynamicznych jest *celowość* ich funkcjonowania, którą można rozpatrywać na sześciu poziomach, to znaczy jako: morfologiczną (w odniesieniu do systemów biologicznych), organizacyjną, homeostatyczną (dążenie do zachowania wewnętrznej równowagi), behawioralną (pomimo zakłóceń system dąży do zrealizowania założonego celu), planowaną i świadomą.

Dla systemu energetycznego i innych wielkich systemów funkcjonujących w strukturach hierarchicznych ważną rolę odgrywa *siła wewnętrznych powiązań* między elementami systemu (podsystemami).

Powiązania wewnętrzne w tej strukturze mają zwykle kierunek pionowy (między poziomami), ale dla prawidłowego działania systemu niezbędne są także powiązania w kierunku poziomym (o różnym charakterze, na przykład powiązania informacyjne). Właściwość dotycząca powiązań zewnętrznych wielkiego systemu wynika z kryterium jego kwalifikacji jako systemu otwartego, to znaczy wymieniającego materię, energię i informację z otoczeniem technicznym, ekonomicznym i społecznym. Autor pracy [61] wymienia grupy powiązań zewnętrznych systemu energetycznego wynikające z: przepływów międzygałęziowych w gospodarce narodowej, współzależności z gałęziami nieenergetycznymi, powiązania ekonomiczne oraz wynikające z oddziaływań na środowisko i wymiany międzynarodowej. Wśród powiązań zewnętrznych należy zwrócić szczególną uwagę na powiązania typu energoekologicznego w relacji *system energetyczny – środowisko*. Problem jest o tyle ważny, że krajowy system energetyczny działający w okresie przed transformacją społeczno-ekonomiczną spowodował olbrzymie szkody w systemie ekologicznym.

Z uwagi na to, że system energetyczny wchodzi organicznie w skład gospodarki narodowej wynika jego właściwość określona nazwą *ekonomiczność systemu*. Przejawia się ona wpływem na oszczędność materiałów, energii i czasu. Wielki system dynamiczny zmienia swój stan w sposób stochastyczny

w wielofunkcyjnym działaniu w warunkach losowych, a więc musi on wybierać i realizować rozwiązania optymalne.

#### 1.4. Ogólna struktura krajowego systemu energetycznego i jego charakterystyka

W ramach polskiej gospodarki narodowej funkcjonuje *krajowy system energetyczny*, który stanowi zbiór obiektów (oraz urządzeń z przynależnym im otoczeniem), przedsięwzięć i relacji organizacyjnych niezbędnych dla pozyskiwania, przetwarzania, rozdzielania, przesyłania oraz użytkowania różnych rodzajów energii [41]. Krajowy system energetyczny składa się z sześciu podsystemów wyodrębnionych według kryterium podstawowych grup nośników energii. Wyróżnia się następujące rodzaje podsystemów:

- a) podsystem paliw stałych,
- b) podsystem paliw ciekłych,
- c) podsystem gazoenergetyczny,
- d) podsystem ciepłnoenergetyczny,
- e) podsystem elektroenergetyczny,
- f) podsystem energetyki jądrowej (czasowo zawieszony).

W każdym z wymienionych podsystemów występują tak samo nazywane (choć inaczej realizowane) cele: pozyskiwanie, przetwarzanie, przesyłanie i rozdzielanie nośników energii. Użytkowanie energii następuje w sześciu podstawowych grupach odbiorców, czyli: w przemyśle, transporcie, budownictwie, rolnictwie, gospodarce komunalnej i w gospodarstwach domowych.

Z wzajemnego połączenia wymienionych podsystemów uzyskuje się pojęcie *krajowego przemysłu paliwowo-energetycznego*. W jego ramach wydziela się z kolei przemysł węglowy, przemysł paliw poza węglem i przemysł energetyczny. Taki podział nie zawsze jest wygodny i może niekiedy prowadzić do sporów kompetencyjnych, bowiem górnictwo węgla, gazu i ropy naftowej zalicza się do przemysłu wydobywczego, natomiast pozostałe przedsiębiorstwa funkcjonujące w ramach przemysłu paliwowo-energetycznego traktuje się jako przemysł przetwórczy. Prowadząc restrukturyzację w poszczególnych podsystemach zwraca się obecnie uwagę na tego typu klasyfikacje, które nie ułatwiają współdziałania w ramach systemu.

Podział krajowego systemu energetycznego na sześć podsystemów trzeba uznać jako umowny, gdyż trudno jest przy dużej liczbie elementów prawidłowo i jednoznacznie wpisać niektóre z nich jednoznacznie do konkretnego podsystemu. Przykładem może być elektrociepłownia, która mieści się zarówno w pojęciu elementu podsystemu ciepłnoenergetycznego, jak również elektroenergetycznego. W sytuacjach kryzysowych taka niejednoznaczność może być

nawet korzystna, pozwalając na sprawne współdziałanie między podsystemami w realizacji wspólnego celu. W charakterystyce krajowego systemu energetycznego trzeba brać pod uwagę fakt, że każdy podsystem może mieć inne powiązania z otoczeniem, szczególnie w zakresie: przestrzennego zagospodarowania terenu, zaplecza socjalno-bytowego, wykorzystania gospodarki wodnej i powietrza atmosferycznego, różnych uwarunkowań technicznych oraz oddziaływań energoekologicznych.

W podziale systemu energetycznego wyszczególniono podsystem energetyki jądrowej. Po awarii elektrowni jądrowej w Czarnobylu w 1986 roku budowę tego podsystemu w Polsce czasowo zawieszono a obecnie brak jest wiążących decyzji o jego wznowieniu.

#### **1.4.1. Podsystem paliw stałych**

Podsystem paliw stałych składa się z obiektów służących do pozyskiwania i przetwarzania paliw pierwotnych (kopalin)- zwłaszcza węgla kamiennego, brunatnego oraz torfu i drewna. Podstawowymi obiektami w tym podsystemie są kopalnie i przedsiębiorstwa przetwórcze bezpośrednio i pośrednio współpracujące z przemysłem wydobywczym. Do elementów tego podsystemu należy włączyć instalacje pod ziemią i naziemne realizujące proces pozyskiwania paliw stałych. Niektóre paliwa stałe, takie jak koks, półkoks lub brykiety uzyskuje się na drodze odpowiedniego przetwórstwa kopalin (elementy przemysłu koksowniczego). Obiekty podsystemu paliw stałych eksploatowano w okresie przed transformacją ponad miarę, bez wprowadzania koniecznych zmian modernizacyjnych i restrukturyzacyjnych. Z tych względów potrzeby gospodarki rynkowej powodują zmiany zasad funkcjonowania podsystemu paliw stałych i dostosowania jego efektywności do wymogów Unii Europejskiej.

#### **1.4.2. Podsystem paliw ciekłych**

W podsystemie paliw ciekłych należy wyróżnić elementy realizujące ich pozyskiwanie (szyby wiertnicze z oprzyrządowaniem, system rurociągów z armaturą i zabezpieczeniami), obiekty służące do przetwarzania ropy naftowej rodzimej i pochodzącej z importu – rafinerie, systemy rurociągów przesyłowych i inne środki transportu oraz obiekty do składowania (zbiorniki), rozdzielania i użytkowania produktów i półproduktów pochodzących z ropy naftowej. Do prawidłowego działania tego podsystemu konieczne jest rozwijanie infrastruktury zabezpieczającej optymalne warunki przetworzenia i użytkowania, zwłaszcza produktów ropopochodnych.

### **1.4.3. Podsystem gazoenergetyczny**

W skład podsystemu gazoenergetycznego wchodzi następujące elementy: kopalnie gazu ziemnego, sieci przesyłowe, stacje odazotowania, zbiorniki, stacje mieszania, urządzenia do odsiarczania, obiekty dystrybucyjne gazu dla celów użytkowych oraz obiekty przemysłu przetwórczego. Oprócz instalacji do przesyłania gazu ziemnego występują w krajowym podsystemie gazoenergetycznym trzy typy układów przesyłowych gazu, to znaczy: gazu wysokometanowego, zaazotowanego i koksowniczego. W perspektywie będą włączane do elementów tego podsystemu obiekty realizujące proces zgazowania węgla, produkcji gazu syntetycznego, instalacje wodorowe itp.

### **1.4.4. Podsystem ciepnoenergetyczny**

Podsystem ciepnoenergetyczny stanowi zbiór maszyn i urządzeń energetycznych oraz scentralizowanych sieci zasilających odbiorców w nośniki energii. Wśród elementów tego podsystemu należy wyróżnić: elektrociepłownie, ciepłownie, kotłownie, sieci przesyłowe zewnętrzne i wewnętrzne, węzły ciepłne, instalacje odbiorcze układów: grzewczego, wentylacyjnego, ciepłej wody użytkowej, klimatyzacyjnych, chłodniczych itp. Różnorodny zestaw elementów składowych podsystemu ciepnoenergetycznego oraz realizacja podstawowego celu w postaci dostarczania energii na drodze ciepła stanowią, że ten typ podsystemu na szerokości geograficznej Polski jest bardzo ważny w krajowym systemie energetycznym. Interesujące są również perspektywy rozwoju tego podsystemu, zwłaszcza w ramach Unii Europejskiej.

### **1.4.5. Podsystem elektroenergetyczny**

Jest to zbiór urządzeń służących do wytwarzania, przesyłania i rozdziału energii elektrycznej połączony funkcjonalnie dla zapewnienia ciągłej dostawy energii elektrycznej. Wśród podstawowych jego elementów należy wymienić: elektrownie (ciepłne, wodne), sieci elektryczne i ich części składowe, odbiorniki energii elektrycznej (w przemyśle, rolnictwie, w gospodarce komunalnej i w gospodarstwach domowych).

### **1.4.6. Podsystem energetyki jądrowej**

Istotną rolę odgrywają w tym podsystemie układy zaopatrzenia w paliwo jądrowe (w warunkach polskich pochodzące z importu), układy produkcji energii, obiekty przeróbki i zagospodarowania odpadów radioaktywnych. Wznowienie funkcjonowania podsystemu energetyki jądrowej pozwoli określić do jakiego

podsystemu będą klasyfikowane elektrownie jądrowe. Według obecnego stanu informacji nie należy oczekiwać podjęcia decyzji o budowie elektrowni jądrowych w Polsce wcześniej jak około 2020 roku.

## 1.5. Cele i zadania gospodarki energetycznej

*Energia* jest obecnie (zwłaszcza w gospodarce rynkowej) *dobrem*, które ma swoją określoną cenę. Dlatego racjonalne wykorzystanie energii staje się problemem zarówno technicznym, jak i ekonomicznym. Jeśli słowo „*gospodarka*” oznacza sposób lub metodę zarządzania, to łącząc oba problemy uzyskuje się określenie wyrażające *racjonalną gospodarkę energią*. A zatem dział nauki zajmujący się problemami racjonalnego pozyskiwania, przetwarzania, przesyłania i użytkowania energii nosi nazwę *gospodarki energetycznej*.

Funkcjonowanie gospodarki energetycznej jako działu nauki wymaga spełnienia trzech postulatów, to znaczy powinny być określone: aksjomaty, pojęcia podstawowe i metody badań. O ile spełnienie dwóch pierwszych postulatów nie miało większych trudności (pojęcie *energia* jest aksjomatem-pojęciem pierwotnym nie definiowalnym), o tyle trzeci postulat dotyczący metod badawczych możliwy był do spełnienia na bazie ogólnej teorii systemów. Dlatego właśnie *gospodarka energetyczna* jest stosunkowo młodym działem nauki. W opisie zjawisk energetycznych wykorzystuje się pojęcia i metody badawcze zaadoptowane z innych dziedzin tworzących dział nauki technicznych objętych ogólną nazwą *energetyka*. Należy tu wymienić takie nauki jak: mechanika, elektrotechnika, termodynamika, mechanika płynów, wymiana ciepła itp. Istotnym jest włączenie do *gospodarki energetycznej* wybranych działów nauk ekonomicznych, na podstawie których możliwe jest sformułowanie techniczno – ekonomicznej oceny procesów energetycznych.

Problematyka gospodarki energetycznej jest bardzo szeroka, gdyż obejmuje swoim zasięgiem zjawiska i relacje energetyczne występujące w ramach wielkich systemów energetycznych, to znaczy w skali światowej, czy też krajowej a także te, które dotyczą konkretnego zakładu przemysłowego lub danego stanowiska roboczego. Zadaniem gospodarki energetycznej jest, między innymi pokazać, że problemy energetyczne występujące w łańcuchu przemian na drodze „*pozyskiwanie – użytkowanie*” energii w skali makro- i mikro opisywane są obiektywnymi prawami fizyki i są przekładalne na różnych poziomach hierarchicznej struktury systemów. Dlatego w niektórych przypadkach zawęża się celowo zakres pola widzenia zagadnień zajmując się wybranymi formami energii tworząc takie działy jak „*gospodarka cieplna*”, „*gospodarka paliwami*”, „*gospodarka elektroenergetyczna*” itp.

*Gospodarka energetyczna* jest również przedmiotem wykładanym na studiach na różnych specjalnościach politechnik, w tym na specjalnościach nie-energetycznych. Celem kreowanego w niniejszym opracowaniu obrazu gospodarki energetycznej jest także to, aby przedstawione wybrane zagadnienia były przydatne i właściwie zinterpretowane dla obu grup specjalności. Dlatego w skrypcie przedstawiono takie problemy, jak: zarys światowych i krajowych zasobów energetycznych, charakterystykę nośników energii pochodzących z zasobów nieodnawialnych (paliwa stałe, ciekłe i gazowe), spalanie paliw konwencjonalnych i kontrola tego procesu, charakterystyka urządzeń służących do prowadzenia procesu spalania, nowe źródła i technologie energetyczne, zagadnienia projektowo – eksploatacyjne dotyczące charakterystyk i wykresów energetycznych, metody analizy energetycznej i egzegetycznej oraz podstawy termoeconomicznej oceny gospodarki energetycznej.

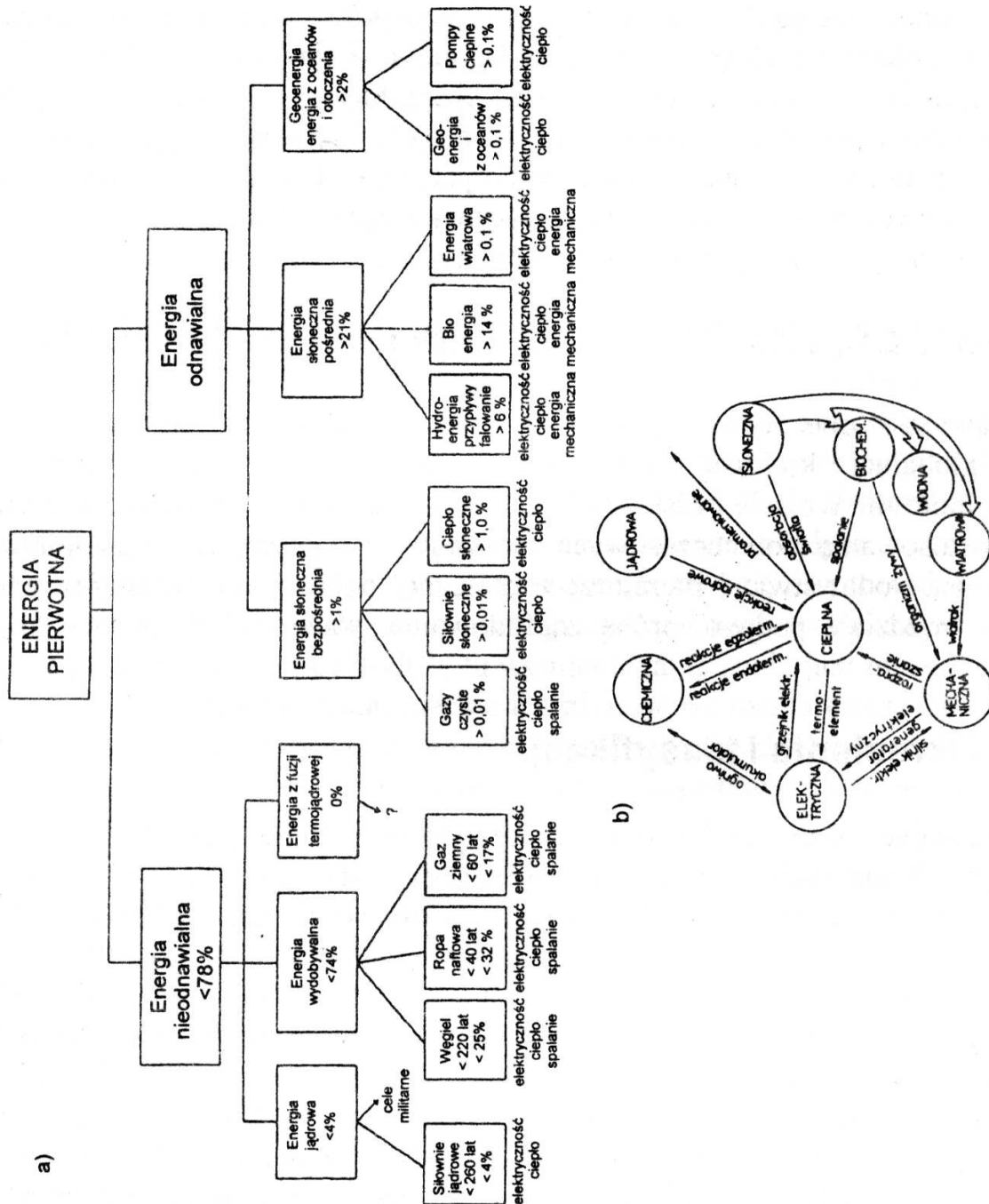
## 2. ŹRÓDŁA, ZASOBY I REZERWY ENERGETYCZNE

Przedstawienie obecnego i perspektywicznego potencjału energetycznego w skali globalnej i krajowej wymaga wprowadzenia zrozumiałej i jednoznacznej terminologii. Wejście Polski do Unii Europejskiej stwarza dodatkowy problem dostosowania dotychczasowych terminów energetycznych funkcjonujących w ustawodawstwie i literaturze technicznej polskiej do wymogów unijnych. W rozdziale podjęto, próbę zdefiniowania, ważniejszych pojęć z tego zakresu.

### 2.1. Określenia i klasyfikacje

- Omawiając różne oddziaływania energetyczne zachodzi potrzeba wyraźnego określenia stanu wyjściowego określonej postaci energii. W opracowaniach z zakresu energetyki [13] wymienia się zwykle sześć podstawowych postaci energii, a w tym energię : chemiczną, cieplną, elektromagnetyczną, elektryczną, jądrową i mechaniczną. W zestawieniu wymienionych postaci energii występują istotne różnice interpretacyjne, zwłaszcza w nazwach *energia cieplna* oraz *energia mechaniczna*. Należy przypomnieć, że w pojęciach podstawowych termodynamiki traktuje się *ciepło* i *pracę* jako dwa różne sposoby przekazywania energii, które nie są postaciami energii. Stosowane bez jakiegokolwiek komentarza pojęcia *energia cieplna* nie jest merytorycznie zgodne z teorią termodynamiki. Dla celów praktycznych terminem *energia cieplna* nazywa się tą część energii wewnętrznej, którą można przekazać za pomocą ciepła do otoczenia (lub odwrotnie), natomiast w przypadku przekazu tej energii za pomocą pracy używa się nazwy *ener-*

gia mechaniczna. Pamiętając o tych przesłankach merytorycznych stosowane będą w następnych rozdziałach uproszczenia pojęciowe w nazwach energia cieplna oraz energia mechaniczna używane powszechnie w literaturze z dziedziny energetyki. Na rys. 2.1 przedstawiono stosowany w gospodarce energetycznej podział energii pierwotnej według jej postaci i zachodzące między nimi przekształcenia.



Rys. 2.1. Postacie energii pierwotnej (a) oraz ważniejsze przekształcenia i przemiany zachodzące między nimi (b)



- W zależności od sposobu wykorzystania danej postaci energii wyróżnia się w gospodarce energetycznej cztery rodzaje energii, to znaczy: pierwotną, wtórną, bezpośrednią i użytkową.

*Energia pierwotna* jest to taka postać energii, która nie była jeszcze poddawana jakiegokolwiek formie przetworzenia. W odróżnieniu od tego *energia wtórna* to energia uzyskiwana w wyniku przetworzenia energii pierwotnej lub innej formy energii wtórnej. W niektórych opracowaniach proponuje się rozszerzyć te pojęcia w odniesieniu do *nośników energii* rozumianych jako media lub czynniki pośredniczące w transporcie danej postaci energii. W tym znaczeniu termin energia pierwotna (lub nośnik energii pierwotnej) oznacza *pierwotny surowiec energetyczny* (paliwo kopalne), zaś energia wtórna (lub wtórny nośnik energii) związana jest z wykorzystaniem takich czynników, jak: woda, para wodna lub prąd elektryczny.

Pod pojęciem *energii bezpośredniej i użytkowej* należy rozumieć te postaci energii, które są dostarczane do odbiorcy. Ich rozróżnienie zależy od poziomu wykorzystania. Według [54], [61] *energia bezpośrednia* (zwana też *końcową* lub *finalną*) jest energią będącą przedmiotem zakupu w celu zaspokojenia potrzeb człowieka (na przykład energia elektryczna). Na najniższym poziomie wykorzystania pojawia się pojęcie *energii użytkowej*, którą stosuje się w odbiornikach u użytkownika, po ostatecznym przetworzeniu energii bezpośredniej na przykład w energię świetlną, grzejną, dźwiękową lub chemiczną (zawartą w pożywieniu lub paszy).

- W wielu publikacjach pojęcia: źródła, zasoby i rezerwy energii są traktowane zamiennie. Autorzy pracy [10] dzielą źródła energii na: nieodwracalne (nieodnawialne) i odnawialne. Do *nieodnawialnych źródeł energii* zalicza się przede wszystkim paliwa stałe, ciekłe, gazowe i rozszczepialne. Wśród *odnawialnych źródeł* wymienia się trzy (zwane też *praźródłami*): energię pochodzącą z reakcji termosyntezy na Słońcu, rozpadu materiałów radioaktywnych w Ziemi oraz energię grawitacyjnego oddziaływania planet i innych ciał niebieskich. W dającej się przewidzieć skali czasu źródła te nie ulegną praktycznie wyczerpaniu. Energia pochodząca z tych źródeł, wskutek przemian zachodzących w przyrodzie, może być przetwarzana na inne formy, to znaczy energię: wiatru, wody, biomasy itp.

Stosuje się niekiedy podział źródeł energii na: konwencjonalne i niekonwencjonalne. *Źródła konwencjonalne* to takie, z których energia uzyskiwana jest w wyniku procesu spalania (do źródeł konwencjonalnych zalicza się głównie paliwa kopalne). W przypadku *źródeł niekonwencjonalnych* wymienia się przede wszystkim nie tylko źródła energii odnawialnej, ale również technologie bez spalania paliw, odzysk ciepła itp. W dalszej części

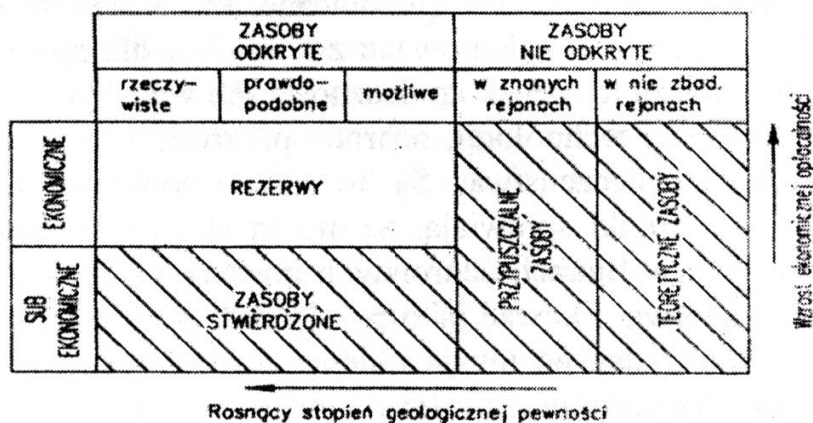
skryptu omówiono szczegółowo sposoby uzyskiwania energii ze źródeł konwencjonalnych i niekonwencjonalnych

Na granicy pojęć odnawialne i niekonwencjonalne źródła energii powstały duże trudności nie tylko natury technicznej, lecz również prawnej. Deficyjne określenia tych pojęć w aktach prawnych polskich i Unii Europejskiej powinny być tożsame. W pierwotnej wersji Ustawy Prawo Energetyczne [86] z dnia 10 kwietnia 1997 roku zdefiniowano odnawialne źródło energii jako: *”źródło wykorzystujące w procesie przetwarzania nie zakumulowaną energię słoneczną w rozmaitych postaciach, szczególnie energię rzek, wiatru, biomasy, energię promieniowania słonecznego w bateriach słonecznych...”*. Można wyraźnie zauważyć niedoskonałość takiej definicji odnawialnych źródeł energii (oznaczanych w publikacjach symbolem OZE). Nowelizacja Ustawy Prawo Energetyczne z dnia 24 lipca 2002 r. – z datą wejścia w życie od 1.01.2003 r. wprowadza w art.3, punkt 20 zmianę definicji OZE w brzmieniu: *”odnawialne źródło energii – źródło wykorzystujące w procesie przetwarzania energię wiatru, promieniowania słonecznego, geotermalną, fal, prądów i pływów morskich, spadki rzek oraz energię pozyskiwaną z biomasy, biogazu wysypiskowego, a także biogazu powstałego w procesach odprowadzania lub oczyszczania ścieków albo rozkładu składowanych szczątków roślinnych i zwierzęcych”*. Oczywiście definicja przedstawiona w podanej nowelizacji ustawy również nie jest doskonała. Konieczność „doprecyzowania” tego typu definicji wynika bowiem nie tylko z prawa unijnego. Przykładowo, w myśl rozporządzenia Ministra Gospodarki z 15 grudnia 2000 roku [93] wprowadzono obowiązek zakupu przez przedsiębiorstwa energetyczne energii ze źródeł niekonwencjonalnych i odnawialnych a pochodzących z: elektrowni wodnych, elektrowni wiatrowych, biogazu pozyskanego z instalacji przeróbki odpadów zwierzęcych, oczyszczalni ścieków, składowisk odpadów komunalnych, biomasy, biopaliw, słonecznych ogniw fotowoltaicznych, kolektorów słonecznych i ciepła geotermalnego.

Z przedstawionej wyżej analizy wynika, że definiowanie pojęć, zwłaszcza tych, które występują w zobowiązaniach prawnych o zasięgu międzynarodowym jest koniecznością. Stan prawny tego typu problemów w przededniu wejścia Polski do Unii Europejskiej przedstawiono w pracach [111] i [112].

- Większą przydatność (w porównaniu z pojęciem źródło energii) ma w ocenie wielkości i jakości potencjału energetycznego termin „zasoby energetyczne”. Obejmuje on bowiem: złoża, pokłady oraz potencjał energetyczny. Taki sposób podejścia podziela również Światowa Rada Energetyczna WEC (ang.: *World Energy Council*) [31, 109]. Według WEC zasoby energetyczne

dzieli się na *zasoby pewne do wykorzystania* (nadające się obecnie do ekonomicznego wykorzystania – ang.: *proved recoverable reserves*) oraz *prawdopodobne zasoby całkowite* (ang.: *estimated resources*), czyli zasoby geologiczne możliwe do wydobycia w dalszej przyszłości.



Rys. 2.2. Podział zasobów energetycznych stosowany zwyczajowo w gospodarce energetycznej [13]

W dotychczasowej terminologii stosowanej w krajowych opracowaniach energetycznych posługiwano się pojęciami *rezerwy* i *zasoby* energii, które odpowiadają terminom wprowadzonym przez *WEC*, to znaczy: *rezerwy energii* – nadają się aktualnie do ekonomicznej eksploatacji oraz *zasoby energii* – geologiczne możliwe do eksploatacji w dalszej przyszłości. Na rys. 2.2 pokazano stosowany zwyczajowo podział zasobów energetycznych w publikacjach z tej dziedziny.

Taki schemat podziału zasobów energetycznych jest podobny w swej strukturze do podziału źródeł energii, które analizowano uprzednio.

W różnego rodzaju statystykach i porównaniach występujących w specjalistycznej literaturze polskiej stosowane są również klasyfikacje zasobów energii uwzględniające kryteria wynikające z rozpoznania geologicznego oraz możliwości techniczno-ekonomicznych wydobycia. W pracy [33] przedstawiono szczegółową klasyfikację zasobów paliw pierwotnych stosowaną w polskiej gospodarce paliwowo – energetycznej.

Biorąc pod uwagę analizę wyników badań geologicznych oraz wierceń poszukiwawczych złoża podzielono na kategorie: *A*, *B*, *C<sub>1</sub>*, *C<sub>2</sub>*, *D* i *E*, przy czym dla różnych paliw mogą być stosowane różne zasady kwalifikacyjne:

- kategorie *A* lub *B* – kategorie stosowane w odniesieniu do złoża do momentu rozpoczęcia budowy kopalni,
- kategoria *C<sub>1</sub>* lub *C<sub>2</sub>* – stosowane w odniesieniu do słabo rozpoznanych złóż; taką kwalifikację uwzględnia się przy sporządzaniu wieloletnich planów dla danego rodzaju paliwa,

- kategorie D lub E - kwalifikacje zasobów geologicznych (perspektywicznych) na razie nie udokumentowane wynikami wierceń poszukiwawczych.

Stosowany jest również podział zasobów uwzględniający jakość paliwa pierwotnego. W tej kwalifikacji występują:

- *zasoby bilansowe* – zasoby geologiczne, które przy aktualnym stanie techniki mogą być eksploatowane z korzyścią dla gospodarki narodowej. Nie oznacza to jednak konieczności ich wydobycia przy uwzględnieniu dostępnej technologii, ochrony przyrody i terenów nad złożem, warunków bezpieczeństwa. Są to złoża udokumentowane, jednak szczególne warunki sprawiają, że nie są eksploatowane (na przykład węgiel zalega w filarach ochronnych miasta). Część zasobów bilansowych można kwalifikować jako *zasoby przemysłowe*, czyli takie, które można wykorzystać po uwzględnieniu strat wynikających ze sposobu eksploatacji (*zasoby przemysłowe brutto- tzw. operatywne*) oraz przeróbki mechanicznej (*zasoby przemysłowe netto*);
- *zasoby pozabilansowe* – część zasobów geologicznych, która przy aktualnym stanie techniki nie nadaje się do eksploatacji.

W opracowaniach specjalistycznych wymienia się również inne rodzaje zasobów: *zasoby udostępnione* – zasoby, do których wykonano przynajmniej w dwóch miejscach połączone ze sobą wyrobiska szybowe i korytarzowe; *zasoby przygotowane* – część zasobów udostępnionych rozcięta chodnikami według planu rocznego wydobycia itp.

## 2.2. Sposoby oceny ilościowej źródeł i zasobów energii

Ilość energii, pracy i ciepła wyraża się w międzynarodowym układzie jednostek miar SI (ang.: *Systeme International*) za pomocą tej samej jednostki, to znaczy w dżulach. Jeden dżul jest bardzo małą jednostką i zwykle w praktyce używa się jej wielokrotności:

$$\begin{aligned}
 1 \text{ kJ} &= 10^3 \text{ J (kilodżul)}, \\
 1 \text{ MJ} &= 10^6 \text{ J (megadżul)}, \\
 1 \text{ GJ} &= 10^9 \text{ J (gigadżul)}, \\
 1 \text{ TJ} &= 10^{12} \text{ J (teradżul)}, \\
 1 \text{ PJ} &= 10^{15} \text{ J (petadżul)}, \\
 1 \text{ EJ} &= 10^{18} \text{ J (eksadżul)}.
 \end{aligned}$$

W opracowaniach polskich, przed wprowadzeniem układu jednostek miar SI, używano do określenia ilości ciepła jednostki o nazwie *kaloria* i jej wielokrotności (*kilokaloria, megakaloria, gigakaloria, terakaloria* itd.). Ilość energii można wyrazić za pomocą jednostki o nazwie *watogodzina* lub *kilowatogodzin*

na:  $1 \text{ kW}\cdot\text{h} = 860 \text{ kcal} = 3600 \text{ kJ}$ . W praktyce gospodarki energetycznej używa się niekiedy jednostki ilości energii podawanej jako:  $1 \text{ TW}\cdot\text{a}$  (terawatorok) =  $11,63 \text{ TW}\cdot\text{h}$  (terawatogodzin). W krajach anglosaskich stosowano jednostkę energii zwaną B.T.U. (ang.: *British Thermal Unit*):  $1 \text{ B.T.U.} \cong 1,055 \text{ kJ}$ , natomiast we Francji jednostkę o nazwie *thermie*:  $1 \text{ thermie} = 4,8 \cdot 10^6 \text{ J}$ .

Do określenia wielkości źródła lub zasobu energii można zastosować jednostki naturalne, albo energetyczne. W przypadku jednostek naturalnych dla paliw stałych i ciekłych wielkość zasobu podaje się w *tonach* masy (dla dużych zasobów podaje się w mln ton lub mld ton), natomiast dla paliw gazowych – w umownych metrach sześciennych – [ $\text{um}^3$ ], przy czym najczęściej w mln  $\text{um}^3$  lub mld  $\text{um}^3$ .

Przedstawienie wielkości źródeł lub zasobów w jednostkach energetycznych wymaga uwzględnienia nie tylko ilości energii wyrażonej w jednostkach naturalnych, ale także innej dla każdego nośnika przydatności energetycznej (wyraża się ją zwykle za pomocą wartości opałowej paliwa). W celu ujednoczenia obliczeń wielkości zasobów energetycznych wprowadzono nowe pojęcie opisane nazwą *tona paliwa umownego* ( $\text{t p.u.}$ ). Jedna tona paliwa umownego (ang.: *ton of coal equivalent* –  $\text{t c.e.}$ ) jest to ilość energii, którą uzyskuje się ze spalania masy 1 tony węgla kamiennego o wartości opałowej około  $29,3 \text{ MJ/kg}$  (ok.  $7000 \text{ kcal/kg}$ ):

$$1 \text{ t p.u.} = 29,3076 \text{ GJ} = 8141 \text{ MW}\cdot\text{h} = 0,7 \text{ t o.e.}$$

Do przeliczenia równowartości energii paliwa rzeczywistego na paliwo umowne stosuje się wzór [37]:

$$B_u = \frac{B_{rz} \cdot Q_w^r}{29307,6}, \quad (2.1)$$

gdzie:  $B_u$  - ilość paliwa umownego, [kg, t],

$B_{rz}$  - ilość paliwa rzeczywistego, [kg, t],

$Q_w^r$  - wartość opałowa paliwa rzeczywistego w stanie roboczym, [kJ/kg lub MJ/t].

Oczywiście  $1 \text{ t p.u.}$  nie należy do międzynarodowego układu jednostek miar SI, podobnie jak *tona oleju ekwiwalentnego*-  $\text{t o.e.}$  (zwana również umowną toną ropy naftowej) i definiowana jako ilość energii uzyskanej podczas spalania jednej tony ropy naftowej o wartości opałowej  $42 \text{ MJ/kg}$ :

$$1 \text{ t o.e.} = 48,86 \text{ GJ} = 1,4286 \text{ t p.u.} = 11,6278 \text{ MW}\cdot\text{h.}$$

Stosuje się także wielokrotności jednostek:

$$1 \text{ Mt o.e.} = 11,63 \text{ TW}\cdot\text{h},$$

$$1 \text{ Gt o.e.} = 10^9 \text{ t o.e. itd.}$$

W przypadku oceny wielkości energetycznej zasobów wodnych przyjmuje się równoważnik  $1 \text{ kW}\cdot\text{h} = 9 \text{ MJ}$ [54], co odpowiada zużyciu energii che-

micznej paliwa spalanego w elektrowni cieplnej o sprawności około 40%. Pod pojęciem zasobów w elektrowni wodnej przyjęto rozumieć jej 100-letnią produkcję (w ocenie zasobów wodnych polskich przyjmuje się równoważnik 9,36 MJ/kW·h, co odpowiada sprawności elektrowni 38,5%).

Do określenia zasobów paliw rozszczepialnych przyjmuje się zwykle równoważniki energetyczne: 2 TJ/kg dla rezerw i 8 TJ/kg dla zasobów uranu. Wielkość tych zasobów można szacować się również za pomocą wskaźników ekonomicznych, to znaczy podawać ich wielkość w zależności od kosztu wydobycia według kryterium: zasoby o koszcie wydobycia do 80 USD/kg oraz do 130 USD/kg uranu. Z 1 tony rudy uranowej otrzymuje się około 1÷2 kg uranu naturalnego, w tym 99,3% izotopu  $U_{238}$  i 0,7% izotopu  $U_{235}$ . Z 1 tony uranu naturalnego uzyskuje się około 70 GW·h energii elektrycznej, co odpowiada zużyciu ok. 22 000 t p.u. potrzebnego w klasycznej elektrowni cieplnej (1 tona uranu odpowiada energii około 650 TJ w paliwie konwencjonalnym).

### 2.3. Światowe zasoby i rezerwy energetyczne, ich stan obecny oraz perspektywy wykorzystania

Konieczność właściwej oceny wielkości i sposobu wykorzystania potencjału energetycznego w skali ogólnoswiatowej datuje się od 1972 roku [4]. Punktem wyjścia był opublikowany w Klubie Rzymskim raport pt. „*Granice wzrostu*”. Wnioski zawarte w tym raporcie zwracały uwagę na konsekwencje zjawisk i procesów energetycznych zachodzących we współczesnym świecie i ich wpływ na dalszy rozwój cywilizacji. Podjęto pierwszą próbę udzielenia odpowiedzi w zakresie zależności między rozwojem demograficznym ludzkości i wzrostem zapotrzebowania na energię. Rozpoczęte prace były kontynuowane w ramach Światowych Kongresów Energetycznych. Oceny perspektywicznego zużycia energii w skali globalnej różniły się niekiedy 4÷5-krotnie

Prognozowanie perspektywicznego zużycia energii sprawia to zawsze wiele trudności. Na XII Światowej Konferencji Energetycznej (1983 r.) w Delhi określono, że w latach 1978÷2000 wzrost poziomu rozwoju gospodarczego wymagać będzie przyrostu zużycia energii o 0,7%. Już na XIII Kongresie w Cannes dokonano rozszerzenia prognoz do 2040 i 2060 roku zakładając trzy warianty zużycia energii: wysoki, średni i zerowy. Powstające raporty wskazywały, że nastąpi zmiana udziału nośników energii pierwotnej; w 1900 roku światowa produkcja energii oparta była w około 90% na konsumpcji węgla, przy udziale ropy naftowej na poziomie ok. 5%; w 1950 r. – udział węgla wynosił 65%, a ropy naftowej 25%, przy czym w 1970 r udział ropy naftowej wzrósł do poziomu 40%. W 1976 r zużycie ropy naftowej osiągnęło maksimum udziału – 46% w światowym zużyciu energii pierwotnej, 32% - udział węgla

i 20% - gazu ziemnego. Kształtowanie struktury udziału poszczególnych nośników energii pierwotnej jest jednym z podstawowych problemów współczesnej energetyki.

Drugim istotnym problemem jest właściwa ocena ilościowa istniejących zasobów i rezerw energii. Na Światowej Konferencji Energetycznej w Moskwie (1968 r.) przedstawiono, że wielkość zasobów pewnych i prawdopodobnych paliw konwencjonalnych mieści się w przedziale 10000÷25000 mld t p.u., zaś rezerwy wynoszą około 3400 mld t p.u., w tym rezerwy węgla kamiennego (do 1500 m) – ok. 500 mld t p.u., węgla brunatnego (do 600 m) – 143,7 mld t p.u. (zasoby pewne), ropa naftowa ok. 89 mld t p.u. i gaz ziemny ok. 280 mld t p.u. (zasoby prawdopodobne). Określenie wielkości zasobów zależy od bardzo wielu parametrów, wśród których można wymienić: zastosowane metody rozpoznania zasobów (zależne od stanu techniki badawczej), jednoznaczność sposobu obliczeń, zmiany warunków rozpoznania złóż paliw (np. dla węgla kamiennego głębokość rozpoznania wynosi: do 1000 m, 1200 m, 1500 m itd.). Przykładem mogą być zmiany w rozpoznaniu zasobów pewnych ropy naftowej: w 1922 r – 3,5 mld ton, 1955 r – 15,3 mld ton, 1968 r – 53 mld ton, 1980 r – 89 mld ton itd.

### 2.3.1. Światowe zasoby energii

Dane liczbowe zawarte w przeglądzie światowych zasobów energetycznych zależą od daty ukazania się raportu o stanie energetyki światowej publikowanego, przez Światową Radę Energetyczną *WEC (World Energy Council)* z okazji kolejnych kongresów energetycznych. Na przykład autorzy prac [31] i [54] opierają się na materiałach *WEC* z 1998 roku zawierających podsumowanie XVII Kongresu Światowej Rady Energetycznej w Londynie.

Wśród aktualnych ocen światowych zasobów energetycznych należy uwzględnić dane zawarte w raporcie organizacji narodów zjednoczonych z września 2000 roku pt. "Światowa ocena energetyczna – energia i wyzwania szans rozwojowych" (ang.: *World Energy Assessment – Energy and Challenge of Sustainability*) [124]. Z raportu ONZ wynika, że pozyskiwanie energii pierwotnej bazuje obecnie głównie na paliwach kopalnych (węgiel kamienny, ropa naftowa i gaz ziemny), których całkowity udział w światowej podaży energii pierwotnej sięga 80%, udział energii jądrowej jest mniejszy niż 6%, a nowoczesnych nośników odnawialnych, w tym energii geotermalnej, wiatrowej i słonecznej wynosi po 2% każdej z nich.

## 2.3.1.1. Światowe zasoby energii pierwotnej ze źródeł nieodnawialnych

Tablica 2.1

Zestawienie światowych zasobów energii pierwotnej [31]

Nośnik energii pierwotnej	Zasoby pewne do wykorzystania (rezerwy)			Prawdopodobne zasoby całkowite		
	Jednostki naturalne	[EJ]	[%]	Jednostki naturalne	[EJ]	[%]
Węgiel kamienny	$800 \cdot 10^9$ ton	$22,4 \cdot 10^3$	50,6	$8000 \cdot 10^9$ ton	$224 \cdot 10^3$	63,1
Węgiel brunatny	$200 \cdot 10^9$ ton	$1,6 \cdot 10^3$	3,6	$2000 \cdot 10^9$ ton	$16 \cdot 10^3$	4,5
Ropa naftowa	$150 \cdot 10^9$ ton	$6,3 \cdot 10^3$	14,2	$350 \cdot 10^9$ ton	$15 \cdot 10^3$	4,2
Gaz ziemny	$150 \cdot 10^{12}$ m <sup>3</sup>	$5,4 \cdot 10^3$	12,2	$300 \cdot 10^{12}$ m <sup>3</sup>	$11 \cdot 10^3$	3,1
Hydroenergia	$6 \cdot 10^3$ W·h/a	$1,8 \cdot 10^3$	4,1	$14 \cdot 10^3$ TW·h/a	$4 \cdot 10^3$	1,1
Uran (do 130 USD/kg)	$3,4 \cdot 10^6$ ton	$3,4 \cdot 10^3$	15,3	$10,6 \cdot 10^6$ ton	$85 \cdot 10^3$	24,0
RAZEM	-	$44,3 \cdot 10^3$	100%	-	$355 \cdot 10^3$	100%

Według opracowania WEC światowe zasoby energii pierwotnej rozpoznane obecnie wynoszą: zasoby pewne (rezerwy) – ok.  $44,3 \cdot 10^3$  EJ, zaś prawdopodobne zasoby całkowite – ok.  $355 \cdot 10^3$  EJ. Udział paliw kopalnych (organicznych) jest na poziomie 80%, a udział węgla kamiennego w zasobach prawdopodobnych wynosi około 63%. W tablicy 2.1 przedstawiono przegląd światowych rezerw i zasobów energii pierwotnej wykonany w 1998 roku.

Dla porównania przedstawiono w tablicy 2.2 ocenę zasobów światowych energii pierwotnej według stanu na 1.01.1990 r [62], zaś w tablicy 2.3 strukturę rozkładu tych zasobów w różnych rejonach świata.

*Węgiel kamienny*

Zasoby pewne do wykorzystania wynoszą około 800 mld t ( $22,4 \cdot 10^3$  EJ) a prawdopodobne około 8000 mld t ( $224 \cdot 10^3$  EJ). Największe zasoby znajdują się w USA, Rosji i krajach byłego ZSRR oraz w Chinach.

Tablica 2.2

Zasoby nośników energii pierwotnej wg stanu na 1.01.1990 [122]

Wyszczególnienie	Ropa naftowa	Gaz ziemny	Węgiel	Uran
	10 <sup>9</sup> t o.e.			
Wydobycie surowców od początku eksploatacji złóż	86	41	84	17
Wydobycie/rok, (P)	2,94	2,02	2,18	0,5
Zasoby udokumentowane, (R <sub>1</sub> )	144	115	572	30
Zasoby nieudostępniione	67	113	772	84
Zasoby całkowite, (R <sub>2</sub> )	211	228	1 344	115
Zasoby perspektywiczne	297	268	2 000	133
Stosunek R <sub>1</sub> /P, [lata]	49	57	262	60
Stosunek R <sub>2</sub> /P, [lata]	72	113	617	230



Tablica 2.3

Rozkład zasobów nośników energii pierwotnej wg regionów świata [122]

Region	Ropa naftowa					Gaz ziemny				
	Zasoby udokumentowane		Wydobycie		Z/W	Zasoby udokumentowane		Wydobycie		Z/W
	EJ	%	EJ	%	Lata	EJ	%	EJ	%	Lata
Afryka	350,3	6,2	13,9	10,3	25,2	346,6	6,8	2,8	3,5	130
Europa środkowa i Wschodnia	341,8	5,9	15,8	11,7	21,6	2153,7	40,2	26,5	33,5	81
Bliski Wschód	3772,7	65,4	40,4	29,8	93,4	1716,9	32	4,8	6,1	355
Ameryka Północna	506,4	8,7	27,5	20,3	19,2	334,3	6,3	26,7	33,7	13
Ameryka Południowa	472,6	7,8	11,3	8,3	41,9	205,1	3,8	2,7	3,4	77
Europa Zachodnia	92,8	1,6	12,1	9	7,6	205,1	3,8	8	10,1	26
Zachodni Pacyfik i Azja	257,4	4,4	14,4	10,6	17,9	376,0	7,1	7,6	9,7	50
Cały świat	5794,1	100	135,4	100	42,8	5355,7	100	79,1	100	68

### *Węgiel brunatny*

Charakteryzuje się znacznie niższą wartością opałową niż węgiel kamienny (średnio 3,5-krotnie mniejszą). Zasoby pewne wynoszą około  $200 \cdot 10^9$  ton, a prawdopodobne około  $2000 \cdot 10^9$  ton, przy czym największe zasoby znajdują się w Europie środkowej i krajach b. ZSRR.

### *Ropa naftowa*

Największe zasoby ropy naftowej, stanowiące około 65% zasobów światowych, znajdują się na Bliskim Wschodzie. Szacuje się, że przy obecnym poziomie wydobycia wystarczą one na około 40 lat. Jeszcze kilka lat temu prognozowano wyczerpanie zasobów ropy naftowej w czasie 60 lat.

### *Gaz ziemny*

W tablicy 2.4 podano ocenę światowych zasobów gazu ziemnego według szacunków w 1997 roku. Największe zasoby gazu ziemnego znajdują się w Rosji i byłych krajach ZSRR (wobec dużego wydobycia wystarczą na około 80 lat) oraz na Bliskim Wschodzie (prognozuje się wyczerpanie złóż w dłuższym czasie). Porównywalny okres do wyczerpania ze złożami rosyjskimi mają złoża norweskie, chociaż ich wielkość jest mniejsza. Według [122] udokumentowane zasoby gazu ziemnego na świecie są szacowane na około  $150000 \cdot 10^9 \text{ um}^3$ , zaś zasoby prognostyczne zawierają się w zakresie  $(400000 \div 500000) \cdot 10^9 \text{ um}^3$ . W wariancie optymistycznym zasoby gazu ziemnego wystarczą na około 80 lat, w pesymistycznym na 63 lata, wobec 40 lat dla ropy naftowej.

Światowe zasoby gazu ziemnego w 1997 r. wg [62]

Kraj	Zasoby udokumentowane [t o.e]	Udział [%]
Rosja i kraje b. ZSRR	1 977,0	39,70
Iran	741,6	14,89
Katar	250,0	5,02
Abu Dhabi	188,4	3,78
Arabia Saudyjska	185,4	3,72
USA	162,4	3,26
Wenezuela	130,4	2,62
Algieria	128,0	2,57
Nigeria	120,0	2,41
Irak	109,5	2,20
Kanada	79,2	1,59
Norwegia	70,9	1,42
Meksyk	69,7	1,40
Malezja	68,0	1,37
Holandia	66,2	1,33
Indonezja	64,4	1,29
Chiny	59,0	1,18
Kuwejt	52,4	1,05
Libia	45,8	0,92
Pakistan	27,5	0,55
Bangladesz	25,2	0,51
Indie	25,0	0,50
Oman	22,2	0,45
Wielka Brytania	22,2	0,45
Australia	19,6	0,39
Egipt	19,3	0,39
Argentyna	18,2	0,37
RAZEM	4 747,7	95,33
Inne	232,6	4,67
Ogółem świat	4 980,3	100,00

### 2.3.1.2. Światowe zasoby energii ze źródeł odnawialnych

Oszacowanie wielkości zasobów energii w skali światowej ze źródeł odnawialnych jest znacznie bardziej kłopotliwym problemem, niż energii pierwotnej ze źródeł konwencjonalnych. Największy udział wśród zasobów energii odnawialnej ma energia promieniowania słonecznego. Do zewnętrznej granicy atmosfery dopływa strumień energii o mocy około 178 PW, przy czym gęstość strumienia energii wynosi około  $1,395 \text{ kW/m}^2$  (tzw. stała słoneczna). Rzeczywisty strumień energii decydujący o życiu na Ziemi wynosi ok. 39,7 PW [29]. Ocenia się, że do powierzchni Ziemi dociera jedna półmiliardowa część energii słonecznej

(ok. 178 000 TW·a – 1 terawatorok = 31,54 PJ). 30% energii dopływającej do granicy atmosfery ziemskiej ulega rozproszeniu wskutek promieniowania, 47% pochłania atmosfera (około 83 000 TW· a), 23% skierowane zostaje na podtrzymanie procesu odparowania, konwekcję, opady itp. Około 0,23% energii słonecznej dopływającej do powierzchni Ziemi jest wykorzystane w procesie fotosyntezy roślin i dzięki temu powstały, między innymi, zasoby paliw kopalnych. Interesujące jest porównanie mocy strumienia energii słonecznej dopływającej do powierzchni Ziemi z mocą wszystkich urządzeń zainstalowanych przez człowieka; moc energii słonecznej jest większa od kilkunastu tysięcy do ok. 20 000÷30 000 razy [4], a gdy by się udało wykorzystać ok. 2% energii słonecznej pochłanianej przez atmosferę i przetworzyć ją ze sprawnością tylko 10% w kolektorach słonecznych, to ta ilość wystarczyłaby na obecne i perspektywiczne zaspokojenie potrzeb energetycznych w skali globalnej. Problem energetyczny nie tkwi zatem w braku energii, lecz w jej zsynchronizowanym dostarczaniu do zastosowania w określonej ilości, w określonym miejscu i czasie.

Zasoby pozostałych dwóch źródeł energii odwracalnej wydają się być nader skromne wobec zasobów energii słonecznej i wynoszą: energia geotermalna – ok. 35 TW·a oraz energia oddziaływań grawitacyjnych – ok. 3 TW·a. Autorzy pracy [35] przedstawili zestawienie zasobów energii odnawialnej oraz potencjalne techniczne możliwości jej wykorzystania w tablicy 2.5.

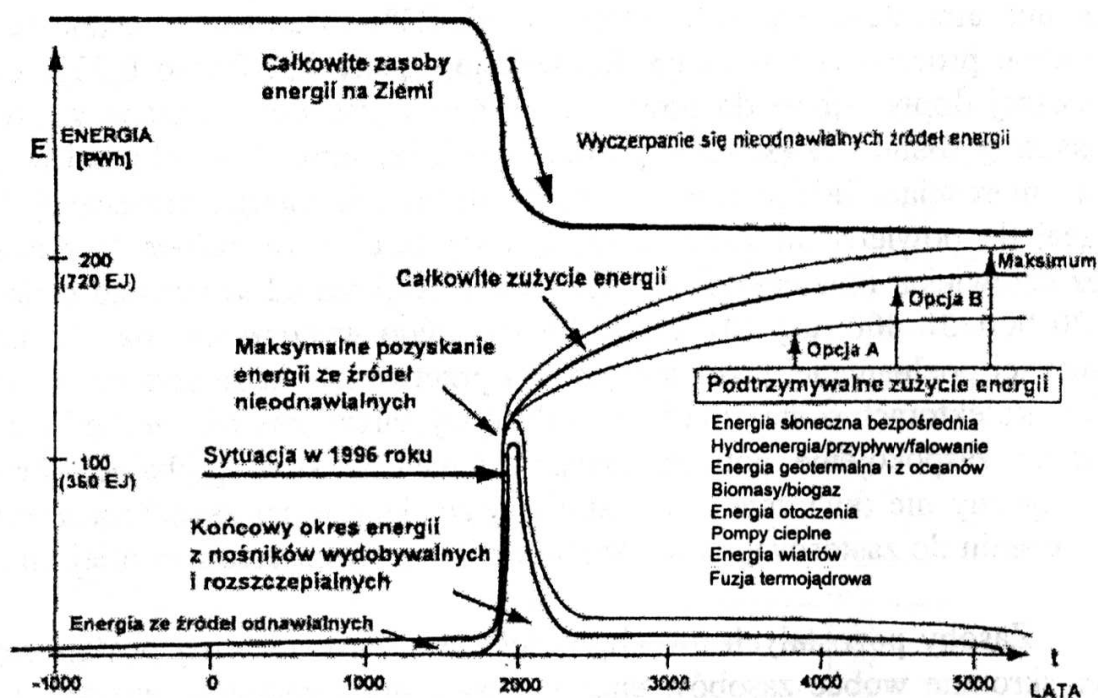
Tablica 2.5.

Światowe zasoby energii odnawialnej i potencjalne możliwości jej wykorzystania [35]

Rodzaj energii odnawialnej	Światowe zasoby [EJ/a]	Potencjał technicznie możliwy do wykorzystania [EJ/a]
Promieniowanie słoneczne	788 000 <sup>*)</sup>	600 <sup>**)</sup>
Energia wiatru	11 000	31
Biomasa	3 100	63
Energia rzek	155	70
Energia geotermiczna	1 100	19
Pozostałe rodzaje energii: energia termiczna mórz i oceanów, energia fal morskich, energia pływów itp.	630	15
Razem	-	800

<sup>\*)</sup> promieniowanie padające na powierzchnię kontynentów; <sup>\*\*)</sup> sposób wykorzystania: 40% - w postaci ciepła, 20% - przetworzenie w postaci energii elektrycznej, 40% - H<sub>2</sub>

### 2.3.2. Światowe zużycie energii



Rys. 2.3. Graficzna interpretacja światowego zapotrzebowania na energię [122]

Na przestrzeni dziejów rozwojowi cywilizacji towarzyszył wzrost zapotrzebowania na energię. Jednym ze wskaźników takiego trendu jest na przykład roczne zużycie energii przypadające na jednego mieszkańca [M·a]. W 1850 roku wielkość ta wynosiła ok. 12 GJ/(M·a), w 1900 r – ok. 23 GJ/ (M·a), 1950 r – 40 GJ/ (M·a) z tendencją wzrostową w latach następnych [31]. Obliczono na początku XXI wieku, że zagwarantowanie człowiekowi swobodnych warunków życia, bez lęku przed głodem i dostępnym używaniem zdobyczy cywilizacji i technologii wymaga dostarczenia energii w ilości około 400 MJ/(M·dobę). Na rysunku 2.3 przedstawiono prawdopodobny schemat zapotrzebowania na energię w perspektywie do 3000 roku, w porównaniu z wyczerpywaniem się zasobów energetycznych (opracowany przez *International Standard Organization* ISO oraz *International Elektrotechnic Commision* –IEC w 1997 roku).

Według wariantu umiarkowanego wzrostu zapotrzebowania na energię, jej zużycie w 2100 roku wyniesie około 1100 EJ, zaś w wariantcie optymistycznym ok. 910 EJ. W 2010 roku zużycie gazu wyniesie ok. 21÷22% sumy nośników energii pierwotnej, przy czym do roku 2050 wzrośnie zużycie gazu, przy tendencji spadkowej udziału węgla (w 2050 r udział węgla wyniesie ok. 22÷24%). Interesujące dane o zużyciu różnych rodzajów energii pierwotnej w 1995 roku podano w tabelicy 2.6.

Tablica 2.6.

Zużycie różnych rodzajów energii pierwotnej w 1995 roku [122]

Nośnik energii Pierwotnej	Zużycie energii [t o.e.]	Udział w stosunku do zużycia energii w świecie, [%]	Udział w stosunku do zużycia surowców energetycznych kopal- nych, [%]
Ropa naftowa	3 226,9	37,74	44,07
Gaz ziemny	1 883,6	22,03	25,73
Węgiel	2 210,7	25,86	30,20
Suma surowców ko- palnych	7 321,2	85,63	100,00
Energia jądrowa	596,4	6,98	-
Hydroenergia	218,5	2,56	-
Inne niekopalne surowce	414,0	4,83	-
Razem cały świat	8 550,1	100,00	-

Biorąc pod uwagę stan zużycia energii w skali świata w różnych sektorach można podzielić surowce energetyczne na: *spalane* (elektryczność/ciepło, przemysł, sektor komunalno-bytowy) oraz *przetwarzane* (transport, przemysł chemiczny). Prognozuje się wzrost zużycia paliw w tempie około 1%/rok i rosnące zapotrzebowanie na energię elektryczną, co spowoduje wzrost zużycia surowców energetycznych spalanych w tempie 1,8%/rok.

## 2.4. Krajowe zasoby i rezerwy energetyczne, ich stan obecny oraz perspektywy wykorzystania

W analizie stanu obecnego i rozwoju krajowego systemu energetycznego trzeba uwzględniać uwarunkowania obiektywne i te, które wynikają z prowadzonej polityki energetycznej, a w szczególności to, że: udział ludności Polski w populacji ludzkiej zamieszkałej na Ziemi wynosi około 0,7%, zaś udział powierzchni Polski stanowi ok. 0,2% w skali świata [31]; do 1989 roku krajowy system energetyczny funkcjonował w sprzężeniu z systemem krajów socjalistycznych; w latach 1990÷2003 zrealizowano w Polsce pierwszy etap transformacji i restrukturyzacji gospodarki, w tym systemu energetycznego; w ramach Unii Europejskiej jest i będzie w następnych latach uwzględniany program przekształceń europejskiego sektora energetycznego.

W świetle postanowień Komisji Europejskiej w Cardiff w 1998 roku powinny być w krajach członkowskich UE wdrażane założenia zrównoważonej polityki energetycznej. Pod pojęciem *zrównoważonej polityki energetycznej* należy rozumieć polepszenie dobrobytu społeczeństwa w aspekcie długotrwałym przez dążenie do utrzymania równowagi między bezpieczeństwem energe-

tycznym, zaspokojeniem potrzeb społecznych, konkurencyjnością gospodarki i ochroną środowiska .

#### 2.4.1. Krajowe zasoby energii pierwotnej ze źródeł nieodnawialnych i ich wykorzystanie

Polskie zasoby energii pierwotnej pewne do wykorzystania są szacowane na poziomie 850 EJ (co stanowi ok. 2% zasobów pewnych światowych), natomiast prawdopodobne zasoby całkowite wynoszą około 4700 EJ (1,3% udział w skali światowej) [31]. Tablica 2.7 podaje charakterystykę kopalnych surowców energetycznych według szacunków w 2000 r., a w tablicy 2.8 przedstawiono strukturę energii pierwotnej Polski w latach 1960÷2000. Z podanych w tablicach 2.7 i 2.8 zestawień wynika jednoznacznie, że bilans energii pierwotnej w Polsce oparty jest przede wszystkim na monokulturze węglowej. Porównanie z innymi krajami europejskimi prezentuje tablica 2.9.

Warunkiem racjonalizacji polityki energetycznej w zakresie monokultury węglowej jest znaczne ograniczenie do roku 2015 zużycia węgla kamiennego. Zasoby energii pierwotnej w źródłach nieodnawialnych zawierają oprócz węgla kamiennego znaczące zasoby węgla brunatnego oraz nikłe zasoby ropy naftowej i gazu ziemnego. Pod względem zasobów paliw kopalnych zalicza się Polskę do grupy krajów o średniej zasobności w Europie.

Tablica 2.7

Zasoby kopalnych surowców energetycznych według szacunków na 1.011.2000 r. [110]

Surowce	Zasoby					
	Przemysłowe (ekonomiczne)			Bilansowe (rezerwowe)		
	w jednostkach rzeczywistych	[t o.e.]		w jednostkach rzeczywistych	[t o.e.]	
Mln		5	mln		%	
Węgiel kamienny [mln t]	8 354	5 430	92,9	4 6846	30 449	90,9
Węgiel brunatny [mln t]	1 877	338	5,8	14 050	2 908	8,7
Ropa naftowa [tys. t]	10 931	10,9	0,2	14 038	14	0÷0,04
Gaz ziemny [mln m <sup>3</sup> ]	77 137	63,2	1,1	148 990	122,1	0,4
Ogółem	-	5 842,1	100%	-	33 493,1	100%

Tablica 2.8

## Struktura energii pierwotnej w Polsce w latach 1960÷2000 [110]

Nośniki energii	Struktura energii pierwotnej w Polsce w latach 1960÷2000, [%]				
	1960	1970	1980	1990	2000
Węgiel	94,2	83,2	78,5	76,7	67,1
Ropa naftowa	4,2	10,2	14,6	15,2	21,9
Gaz ziemny	1,2	5,9	6,7	7,9	10,8
Energia wodna	0,1	0,2	0,2	0,2	0,2
Łącznie	100,0 %	100,00 %	100,00 %	100,00 %	100,00 %

Tablica 2.9

## Struktura energii pierwotnej w Polsce i innych krajach Europy w 1997 roku [109]

Kraj	Węgiel	Ropa	Gaz	Energia jądrowa	Hydroenergia
Polska	72,7	17,3	9,7	-	0,3
Czechy	55,4	17,8	17,8	8,5	0,5
Węgry	15,6	29,9	39,8	14,7	-
Francja	5,4	37,6	12,8	41,8	2,4
Hiszpania	16,2	57,3	10,2	13,1	3,2
Niemcy	25,5	40,2	20,9	12,9	0,5
Szwecja	4,8	38,3	1,6	41,7	13,6
Wielka Brytania	17,9	36,2	34,3	11,4	0,2
Włochy	7,0	59,8	30,7	-	2,5
Rosja	19,5	22,0	51,4	4,8	2,3
Ukraina	26,2	12,6	46,0	14,6	0,6

*Zasoby węgla kamiennego*

Aktualnie węgiel jest eksploatowany w dwóch zagłębiach tzn. Górnośląskim i Lubelskim.

*Zagłębie Górnośląskie:*

Zasoby bilansowe: 38458 mln ton, zasoby udokumentowane przemysłowe: 8002 mln ton; na przeważającym obszarze występuje węgiel energetyczny, a w części południowej i zachodniej węgiel koksujący; obecnie węgiel wydobywa się w 41 kopalniach, zaś 23 kopalnie są w różnej fazie likwidacji.

*Zagłębie Lubelskie:*

Udokumentowane zasoby bilansowe – 8295 mln ton, czynna jest jedna kopalnia „Bogdanka”- jej udokumentowane zasoby przemysłowe wynoszą 348 mln ton. Zasoby bilansowe w dwóch Zagłębiach wynoszą łącznie 46846 mln ton, z tego 2/3 – węgle energetyczne, nieco poniżej 1/3 stanowią zasoby węgla koksującego, a około 0,8% - inne typy węgla.

### *Zasoby węgla brunatnego*

Występuje w kilku zagłębiach: w Zagłębiu Turoszowskim, Konińskim i Bełchatowskim, duże złoża odkryto w rejonach: Legnicy, Trzcianki, Złoczewa oraz w tzw. rowie poznańskim. Łączne zasoby geologiczne w złożach wynoszą 14050 mln ton, z czego w obecnej eksploatacji 2145 mln ton, w tym 1877 mln ton to zasoby przemysłowe. W przyszłości będzie można udokumentować nowe złoża węgla brunatnego o zasobach około 15÷20 mld ton.

Autor opracowania [110] ocenia, że zasoby węgla kamiennego i brunatnego

w Polsce zabezpieczą potrzeby energetyczne kraju na 70÷100 lat.

### *Zasoby ropy naftowej*

Złoża ropy naftowej występują w Karpatach, w Zapadlisku Przedkarpackim, na Monoklinie Przedśudeckiej, w Polsce Zachodniej, na Pomorzu i na Bałtyku. Zasoby przemysłowe ropy naftowej wynoszą w Polsce około 10,9 mln ton, zaś zasoby bilansowe ok. 14 mln ton. Zasoby powyżej 1 mln ton znajdują się tylko w trzech złożach. Odkryte w powiecie gorzowskim nowe złoża są oceniane na około 10 mln ton. Obecne wydobycie ropy naftowej pokrywa zapotrzebowanie kraju w około 3%.

### *Zasoby gazu ziemnego*

Złoża gazu ziemnego występują: w Karpatach, Zapadlisku Przedkarpackim, na Monoklinie Przedśudeckiej oraz w Polsce Zachodniej i Północno-Zachodniej i na Bałtyku. Łączne zasoby bilansowe gazu ziemnego wynoszą 148 mld m<sup>3</sup>, a zasoby przemysłowe 77 mld m<sup>3</sup>. Obecnie znajduje się w Polsce 14 złóż o zasobach przemysłowych przekraczających 1 mld m<sup>3</sup>. Największym złożem jest złożo Przemyśl-Jaksmanice (zasoby przemysłowe ok. 13 mld m<sup>3</sup>). Według ostatnich ocen przewiduje się, że perspektywiczne złoża geologiczne gazu ziemnego wynoszą około 600 mld m<sup>3</sup>.

Analizując zużycie energii w Polsce należy zwrócić uwagę na to, że istotnym uwarunkowaniem polskiej polityki energetycznej jest duża *energochłonność produktu krajowego brutto (PKB)*. Poziom energochłonności zależy zarówno od energochłonności całego kompleksu paliwowo-energetycznego, ale również od energochłonności urządzeń wykorzystujących energię. Znaczne są w Polsce straty przesyłowe energii elektrycznej. Niskie jest natomiast zużycie energii w rolnictwie, transporcie i gospodarstwach domowych. Na wzrost energochłonności wpływa także funkcjonowanie zcentralizowanych układów grzewczych, w których ciepłownie i elektrociepłownie pracują z wykorzystaniem węgla; w krajach Unii Europejskiej przeważa *system skojarzony typu roz-*



proszonego oparty na paliwach węglowodorowych. W tablicy 2.10 przedstawiono porównanie energochłonności polskiej energetyki z innymi krajami.

Tablica 2.10

Produkt krajowy brutto, zużycie energii pierwotnej i energochłonność PKB w Polsce i w innych krajach w 1997 roku [109]

Kraj	PKB ogółem [mln USD]	PKB na mieszkańca [USD]	Zużycie ener- gii ogółem [mln t o.e.]	Zużycie energii na mieszkańca [t o.e.]	Energo- chłonność [toe/1000 USD PKB]
Czechy	98 601	9 573	38,3	3,7	0,388
Polska	257 524	6 663	98,4	2,5	0,382
Węgry	67 426	6 643	24,4	2,4	0,361
Kanada	681 040	22 484	227,3	7,5	0,333
USA	7 817 322	29 180	2 144,1	8,0	0,274
Australia	391 057	21 104	102,5	5,5	0,262
Japonia	2 985 080	23 759	506,3	4,0	0,169
Francja	1 240 715	21 169	244,3	4,2	0,196
Hiszpania	626 800	15 941	108,2	2,7	0,172
Niemcy	1 843 456	22 462	340,0	4,1	0,184
Szwecja	180 044	20 344	43,5	4,9	0,241
Wielka Brytania	1 172 380	20 144	224,9	3,8	0,191
Włochy	1 155 749	20 093	158,2	2,7	0,136

Jednym z warunków zmniejszenia energochłonności jest ograniczenie zużycia energii pozyskiwanej ze spalania węgla, zwiększenie udziału paliw węglowodorowych (z importu, przy zachowaniu bezpieczeństwa energetycznego) oraz zwiększenie udziału energii odnawialnej i odpadowej [109].

#### 2.4.2. Krajowe zasoby energii ze źródeł odnawialnych i ich wykorzystanie

Według oceny przedstawionej w pracach [109] i [110] występują w Polsce znaczne zasoby energii ze źródeł odnawialnych. Aktualnie działa w Polsce około 900 instalacji pozyskujących energię ze źródeł odnawialnych o łącznej mocy (wliczając energię odpadową) około 3,5 tys. MW. Udział energii z tych źródeł w bilansie energii pierwotnej jest mały i wynosi ok. 4,5%. Opracowana przez Radę Ministrów 5.09.2000 r. tzw. *Strategia Rozwoju Energetyki Odnawialnej* zakłada osiągnięcie w 2010 roku poziomu 7,5% udziału energii odnawialnej w całkowitym bilansie energii pierwotnej i wzrost tego udziału do 14% w roku 2020. Osiągnięcie podanych udziałów wydaje się być w ocenie niektórych autorów założeniem zbyt optymistycznym [81, 112].

Tablica 2.11

Potencjalne zasoby energii odnawialnej w Polsce w skali roku przy obecnych technologiach ich pozyskania [109]

Energia	[PJ]	[tys. t.o.e.]
Wodna (małe elektrownie wodne)	3,2 ÷ 4	76 ÷ 96
Wiatrowa	25,2 ÷ 36	620 ÷ 860
Słoneczna	45 ÷ 65	1075 ÷ 1553
Geotermalna	3013,2 ÷ 5022	71985 ÷ 119976
Paliwa organiczne	187 ÷ 228	4467 ÷ 5447
w tym:		
- drewno	120 ÷ 140	2867 ÷ 3345
- biogaz	15 ÷ 20	358 ÷ 478
- inne	52 ÷ 68	1242 ÷ 1625
Łączne zasoby	3273,6 ÷ 5355	78206 ÷ 127931

Autorzy [105] podają, że potencjał możliwego w Polsce wykorzystania energii ze źródeł odnawialnych wynosi około 25 GW (w 1999 r.), z tego: 11,4 GW – energia słoneczna, biomasa – 3 GW, 1,4 GW – energia wody, biopaliwa – 0,5 GW i energia wiatrowa – 0,2 GW. Potencjał ten mógłby zaspokoić roczny poziom konsumpcji energii w Polsce (wynoszący około 4000 PJ) w około 20%. W ocenie zasobów trzeba brać pod uwagę: zasoby energii słonecznej, energii wiatrowej, zasoby energii geotermalnej, biomasy itp. Według [109] potencjalne zasoby energii odnawialnej w skali roku w Polsce kształtują się na poziomie podanym w tablicy 2.11.

Średnie w roku nasłonecznienie w Polsce wynosi około 1015 kW·h/m<sup>2</sup>, z czego w lecie (maj-sierpień) uzyskuje się 58,5%, a wiosną (marzec-kwiecień) i jesienią (wrzesień-październik) 32,3%. Aktualnie uzyskuje się w kolektorach słonecznych około 350 TW·h energii.

Wzrasta w Polsce zainteresowanie wykorzystaniem energii geotermalnej, przy czym pewną barierą jest stosunkowo niska temperatura wody wynosząca ok. 80÷90°C. Tablica 2.12 ilustruje zasoby geologiczne wód geotermalnych, zaś tablica 2.13 wielkość zasobów wód geotermalnych w Polsce w porównaniu z innymi zasobami nośników energii pierwotnej.

Tablica 2.12

Zasoby geologiczne bilansowe wód geotermalnych w Polsce [132]

Miejsce usytuowania zasobów	Zasoby geologiczne bilansowe wód geotermalnych, [km <sup>3</sup> ]
Okręgi: lubelski, świętokrzyski, podlaski, grudziądzko-warszawski, szczecińsko-lódzki, pomorski, przybałtycki	6 225
Baseny: mioceniński, kredowy, jurajski, triasowy, przykarpacki	340
Baseny zewnętrzno-karpackie	10

Tablica 2.13

Porównanie zasobów wód geotermalnych w Polsce  
w odniesieniu do zasobów węgla [132]

Rodzaj zasobu energetycznego	Zasoby			
	Udokumentowane		Wydobywalne	
	[PJ]	[%]	[PJ]	[%]
Węgiel kamienny	1 494 028	80,6	642 610	79,2
Węgiel brunatny	102 347	5,5	92 055	11,3
Wody geotermalne	257 045	13,9	77 054	9,5
Razem	1 853 420	100,0	811 719	100,0

Warunki wiatrowe w Polsce pozwalają teoretycznie uzyskać w ciągu roku z 1 m<sup>2</sup> powierzchni określonej skrzydłami wiatraka wartość energii: 140÷190 kW·h w strefie północnej, 100÷200 kW·h w strefie centralnej i do 650 kW·h w rejonach górskich [81].

**Krajowe zużycie energii ze źródeł odnawialnych**

Tablica 2.14

Elektrownie wodne i wiatrowe w Polsce – stan na koniec 2000 r [81]

Województwo	Elektrownie wodne				Elektrownie wiatrowe			
	Liczba obiektów	Moc zainstalowana	Moc osiągalna	Produkcja brutto	Liczba obiektów	Moc zainstalowana	Moc osiągalna	Produkcja brutto
	szt.	[MW]	[MW]	[MW·h]	szt.	[MW]	[MW]	[MW·h]
Ogółem	400	2 155,7	2 181,8	4112677	13	3,83	3,69	5325
Dolnośląskie	47	55,4	54,9	178544	1	0,16	0,019	118
Kujawsko-pomorskie	42	209,8	208,2	905181	1	0,16	0,16	105
Lubelskie	15	1,1	0,9	7831	-	-	-	-
Lubuskie	19	99,7	97,7	137888	-	-	-	-
Łódzkie	21	10,5	10,5	43399	-	-	-	-
Małopolskie	16	172,7	172,2	367305	2	0,26	0,26	223
Mazowieckie	12	20,6	20,6	89223	1	0,20	0,20	146
Opolskie	7	12,6	12,6	37281	-	-	-	-
Podkarpackie	8	144,9	144,8	165814	-	-	-	-
Podlaskie	9	0,7	0,7	2736	2	0,60	0,60	373
Pomorskie	51	708,7	743,5	1171185	4	1,60	1,60	2885
Śląskie	13	534,9	534,9	698173	-	-	-	-
Świętokrzyskie	18	0,9	0,9	3168	-	-	-	-
Warmińsko-mazurskie	64	13,0	10,9	36147	1	0,02	0,02	16
Wielkopolskie	18	9,4	8,0	32732	-	-	-	-
Zachodniopomorskie	40	160,8	160,3	240070	1	0,83	0,83	1459

Zestawienie aktualnej produkcji i zużycia energii ze źródeł odnawialnych jest utrudnione z uwagi na to, że sprawozdawczości podlegają tylko producenci komercyjni, natomiast zestawienie ilości energii produkowanej przez producentów indywidualnych nie zawsze jest możliwe. W tablicach 2.14 ÷ 2.15 przedstawiono wybrane przykładowe zestawienia wielkości produkcji i zużycia energii ze źródeł odnawialnych w Polsce.

Tablica 2.15

Produkcja ciepła ze źródeł geotermalnych w Polsce w 2000 r [81]

Lp.	Nazwa złoża	Zasoby geologiczne bilansowe [m <sup>3</sup> /h]	Pobór roczny [m <sup>3</sup> /rok]	Produkcja roczna [GJ]	Temperatura wody		
					w złożu [°C]	na wyjściu [°C]	na zatłaczaniu [°C]
1	Bańska (IG-1)	120	470 000	-	82	64	40
2	Bańska (PGP-1)	550	620 000	-	92	86	40
3	Chochółów (PIG-1)	190	Brak danych	-	90	nie eksploatowane	
4	Furmanowa (PIG-1)	90	Brak danych		88	nie eksploatowane	
5	Poronin (PAN-1)	90	Brak danych	-	86	nie eksploatowane	
6	Zakopane	130	440 000	7 874	88	82	40
7	Skierniewice	87	200 000	37 600	56	42	-
8	Uniejów	55	Brak danych	-	58	nie eksploatowane	
9	Pyrzyce	340	1 200 000	78 690	64	61	45

## 2.5. Perspektywy zastosowania nowych technologii energetycznych

Wyczerpywanie się konwencjonalnych zasobów energii (paliw kopalnych) w dającej się przewidzieć perspektywie czasu powoduje konieczność poszukiwania nowych rozwiązań energetycznych. Obejmują one źródła i nośniki energii oraz przyszłościowe technologie energetyczne.

Odnawialne źródła energii, podlegać będą wzmożonej ekspansji w kierunku zwiększenia ich udziału w bilansach energetycznych. Źródłami energii odnawialnej, których będzie dotyczyć ta ekspansja będą źródła energii: słonecznej, geotermicznej, wiatrowej, jądrowej i termojądrowej oraz energii uzyskiwanej z biomasy. Największe szanse do szybkiego rozwoju mają technologie oparte na zasobach energii słonecznej, możliwej do wykorzystania w odbiornikach dla celów grzewczych podczas konwersji bezpośredniej w ciepło lub w energię elektryczną. Sprawność przemian energetycznych w tego typu odbiornikach nie

przekracza zwykle zakresu 10÷20%. Prowadzone prace badawcze rokują znaczne zwiększenie opłacalności tego typu układów.

Już obecnie eksploatowane są szeroko zasoby energii geotermalnej, zwłaszcza dla celów ogrzewania i ciepłej wody użytkowej. W przyszłości odkryte zostaną, dzięki nowej technologii wiertniczej, nowe zasoby tej energii, które można będzie wykorzystać w układach skojarzonych z pompami ciepła i do produkcji energii elektrycznej [132].

Na podstawie obecnych doświadczeń w wykorzystaniu energii wiatrowej można stwierdzić, że współczesne konstrukcje siłowni wiatrowych pozwalają na uzyskiwanie mocy od kilkuset watów do 2 MW, a najczęściej sprzedawane siłownie mają moc 600 ÷ 750 kW [115]. Należy się spodziewać nowych konstrukcji siłowni wiatrowych o większej mocy, do napędu których będzie wykorzystany wiatr o niskiej prędkości. Już w najbliższych latach rozwiną się *elektrownie wiatrowe* o zmiennej prędkości obrotowej i mocy powyżej 100 kW; w tego typu konstrukcjach można wyeliminować przekładnię i bezpośrednio podłączyć generator do wirnika. Można mieć uzasadnioną nadzieję na szybszy, niż obecnie rozwój energetyki wiatrowej.

Wobec możliwości awarii połączonej z emisją substancji radioaktywnych, czego doświadczono w elektrowni nuklearnej w Czarnobylu, zmniejszyło się obecnie zainteresowanie energetyką jądrową. Ogromne zasoby energetyczne paliw rozczepialnych staną się w przyszłości obiektem dalszego rozwoju *proekologicznych systemów energetyki jądrowej*, także w Polsce. Do realizacji tego przedsięwzięcia konieczne będą skuteczne rozwiązania zabezpieczające oraz rozwiązanie problemu składowania odpadów radioaktywnych. Nie można wykluczyć zastosowania w energetyce kontrolowanych układów z reakcjami termojądrowymi.

Światowe trendy rozwoju energetyki wskazują na ogromne możliwości wykorzystania *biomasy*. Pod tym pojęciem rozumie się ogólnie wszelką substancję organiczną produkowaną z energii słonecznej, dwutlenku węgla (z atmosfery) i wody (pobieranej z gleby) [57]. Z uwagi na to, że biomasa zawiera prawie dwukrotnie więcej atomów wodoru oraz około dziesięć razy więcej atomów tlenu, niż węgiel kamienny, dlatego wartość kaloryczna biomasy jest prawie dwukrotnie niższa od węgla (jedna tona węgla kamiennego jest równoważna energetycznie 2 tonom suchej biomasy, niezależnie jaką ma ona postać). Szeroka perspektywa zastosowania biomasy może mieć miejsce w agropłowniach, agrorafineriach i agroelektrowniach.

- Wśród przyszłościowych nośników energii wymienia się *wodór* i *metanol*. Obecnie wskazuje się na możliwy rozwój metod pozyskiwania wodoru (np. metoda rozkładu elektrolitycznego, termomechaniczna oraz zgazowania węgla), przesyłania (w tym transportem morskim), magazynowania i użyt-

kowania wodoru [77, 83]. Nastąpi znaczący wzrost zainteresowania technologiami wodorowymi stosowanymi w bardzo wielu dziedzinach. W przypadku *metanolu* istnieją duże możliwości rozwoju metod pozyskiwania i użytkowania. Obecnie produktem wyjściowym do produkcji metanolu jest gaz syntezowy ( $H_2+CO$ ) wytwarzany z gazu ziemnego lub w wyniku zgazowania węgla [61].

- Trendy rozwojowe nowych technologii energetycznych uwzględniają dalsze racjonalne wykorzystywanie konwencjonalnych źródeł i nośników energii, w tym węgla kamiennego. Proponuje się stosowanie na znacznie szerszą skalę dotychczasowych i rozwijanie nowych, tak zwanych „czystych” *metod węglowych*. Terminem tym określa się przede wszystkim racjonalne przetwórstwo węgla i stosowanie proekologicznych metod spalania węgla i innych paliw konwencjonalnych. W zakresie przetwórstwa węgla należy wymienić: zgazowanie (wytwarzanie gazu węglowego, gazu syntezowego i opałowego), upłynnianie węgla (uwodornienie) i pirolizę (proces degradacji cząstek węgla pod wpływem odpowiednio wysokiej temperatury) [17, 120]. Rozwiną się w szerokiej perspektywie, znane już obecnie, gazowo-parowe zintegrowane układy ze zgazowaniem węgla. Istotnym jest także dalszy sukcesywny rozwój kotłów ze spalaniem fluidyzacyjnym; kotły z paleniskami fluidyzacyjnymi są już obecnie szeroko stosowane.

W rozdziale przedstawiono tylko niektóre trendy rozwojowe technologii energetycznych, szczególnie eksponowane w literaturze fachowej, które mają szanse na aktywny rozwój w przyszłości.

### 3. METODY ANALIZY PROCESÓW ENERGETYCZNYCH

Skuteczność konwersji energii oceniana się na podstawie wyników analizy termodynamicznej i ekonomicznej. Analiza termodynamiczna obejmuje ocenę energetyczną i egzgetyczną procesu. Zasady praktycznego zastosowania analizy termodynamicznej na różnych poziomach wykorzystania energii stanowią istotę racjonalnej gospodarki energetycznej i treść niniejszego rozdziału.

#### 3.1. Analiza energetyczna

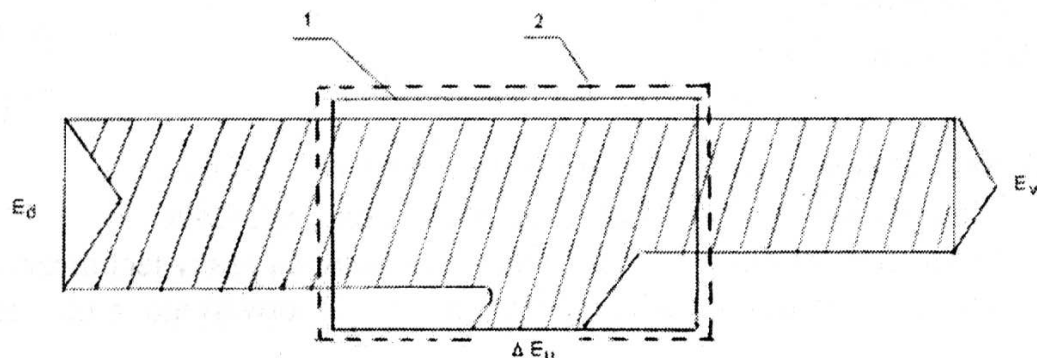
##### 3.1.1. Podstawy termodynamiczne

Przedmiotem rozważań będą w tym rozdziale procesy energetyczne, w których zastosowany jest sposób przekazywania energii za pomocą ciepła. Uznanie ciepła jako sposobu transportu, a nie postaci energii pozwoliło na sformułowanie *pierwszej zasady termodynamiki*. Dla dowolnego układu termodynamicznego wyodrębnionego osłonami bilansowymi można zapisać równanie bilansu energii w postaci uogólnionej zaproponowanej przez S. Ochęduszkę [51], a wyrażonej zależnością (1.1):

$$\Delta E_u = E_d - E_w, \quad (3.1)$$

gdzie  $\Delta E_u$  jest przyrostem energii układu, natomiast symbole  $E_d$  i  $E_w$  oznaczają sumę energii doprowadzonej i wyprowadzonej z układu. Bilans energii wyrażony równaniem (3.1) można graficznie zinterpretować za pomocą wykresu *Sankeya* (rys. 3.1).

Duże praktyczne zastosowanie mają inne formy zapisu równania pierwszej zasady termodynamiki wynikające z (3.1). Poniżej zestawiono ważniejsze zależności i ich przekształcenia przydatne w analizie.



Rys. 3.1. Interpretacja bilansu energii na wykresie Sankeya  
1 – układ termodynamiczny, 2 – osłona bilansowa

Dla układów termodynamicznych zamkniętych (brak przepływu materii przez osłony bilansowe) równanie to można zapisać jako:

$$\Delta E_u = Q - W_z, \quad (3.2)$$

gdzie  $Q$  oznacza ilość energii wymienionej z otoczeniem za pomocą ciepła,  $W_z$  jest pracą zewnętrzną, natomiast energia układu  $E_u$  jest sumą energii wewnętrznej  $U$ , kinetycznej  $E_k$  i potencjalnej  $E_p$ :

$$E_u = U + E_k + E_p. \quad (3.3)$$

W niektórych przypadkach [49] pomija się zmiany energii kinetycznej i potencjalnej nadając zależności (3.2) postać uproszczoną:

$$\Delta U = Q_c - W_z, \quad (3.4)$$

gdzie  $\Delta U$  jest przyrostem energii wewnętrznej,  $Q_c$  – ciepłem całkowitym przemiany a  $W_z = W_{1-2}$  – pracą zewnętrzną absolutną. Ciepło  $Q_c$  traktuje się jako sumę ciepła przemiany  $Q_{1-2}$  (ze źródeł zewnętrznych, wskutek wymiany z otoczeniem) oraz ciepła tarcia  $Q_f$  (ze źródeł wewnętrznych):

$$Q_{c,1-2} = Q_{1-2} + Q_{f,1-2}. \quad (3.5)$$

W zapisie dla przemiany elementarnej uzyskuje się *pierwszą postać różniczkową pierwszej zasady termodynamiki*:

$$dQ_c = dU + pdV. \quad (3.6)$$

Szczególne znaczenie w analizie energetycznej ma bilans energii dla układu otwartego (przez osłonę bilansową może przepływać materia), gdyż większość maszyn i urządzeń energetycznych w ten sposób pracuje. Ogólną postać równania bilansu energii wyraża równanie:

$$\Delta E_u = \sum_{i=1}^n H_{ci} + Q - W_t, \quad (3.7)$$

gdzie:

$\Delta E_u$  - przyrost energii układu (dla układów otwartych w stanie ustalonym przyjmuje się  $\Delta E_u = 0$ ),

$H_c$  - entalpia całkowita czynnika:

$$H_c = H + E_k + E_p, \quad (3.8)$$

$H$  - entalpia czynnika:  $H = m \cdot h$ , gdzie  $h$  – entalpia właściwa,

$Q$  - ilość energii wymienionej z otoczeniem za pomocą ciepła,

$W_t$  - ilość energii wymienionej z otoczeniem za pomocą pracy technicznej.

Jeżeli strumień entalpii doprowadzony jest do układu otwartego z otoczenia,

wówczas uwzględnia się w wyrażeniu  $\sum_{i=1}^n H_{ci}$ , znak plus (+) w przypadku

strumienia wyprowadzonego do otoczenia – znak minus (-). W równaniu (3.7)



można, w niektórych przypadkach, pominąć zmiany energii kinetycznej oraz potencjalnej i wprowadzić postać zapisu:

$$\Delta U = \sum_{i=1}^n H_i + Q - W_t. \quad (3.9)$$

Biorąc pod uwagę równanie *Gibbsa* definiujące entalpię jako funkcję stanu:

$$H = U + pV \quad (3.10)$$

i wprowadzając do równania (3.6) różniczkę  $dH$  otrzymuje się *drugą postać różniczkową pierwszej zasady termodynamiki*:

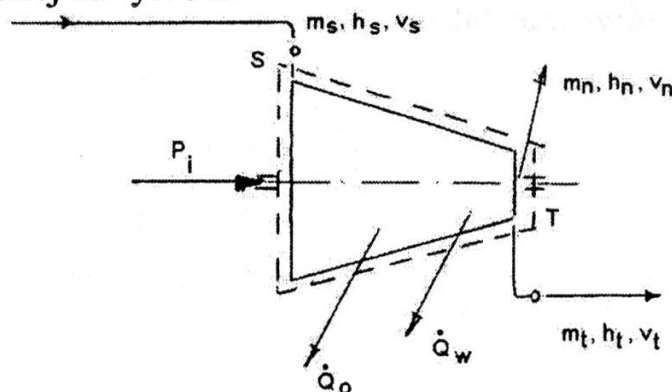
$$dQ_c = dH - Vdp \quad (3.11)$$

lub

$$dQ_c = dH + dW_t, \quad (3.12)$$

gdzie  $dW_t$  jest elementarną pracą techniczną.

Jako przykład przedstawiono ogólny bilans energetyczny sprężarki wirnikowej pokazanej na rys. 3.2.



Rys. 3.2. Schemat ideowy sprężarki wirnikowej; S – króciec ssawny, T – króciec tłoczny.

Na rysunku 3.2 oznaczono:

- $\dot{m}_s, h_s, v_s$  - strumień masowy czynnika zasysanego, jego entalpia właściwa i prędkość przepływu,
- $\dot{m}_t, h_t, v_t$  - wielkości dla strumienia czynnika w króćcu tłocznym,
- $\dot{m}_n, h_n, v_n$  - wielkości dla strumienia czynnika przepływającego przez nieuszczelności,
- $\dot{Q}_o$  - strumień ciepła odprowadzony do otoczenia jako straty cieplne,
- $\dot{Q}_w$  - strumień ciepła odprowadzony do wody chłodzącej sprężarkę,
- $P_i$  - napędowa moc wewnętrzna.

Zakłada się, że sprężarka pracuje w stanie ustalonym ( $\Delta E_u = 0$ ). Stosując wzór (3.1) otrzymuje się:

$$\dot{E}_d = \dot{E}_w. \quad (3.13)$$

Suma strumieni energii doprowadzonej do układu wynosi:

$$\dot{E}_d = \dot{m}_s \cdot h_s + \dot{m}_s \cdot \frac{v_s^2}{2} + P_i, \quad (3.14)$$

zaś wyprowadzonej z układu:

$$\dot{E}_w = \dot{m}_t \cdot h_t + \dot{m}_t \cdot \frac{v_t^2}{2} + \dot{m}_n \cdot h_n + \dot{m}_n \cdot \frac{v_n^2}{2} + \dot{Q}_o + \dot{Q}_w. \quad (3.15)$$

Uwzględniając, że:  $\dot{m}_t + \dot{m}_n = \dot{m}_s$ ,  $v_t \approx v_n$  oraz  $h_n \approx h_t$  otrzymuje się:

$$\dot{E}_w = \dot{m}_s \cdot h_t + \dot{m}_s \cdot \frac{v_t^2}{2} + \dot{Q}_o + \dot{Q}_w \quad (3.16)$$

a po wstawieniu zależności (3.14) i (3.16) do (3.13):

$$\dot{m}_s \cdot h_s + \dot{m}_s \cdot \frac{v_s^2}{2} + P_i = \dot{m}_s \cdot h_t + \dot{m}_s \cdot \frac{v_t^2}{2} + \dot{Q}_o + \dot{Q}_w. \quad (3.17)$$

Po podzieleniu obu stron równania (3.17) przez  $\dot{m}_s$  otrzymuje się, po uporządkowaniu wyrazów, równanie bilansu energetycznego w odniesieniu do 1 kg czynnika:

$$w_i = h_t - h_s + \frac{v_t^2 - v_s^2}{2} + q_o + q_w. \quad (3.18)$$

Wzór (3.18) można traktować jako zapis uogólniony bilansu energii dla sprężarek wirnikowych (w zależności od typu sprężarki wprowadza się do wzoru 3.18 określone uproszczenia).

### 3.1.2. Pojęcie sprawności energetycznej

Bilans energetyczny sporządza się w celu wyznaczenia sprawności energetycznej procesu konwersji energii. Pod pojęciem *sprawność* rozumie się ogólnie stosunek uzyskanego efektu użytecznego do nakładu (zwykle podaje się wielkość energii napędowej procesu). Z pierwszej zasady termodynamiki (rys. 3.1) wynika, że nie ma takiej możliwości, aby energia wyprowadzana z układu była większa od doprowadzanej, a tym bardziej aby uzyskać energię z układu, bez doprowadzenia jej do niego (byłoby to *perpetuum mobile I rodzaju*). Poza tym efekt użyteczny  $E_{uz}$  otrzymywany z urządzenia jest zwykle mniejszy od ilości energii wyprowadzanej  $E_w$  (straty energii). Sprawność energetyczną można zapisać w postaci ogólnej zależności:

$$\eta_E = \frac{E_{uz}}{E_d}, \quad (3.19)$$

gdzie  $E_{uz}$  jest efektem użytecznym, a  $E_d$  energią doprowadzoną (zwaną też energią napędową).

Druga zasada termodynamiki stwierdzająca niemożliwość zbudowania *perpetuum mobile II rodzaju* (np. silnika pracującego ze sprawnością równą jeden – przy kontakcie tylko z jednym źródłem ciepła) wprowadza jednoznaczność określenia sprawności energetycznej, zwłaszcza w odniesieniu do układów pracujących według obiegów termodynamicznych. W przypadku silnika cieplnego (pracującego według prawobieżnego obiegu termodynamicznego) efektem użytecznym jest praca obiegu  $W_{ob}$  wyprowadzana do otoczenia ( $E_{uz} = W_{ob}$ ), zaś energia napędowa doprowadzana jest z górnego źródła za pomocą ciepła  $Q_d$  ( $E_d = Q_d$ ). Stąd sprawność energetyczna silnika cieplnego wynosi:

$$\eta_E = \frac{E_{uz.}}{E_d} = \frac{W_{ob}}{Q_d} = \frac{Q_d - Q_w}{Q_d} = 1 - \frac{Q_w}{Q_d} < 1. \quad (3.20)$$

Przykładowo dla pompy ciepła pracującej według lewobieżnego obiegu sprawność energetyczna, zwana *współczynnikiem wydajności cieplnej pompy*  $\varepsilon_{pc}$ , określona jest wzorem:

$$\eta_E \equiv \varepsilon_{pc} = \frac{E_{uz}}{E_d} = \frac{Q_w}{W_{ob}} = \frac{Q_w}{Q_w - Q_d} > 1, \quad (3.21)$$

gdzie  $Q_w$  – ciepło odprowadzane do źródła górnego (o wyższej temperaturze),  
 $Q_d$  – ciepło doprowadzane z niskotemperaturowego źródła dolnego.

Autor [52] przedstawił uogólnioną postać zapisu sprawności energetycznej procesu w postaci:

$$\eta_E = \frac{E_{uz}}{E_d} = \frac{W_{uz} + |Q_{uz}| + H_{uz} - H_{sn} + E_{el,uz}}{W_d + Q_d + H_d + E_{el,d}}, \quad (3.22)$$

gdzie:

- $W_{uz}$  - praca użyteczna wykonana przez układ,
- $Q_{uz}$  - ciepło użyteczne odprowadzane z układu (lub doprowadzone do układu),
- $H_{uz}$  - użyteczna entalpia produktów,
- $H_{sn}$  - entalpia doprowadzonych surowców nieenergetycznych,
- $E_{el,uz}$  - użyteczna energia elektryczna odprowadzana z układu,
- $W_d$  - praca doprowadzona (napędowa) do układu,
- $Q_d$  - ciepło doprowadzone (napędowe) do układu,
- $H_n$  - entalpia napędowych nośników energii
- $E_{el,d}$  - doprowadzona (napędowa) energia elektryczna.

Postać wzoru (3.22) jest przydatna w praktyce do obliczenia różnych procesów realizowanych w gospodarce energetycznej.

Jeżeli w równaniach definiujących sprawność energetyczną  $\eta_E$  wyrazi się wielkość efektu użytecznego  $E_{uz}$  w jednostkach energetycznych (np. w dżulach lub watach), wówczas można sprawność energetyczną nazwać *sprawnos-*

ścią termiczną i oznaczyć symbolem  $\eta_t \equiv \eta_E$ . W przypadku, gdy wielkość efektu użytecznego  $E_{uz}$  wyraża się w jednostkach naturalnych (np. za pomocą liczby wyprodukowanych par butów, samochodów itp.), wtedy w analizie można posługiwać się pojęciem *jednostkowego zużycia energii*  $\beta_E$  [54]:

$$\beta_E = \frac{E_d}{E_{uz}} \quad [\text{np. w dżulach/1 samochód, kW/na jedną parę butów}] \quad (3.23)$$

lub w odniesieniu do egzergii doprowadzonej  $B_d$  (napędowej) do układu:

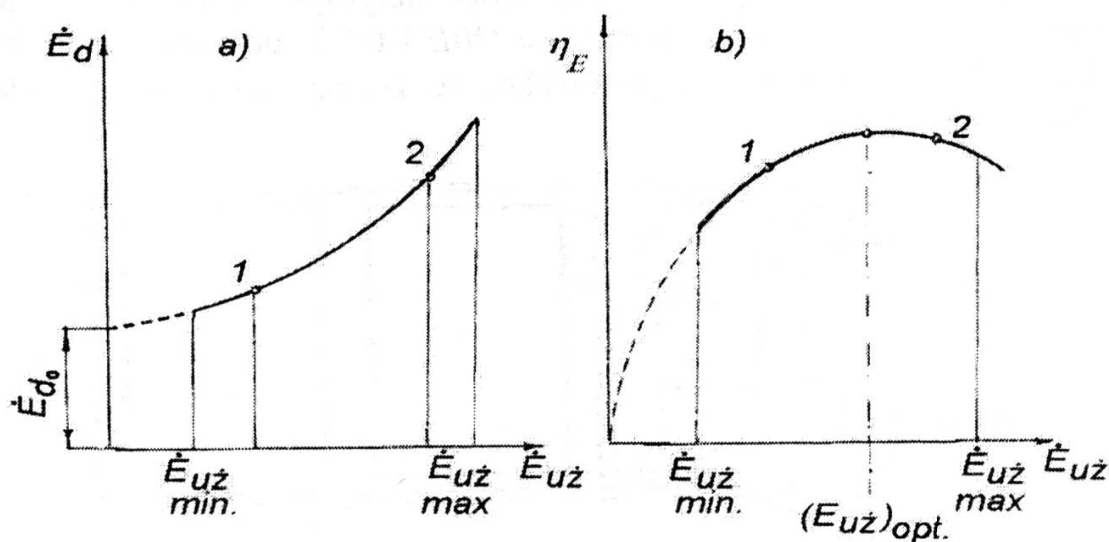
$$\beta_B = \frac{B_d}{E_{uz}}, \quad (3.24)$$

gdzie  $\beta_B$  jest *jednostkowym zużyciem egzergii*.

### 3.1.3. Charakterystyka energetyczna

Wielkości występujące we wzorze (3.19) i następujących są w rzeczywistych urządzeniach energetycznych zależne od czasu. Dlatego stosuje się ich zapis w postaci:  $\dot{E}_d, \dot{E}_{uz}, \dot{W}_d, \dot{Q}_d$  itd. Poza tym wartości wielkości efektu użytecznego i energii napędowej nie są stałe, a zależą od warunków realizacji procesu. Wobec powyższego wprowadza ono pojęcie *charakterystyki energetycznej* opisującej zależność energii doprowadzanej do układu  $E_d$  (lub strumienia energii doprowadzonej  $\dot{E}_d = \dot{E}_N$ ) od *obciążenia*, którym jest efekt użyteczny  $E_{uz}$  (lub strumień efektu użytecznego  $\dot{E}_{uz}$ ). Charakterystykę energetyczną urządzenia zapisuje się w postaci ogólnej zależnościami typu  $\dot{E}_d = f(\dot{E}_{uz})$  lub  $\beta_E = f(\dot{E}_{uz})$ . Na rys. 3.3 pokazano przykład interpretacji graficznej podstawowej charakterystyki energetycznej  $\dot{E}_d = f(\dot{E}_{uz})$  oraz uzyskanej na jej podstawie charakterystyki pochodnej, czyli sprawności energetycznej  $\eta_E = f(\dot{E}_{uz})$ . Do budowy charakterystyk energetycznych stosuje się różne metody, w tym [52], [54]: teoretyczną, specjalnego pomiaru, statystyczną i analityczno-statystyczną. W przypadkach prostych, zwłaszcza gdy występuje tylko jeden strumień efektu użytecznego można opisać charakterystykę energetyczną za pomocą zależności teoretycznych – otrzymuje się wówczas *charakterystykę teoretyczną*. Jeżeli można ją zweryfikować za pomocą wyników wielu badań eksperymentalnych przeprowadzonych w szerokim zakresie zmiany parametrów, wtedy wyznacza się *charakterystykę analityczno - eksperymentalną*, która ma szczególną przydatność praktyczną w analizie. Najczęściej wykonuje się pomiary eksperymentalne mające na celu określenie konkretnej charakterystyki energetycznej urządzenia (np. zależności sprawności termicznej kotła parowego od jego obciążenia – wydajności); taką charakterystykę wykonuje się *metodą*

specjalnego pomiaru. W przypadku możliwości wykorzystania wielu źródeł informacji, na podstawie których buduje się charakterystykę, mówimy o *metodzie statystycznej* jej powstania.



Rys.3.3. Charakterystyki energetyczne

a) podstawowa  $\dot{E}_d = f(\dot{E}_{uz})$ , pochodna  $\eta_E = f(\dot{E}_{uz})$

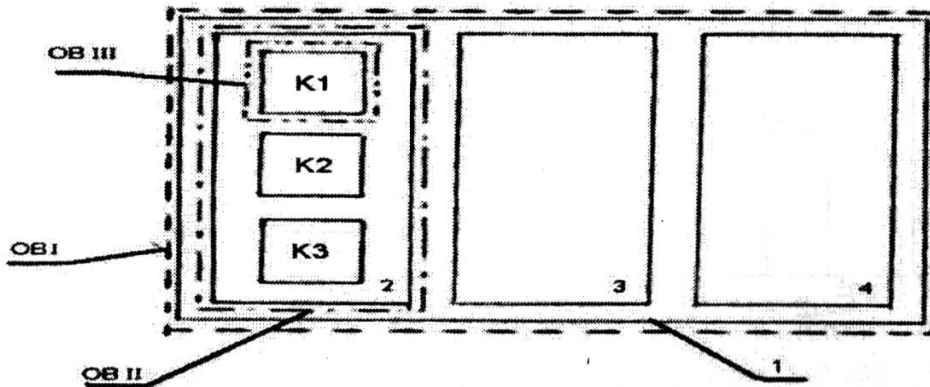
Na podstawie sporządzonych bilansów energii budowane są nie tylko charakterystyki energetyczne, ale również wykresy obciążeń. Wyrażają one zależność wielkości obciążenia od czasu w postaci  $\dot{E}_{uz} = f(\text{czas})$ . Pozwalają także prawidłowo określić zapotrzebowanie strumienia efektu użytecznego (np. zapotrzebowanie ciepła dla celów centralnego ogrzewania) i zaprojektować wielkość odbiorników tego efektu (np. wielkość grzejników centralnego ogrzewania, wydajność kotłów itp.). Można wyróżnić następujące rodzaje wykresów energetycznych: rzeczywiste, uśrednione, uporządkowane i kompozycje (spłoty) wykresów uporządkowanych. Ograniczona objętość opracowania nie pozwala na szersze omówienie wykresów i dlatego odwołuje się czytelnika do dostępnych publikacji z tego zakresu [52÷54, 61, 87÷88].

#### 3.1.4. Poziomy bilansowania energii

Sporządzenie bilansu energetycznego dla układu wyodrębnionego osłoną bilansową nie wymaga bezpośredniej analizy przemian zachodzących wewnątrz układu. Wymagana jest natomiast znajomość ilości i składu czynnika oraz parametrów stanu układu na początku i końcu procesu. Istnieje pewna dowolność w prowadzeniu osłon bilansowych pozwalających wyodrębnić układ lub jego elementy, a więc sporządzić bilans w zależności od przyjętego poziomu odniesienia. Na rysunku 3.4 pokazano możliwości wyznaczania określonych poziomów bilansu energii na przykładzie zakładu przemysłowego, na terenie którego

znajdują się: kotłownia, hala produkcyjna, magazyny i pomieszczenia pomocnicze.

Jeżeli obejmie się osłoną bilansową *OBI* teren zakładu przemysłowego, wtedy sporządzony bilans energetyczny będzie dotyczył całego zakładu. Można jednak poprowadzić osłony bilansowe *OBII* i *OBIII* oraz sporządzić bilans cząstkowy dotyczący konkretnego obiektu, to znaczy kotłowni lub jednego z kotłów parowych *K1*.



Rys. 3.4. Przykładowe oznaczenie poziomów bilansowania energii na przykładzie zakładu przemysłowego;

1 – teren zakładu, 2 – kotłownia, 3 – hala produkcyjna, 4 – magazyny i pomieszczenia pomocnicze, K1, K2, K3 – kotły parowe, OBI, OBII, OBIII – osłony bilansowe

W zakładzie przemysłowym branży rolno-spożywczej użytkowanie energii odbywa się na kilku różnych poziomach [37] pokazanych przykładowo na rys. 3.5.

*Poziom A* - zasilanie zakładu energią brutto, przygotowanie pierwotnych i wtórnych nośników energii; sprawność energetyczną przemian na tym poziomie można zapisać w postaci:

$$\eta_{E,A} = \frac{E_1 - E_{str.1}}{E_1} = \frac{E_2}{E_1}, \quad (3.25)$$

gdzie  $E_1$  jest energią doprowadzoną brutto, zaś  $E_{str.1}$  to straty energii na poziomie *A*;

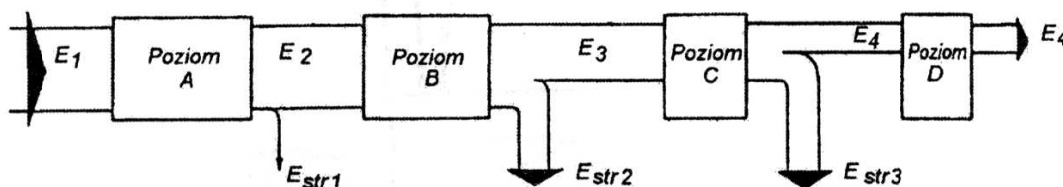
*Poziom B* - przemiany nośników energii i transformacja ich parametrów; sprawność na poziomie *B* :

$$\eta_{E,B} = \frac{E_2 - E_{str.2}}{E_2} = \frac{E_3}{E_e}; \quad (3.26)$$

*Poziom C* - poziom użytkowania nośników energii (na tym poziomie występują charakterystyczne dla danej branży i zakładu urządzenia); poziom *C* obejmuje energię końcową wprowadzoną do procesów i operacji produkcyjnych (np. wodę gorącą, wytworzenie energii w parze

wodnej, wytworzenie efektu chłodniczego itp.); sprawność na poziomie  $C$  wynosi:

$$\eta_{E,C} = \frac{E_3 - E_{str.3}}{E_3} = \frac{E_4}{E_3}; \quad (3.27)$$



Rys. 3.5 Schemat poziomów energii w zakładzie przemysłowym branży rolno - spożywczej [37]

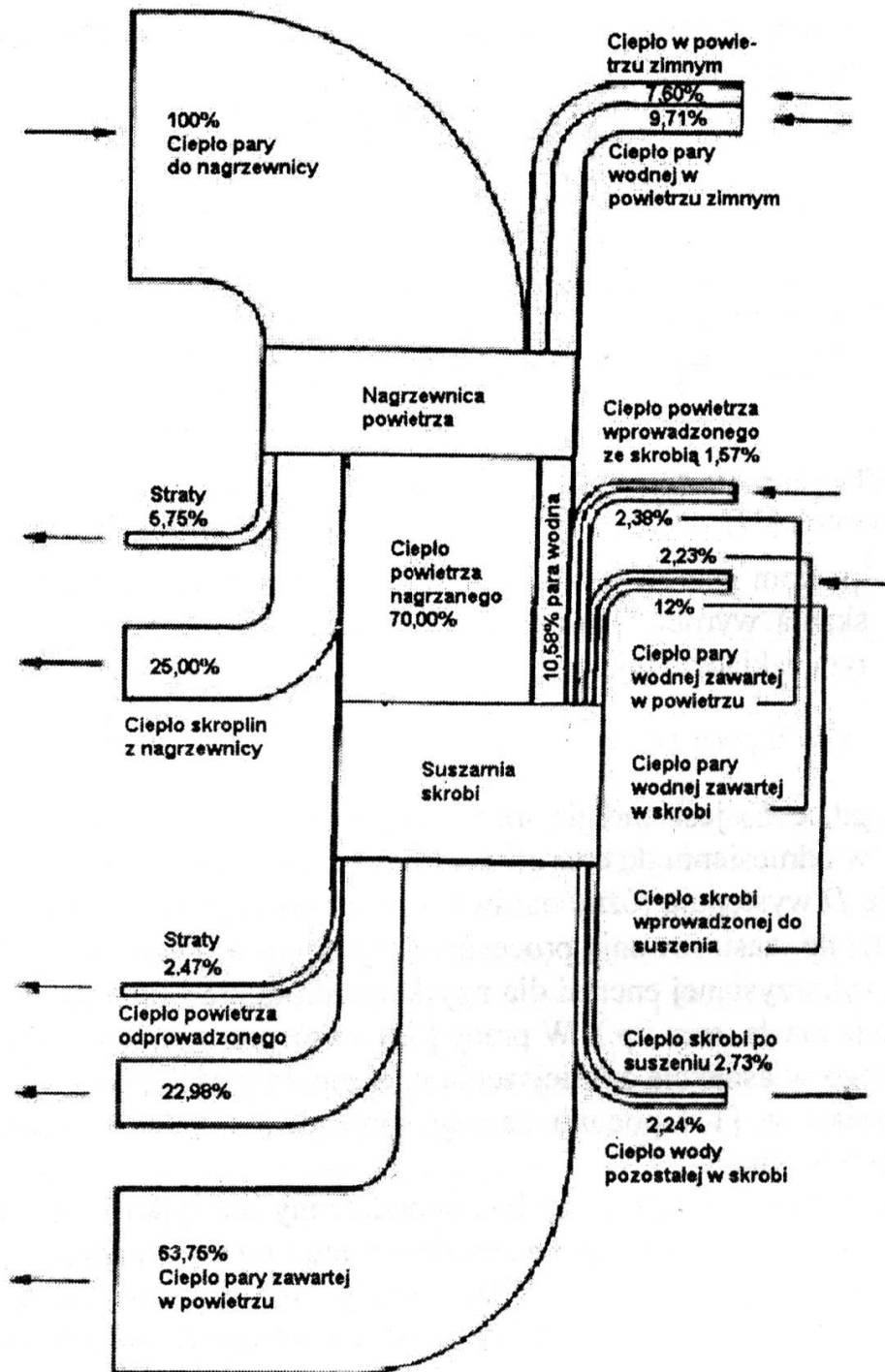
*Poziom D* - poziom energii wykorzystanej netto, która jest niezbędna dla uzyskania wyrobu finalnego; sprawność wykorzystania energii w całym zakładzie wynosi:

$$\eta_{E,D} = \frac{E_4}{E_1}, \quad (3.28)$$

gdzie  $E_4$  jest energią użyteczną pomniejszoną o wszystkie straty, w odniesieniu do energii doprowadzonej brutto  $E_1$ .

Na poziomie  $D$  występują różne ogniwa i możliwości prowadzenia gospodarki energetycznej np. zastosowanie procesów skojarzonych. Poziom ten odpowiada użytecznie wykorzystanej energii dla uzyskania produktu finalnego w zakładzie (np. produkcja masła, sera itp.). W pracy [68] zwrócono uwagę na istotę bilansu energetycznego w aspekcie zmniejszenia energochłonności zakładu przemysłowego, natomiast w [11] podano zasady sporządzania bilansu cieplnego pomieszczeń chłodzonych.

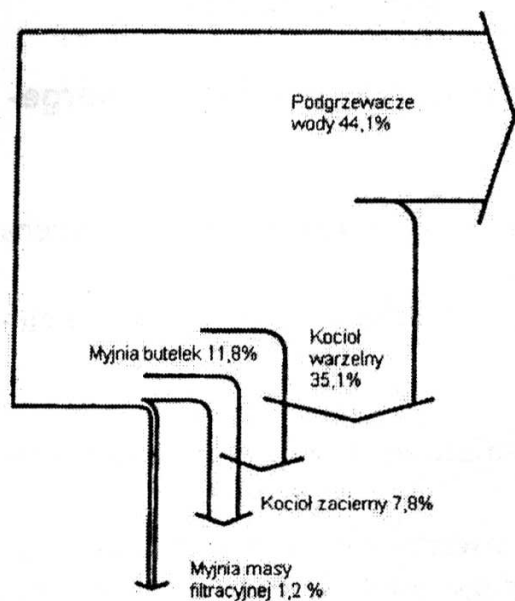
Bilans energetyczny może być sporządzony nie tylko na poziomie zakładu przemysłowego lub dla poszczególnych jego ogniw i urządzeń, ale również dla całej branży przemysłu. Bilans energii sporządzany jest również na poziomie krajowym. W tym przypadku mówi się o *bilansie energetycznym Polski* w danym roku kalendarzowym – rys. 3.8.



Rys. 3.6. Bilans energii suszarni pneumatycznej ogrzewanej parą wodną uzyskiwaną z kotłowni opalanej węglem kamiennym [37]

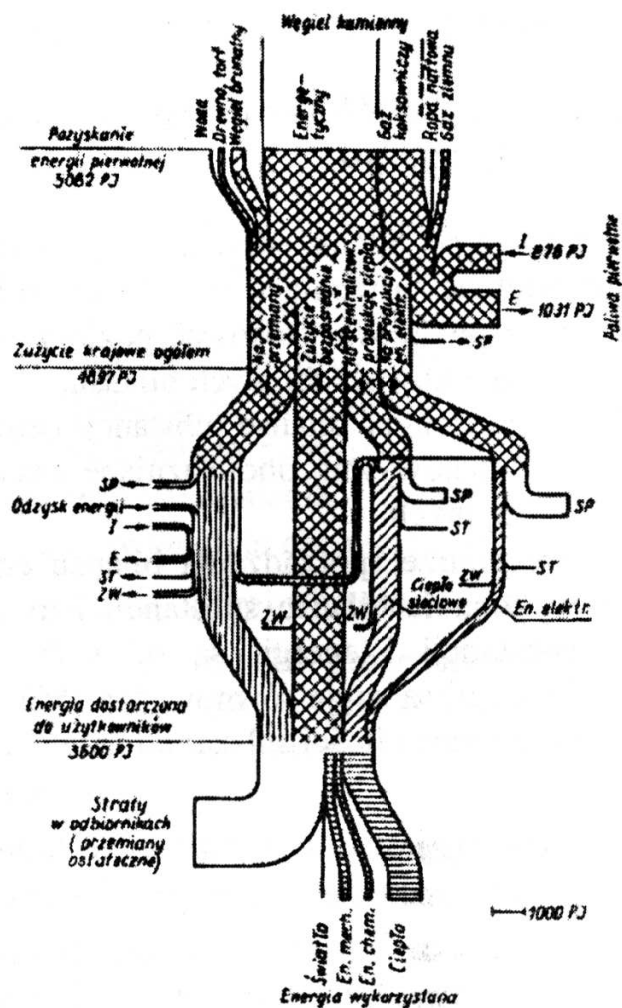
Bilans pokazany na rys. 3.8 jest przykładem bilansu ogólnego sporządzonym na poziomie energii pierwotnej. W pracy [34] zdefiniowano pojęcie *krajowego bilansu energetycznego* jako schematu przemian energetycznych zachodzących w określonym czasie (zwykle w ubiegłym roku) na terenie kraju, uzupełnionego danymi liczbowymi opisującymi te przemiany. W bilansie kra-





Rys. 3.7. Wykres Sankeya bilansu energii dla małego zakładu piwowarskiego [37]

owym występują strona czynna i bierna. Po stronie czynnej bilansu zestawia się wielkości energii uzyskiwanej w jej pierwotnej, naturalnej postaci – energię ze źródeł nieodnawialnych i odnawialnych krajowych i z importu, natomiast po stronie biernej bilansu wielkości energii w jej ostatecznej użytkowej postaci. W przypadku, gdy bilans energetyczny kraju sporządza się na poziomie energii bezpośredniej (energii finalnej – dostarczanej jako energia pierwotna lub wtórna do odbiorcy). Po stronie biernej tego bilansu znajduje się wielkość energii zużywanej bezpośrednio, jako tzw. energia końcowa [31]. Istotną trudność sprawia zawsze zestawienie pozycji bilansowych po stronie biernej, bowiem należy uwzględniać straty energii powstające w jej odbiornikach. Dlatego w większości przypadków zestawienia mają charakter szacunkowy. Szacuje się zatem, że sprawność przemian energetycznych na terenie całego kraju nie przekracza 25÷30%. Istnieją bardzo duże straty energii w przemianach realizowanych w poszczególnych ogniach systemu energetycznego i w transporcie energii przekraczające 70% energii pierwotnej zużywanej w Polsce



Rys. 3.8. Przykładowa interpretacja bilansu energetycznego Polski [34] SP – straty przemian, ST – straty transportu, ZW – zużycie własne energii w przemyśle paliw, I – import, E – eksport

[33-34]. Wynika stąd uzasadniona konieczność stosowania racjonalnej gospodarki energetycznej we wszystkich ogniach gospodarki narodowej.

### 3.1.5. Szczegółowe uwagi dotyczące sporządzania bilansu energetycznego

Sporządzając bilans energetyczny w oparciu o zapis równania (3.1) trzeba uwzględniać następujące dodatkowe problemy:

1. prawidłowo stosować poziomy i stany odniesienia w obliczeniach elementów składowych bilansu,
  2. uzgadniać bilanse substancji i energii,
  3. zachowywać obowiązujące zasady pomiarowe w bilansach eksploatacyjnych.
- Procedurze sporządzania bilansu energii towarzyszy zwykle konieczność wykonania bilansu substancji i masy. Należy zwrócić uwagę, że bilanse substancji i energii są od siebie niezależne, natomiast bilanse masy i energii są sobie równoważne [55]. Bilans substancji wynikający z zasady zachowania ilości substancji można zapisać w postaci:

$$m_d = \Delta m_u + m_w, \quad (3.29)$$

gdzie  $m_d$  jest ilością substancji doprowadzonej do układu,  $m_w$  – wyprowadzonej z układu, a  $\Delta m_u$  przyrostem ilości substancji w układzie. Zgodnie z zasadą zachowania ilości substancji obowiązuje: w *procesach fizycznych* – zachowanie liczby drobin (można stosować bilans oddzielnie dla każdej substancji w układzie), w *procesach chemicznych* (np. proces spalania paliwa – zachowanie liczby atomów; bilans substancji stosuje się w odniesieniu do każdego pierwiastka, w *procesach jądrowych* (rozszczerpiania) – zachowanie liczby nukleonów.

Podstawową zależnością do sporządzenia bilansu energii w procesie fizycznym lub chemicznym jest równanie (3.1). W większości przypadków bilansu energii maszyn i urządzeń przepływowych występuje konieczność obliczenia entalpii czynnika, jako funkcji stanu układu (zależnej zwykle od temperatury i ciśnienia). Do obliczenia entalpii lub energii wewnętrznej korzysta się z równania *Gibbsa* w postaci (3.10):

$$h = u + pv,$$

gdzie  $h$  jest entalpią właściwą, a  $u$  energią wewnętrzną właściwą.

W procesach fizycznych entalpię  $h$  oblicza się od dowolnie przyjętego poziomu odniesienia (np. dla gazu doskonałego przyjmuje się:  $h=0$  dla  $t=0^\circ\text{C}$ ; dla pary wodnej:  $h=0$  dla wody w stanie ciekłym w temperaturze  $0^\circ\text{C}$ ). W przypadku procesu chemicznego (np. procesu spalania paliwa) oblicza się entalpię substancji jako sumę entalpii fizycznej  $h_f$  i chemicznej  $h_{ch}$ :

$$h = h_f + h_{ch}. \quad (3.30)$$

Entalpię fizyczną liczy się od poziomu otoczenia określonego ciśnieniem  $p_o$  i temperaturą  $T_o$  (jako nadwyżkę):

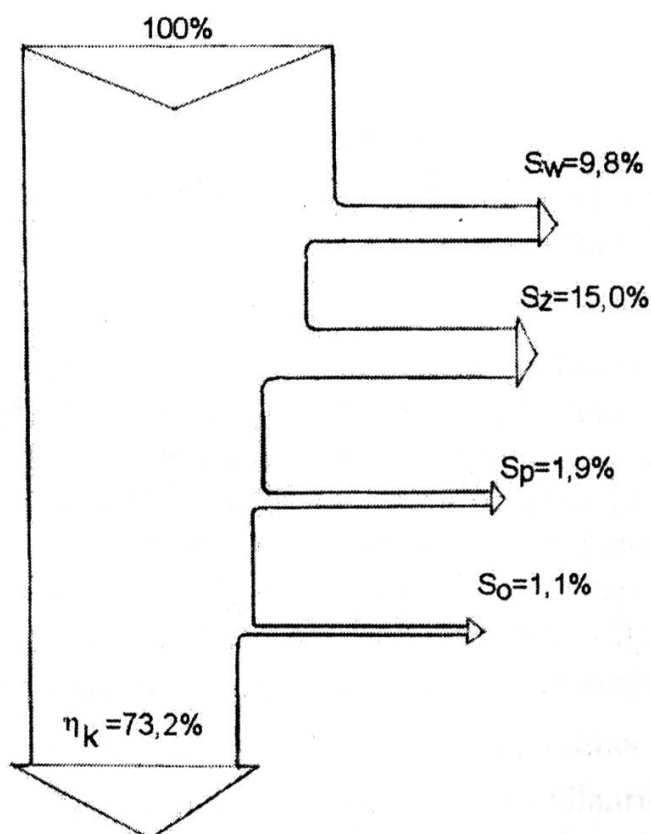
$$h_f = \Delta h \Big|_{p_o, T_o}^{p, T}. \quad (3.31)$$

Szczegółową procedurę obliczenia entalpii chemicznej  $h_{ch}$  podano w pracach [52÷53]. Ważne jest, że prawidłowe obliczenie entalpii chemicznej wymaga przyjęcia dla każdego pierwiastka określonej substancji odniesienia (zawierającej dany pierwiastek) i założenia dla niej wartości entalpii chemicznej równej zero na poziomie odniesienia. Na przykład dla węgla (C) substancją odniesienia jest  $CO_2$ . Dla każdego pierwiastka zapisuje się równanie reakcji odniesienia (np. dla procesu spalania – reakcje spalania zupełnego i całkowitego). Przyjmuje się, że entalpia chemiczna  $h_{ch} \approx h_{ch,n}$ , gdzie  $h_{ch,n}$  jest *entalpią chemiczną normalną*, której wartość określa się na podstawie znormalizowanej reakcji odniesienia. Dla procesów chemicznych, w których uczestniczą takie pierwiastki jak: węgiel (C), siarka (S), wodór (H), tlen (O) i azot (N) można przyjąć, że wartość entalpii chemicznej jest równa *wartości opałowej*  $Q_i$ , czyli  $h_{ch} = Q_i$ . W wersji uogólnionej dla procesów rzeczywistych entalpię substancji uczestniczącej w procesie chemicznym oblicza się z zależności:

$$h = h_f + D_p, \quad (3.32)$$

gdzie  $D_p$  jest *entalpią dewaluacji* wyrażającą względną energię chemiczną substancji określoną od poziomu powszechnie występujących składników otoczenia. Entalpię dewaluacji można traktować, jako uogólnienie pojęcia wartości opałowej (wartość opałowa paliwa  $Q_i$  wyraża względną energię chemiczną paliwa odniesioną od poziomu tlenu i produktów spalania).

- Istotnym zagadnieniem, zwłaszcza przy sporządzaniu bilansu energetycznego na poziomie eksploatacji urządzenia jest uzgadnianie bilansów substancji i energii. Parametry czynnika termodynamicznego i jego natężenie przepływu w wybranych przekrojach badanego urządzenia określa się na podstawie wyników pomiarów, natomiast niektóre z wielkości oblicza się z bilansów cząstkowych określonych podukładów. Okazuje się często, że liczba niewiadomych w równaniach bilansowych jest mniejsza od liczby równań. Uzyskuje się zatem różne wartości tej samej wielkości, na co mają duży wpływ niedokładności pomiarowe. Zachodzi konieczność korekty takich rozbieżności za pomocą rachunku wyrównawczego, która nosi nazwę *uzgadnianie bilansów*. Zastosowanie metody uzgadniania bilansów prowadzi do: jednoznaczności wartości wielkości obliczonych, zmniejszenia



Rys. 3.9. Przykład wykresu Sankeya bilansu energetycznego kotła parowego wykonanego na podstawie wyników badań metodą pośrednią

przenoszenia błędów na inne równania oraz kontroli założonej dokładności pomiarów i obliczeń [52].

- Warunki prowadzenia pomiarów eksperymentalnych dotyczących bilansu energetycznego niektórych urządzeń są szczegółowo opisane w polskich normach. Ich przestrzeganie daje gwarancję prawidłowego zestawienia wszystkich pozycji bilansowych. Przykładem jest PN-72/M-34.128 [135] opisująca procedury badawcze stosowane w eksploatacyjnym bilansie cieplnym kotła parowego. Wyróżniono w niej dwie metody badań: bezpośrednią i pośrednią. Jeżeli istnieje możliwość pomiaru ilości spalanej paliwa i jego wartości opałowej stosuje się zwykle, dla kotłów o małej i średniej wydajności, metodę bezpośrednią. Bilans cieplny dużych kotłów energetycznych przeprowadza się metodą pośrednią polegającą na wyznaczeniu sumy strat cieplnych kotła. Przykładowy zapis równania bilansowego, z którego wyznacza się sprawność kotła  $\eta_k$  ma postać:

$$100\% = \eta_k + S_w + S_n + S_z + S_L + S_u + S_m + S_{ch} + S_p + S_o, \quad (3.33)$$

gdzie:  $S_w$  [%] - strata wylotowa,

$S_n$  [%] - strata wskutek spalania niezupełnego,

$S_z$  [%] - strata niedopału w żużlu lub przesypie,

$S_L$  [%] - strata w popiele lotnym (w odpylaczach),

- $S_u$  [%] - strata w popiele unoszonym do atmosfery,
- $S_m$  [%] - strata w odpadach z młynów,
- $S_{ch}$  [%] - strata w wodzie chłodzącej lej żuźlowy,
- $S_p$  [%] - strata w ciepłe fizycznym popiołu lotnego,
- $S_o$  [%] - strata wskutek wymiany ciepła z otoczeniem.

Na rys. 3.9 pokazano interpretację wykresu Sankeya w zakresie bilansu energetycznego kotła parowego wykonanego metodą pośrednia badań.

## 3.2. Analiza egzegetyczna

Z równania bilansu energii (pierwszej zasady termodynamiki) wynika, że procesy w których jest ono spełnione są możliwe do realizacji. Można jednak wymienić takie, które spełniając to równanie, nie uda się przeprowadzić. Oprócz tego w równaniu bilansu energii traktuje się wszystkie rodzaje i postaci jednakowo, nie uwzględniając problemu jakości energii. Bilans energii ujmuje zatem tylko część problemów związanych głównie z ilością, nie przywiązując większego znaczenia do jakości energii.

### 3.2.1. Podstawy termodynamiczne

Wszystkie procesy energetyczne realizowane w technice przebiegają w warunkach zdeterminowanych przez otoczenie (przyrodę). Z otoczenia czerpane są bezpłatne substancje (np. powietrze) a także jest ono naturalnym źródłem ciepła. Jeżeli substancje czerpane z otoczenia mają parametry równe parametrom innych powszechnie spotykanych składników otoczenia, wówczas traktuje się je jako *bezwartościowe*. W przeciwnym razie mówimy o *bogactwach naturalnych* (różnią się pod względem składu chemicznego). Poziom parametrów otoczenia wyznacza zerowy poziom odniesienia dla oceny praktycznej przydatności energetycznej substancji i różnych rodzajów energii.

Należy zwrócić uwagę na to, że procesy energetyczne zachodzące w rzeczywistości różnią się pod względem doskonałości. Pojęcie sprawności energetycznej  $\eta_E$  nie jest dostatecznie dobrą miarą oceny doskonałości procesu a jeżeli, to tylko w obszarze danej grupy maszyn i urządzeń. Przykładowo, można porównać wartość sprawności różnych silników cieplnych między sobą, ale niemożliwa jest ocena doskonałości procesów zachodzących w silniku cieplnym i w chłodziarce (lub pompie ciepła) za pomocą sprawności energetycznej. Procesy rzeczywiście realizowane w technice są procesami nieodwracalnymi, a nieodwracalność jest bezpośrednim źródłem zmniejszenia ich doskonałości.

Obniżenie doskonałości wynika z pogorszenia jakości procesu, a nie z utraty energii (jak zwykle się mówi). Istnieje zatem potrzeba określenia miernika jakości energii. Przed wyborem takiego miernika rozważa się następujące kryteria:

- ciepło (jako sposób przekazywania energii) ma tym mniejszą przydatność energetyczną, im temperatura źródła ciepła zbliża się do temperatury otoczenia,
- materia o parametrach równoważnych otoczeniu ma zerową przydatność energetyczną,
- oddziaływanie energetyczne o charakterze pracy mechanicznej, a w szczególności wyrażenie zdolności do wykonania pracy w układzie odwracalnym.

W pracy [55] podano szczegółową definicję pojęcia egzergii:

*Egzergia materii jest to maksymalna zdolność do wykonania pracy w procesie odwracalnym, w którym wykorzystuje się otoczenie jako źródło bezwartościowego ciepła i bezwartościowych substancji, jeżeli przy końcu procesu wszystkie uczestniczące w nim postacie materii osiągają stan równowagi termodynamicznej z powszechnie występującymi w otoczeniu składnikami.*

Egzergia jest zatem szczególną zdolnością do wykonania pracy maksymalnej. Związek pojęć egzergii i pracy maksymalnej przedstawiono przykładowo dla układu otwartego.

Do analizy wzięto pod uwagę silnik przepływowy pracujący w układzie pokazanym na rys. 3.10 i pobierający ciepło w ilości  $Q_o$  z otoczenia o niezmienniej temperaturze  $T_o$  oraz wykonujący pracę techniczną  $W_t$ . Bilans energii układu otwartego z rys. 3.10 opisany za pomocą równania (3.9), z pominięciem zmian energii kinetycznej i potencjalnej ma postać:

$$\Delta U = \sum_{i=1}^n H_i + Q - W_t,$$

co przy założeniu  $\Delta U = 0$  stan ustalony prowadzi do wyznaczenia wielkości pracy technicznej:

$$W_t = H_1 - H_2 + Q_o. \quad (3.34)$$

Bilans entropii wykonuje się w oparciu o drugą zasadę termodynamiki i wynikającą z niej zasadę wzrostu entropii:

$$\Pi = \sum_{i=1}^n \Delta S_i \geq 0, \quad (3.35)$$

gdzie symbolem  $\Pi$  opisano sumę przyrostów entropii wszystkich ciał uczestniczących w procesie. Dla silnika z rys. 3.10 sumę przyrostów entropii układu i otoczenia można zapisać:

$$\Pi = \Delta S_u + \Delta S_o \geq 0, \quad (3.36)$$

gdzie:

$$\Delta S_u = S_2 - S_1 \quad (3.37)$$

jest przyrostem entropii układu, zaś:

$$\Delta S_o = -\frac{Q_o}{T_o} \quad (3.38)$$

przyrostem entropii otoczenia (z którego odprowadza się ciepło  $Q_o$  przy nieziennej temperaturze  $T_o$ ).

Po wstawieniu zależności (3.37)

i (3.38) do (3.36) i uporządkowaniu wyrazów uzyskano:

$$Q_o = -T_o \cdot (S_1 - S_2) - \Pi \cdot T_o, \quad (3.39)$$

a wprowadzając (3.39) do (3.34) otrzymuje się:

$$W_t = H_1 - H_2 - T_o \cdot (S_1 - S_2) - \Pi \cdot T_o. \quad (3.40)$$

Jeżeli  $\Pi = 0$ , wówczas wykonana praca maksymalna techniczna w układzie otwartym wynosi:

$$W_{t,\max} = H_1 - H_2 - T_o \cdot (S_1 - S_2). \quad (3.41)$$

Zgodnie z prawem *Gouy'a – Stodoli* [49], [51], [59], zwanym również prawem znikania egzergii [55]:

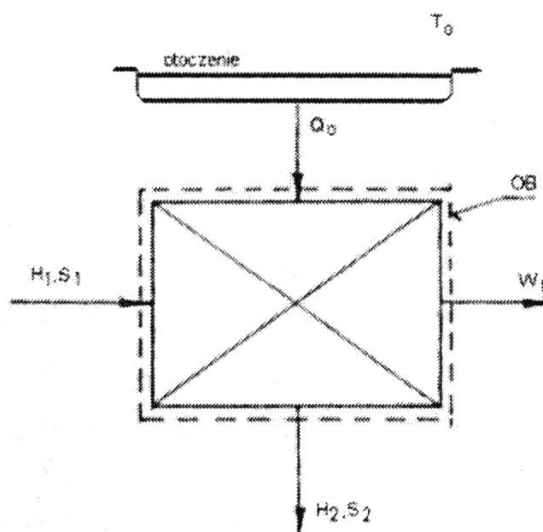
$$W_{t,\max} - W_t = \Pi \cdot T_o. \quad (3.42)$$

Jeżeli w stanie końcowym procesu układ będzie w równowadze termodynamicznej z otoczeniem, to znaczy  $p_2 = p_o$  i  $T_2 = T_o$  (entalpia i entropia otoczenia wynoszą odpowiednio  $H_o$  i  $S_o$ ), wówczas układ otwarty w procesie odwracalnym wykona maksymalnie możliwą pracę techniczną:

$$B = H_1 - H_o - T_o \cdot (S_1 - S_o), \quad (3.43)$$

którą nazwano *egzergią*.

W przypadku układu zamkniętego egzergię oblicza się z zależności:



Rys. 3.10. Schemat pomocniczy silnika przepływowego do bilansu układu otwartego; OB – osłona bilansowa,  $H_1, S_1$  – entalpia i entropia w stanie początkowym,  $H_2, S_2$  – w stanie końcowym układu

$$B = U_1 - U_o - T_o \cdot (S_1 - S_o). \quad (3.44)$$

Dla większości urządzeń energetycznych, zwłaszcza typu przepływowego, w których strumień materii przecina nieruchomą osłonę bilansową symbol  $B$  określa tzw. *egzergię strumienia materii*. Jej składnikami są:

$$B = B_t + B_k + B_p, \quad (3.45)$$

gdzie  $B_t$  jest egzergią termiczną, natomiast  $B_k$  i  $B_p$  – egzergią kinetyczną i potencjalną. *Egzergię termiczną*  $B_t$  opisuje się w postaci sumy:

$$B_t = B_f + B_{ch}, \quad (3.46)$$

gdzie:  $B_f$  - egzergia fizyczna wynikająca z niezgodności wartości parametrów termicznych układu  $-p, T$  z parametrami otoczenia  $-p_o, T_o$ ,

$B_{ch}$  - egzergia chemiczna wynikająca z różnicy składu chemicznego i stężenia materii w porównaniu z powszechnie występującymi w otoczeniu składnikami.

*Egzergia potencjalna*  $B_p$  jest wyznaczana od poziomu odniesienia, jakim jest otoczenie (jest równa liczbowo wartości energii potencjalnej). *Egzergię kinetyczną*  $B_k$  (równą wartości energii kinetycznej) oblicza się w oparciu o prędkość bezwzględną ustaloną względem powierzchni Ziemi [55]. W praktyce można w wielu przypadkach nie uwzględniać zmian wielkości egzergii kinetycznej i potencjalnej, szczególnie wtedy, gdy zmiany są dostatecznie małe.

Wprowadzone pojęcie egzergii wykorzystywane jest w *analizie egzergetycznej* procesów polegającej na ocenie ich stopnia nieodwracalności (w porównaniu z procesami odwracalnymi), wykrywaniu przyczyn i źródeł tych niedoskonałości oraz wyrażeniu oceny jakości w postaci sprawności egzergetycznej. Prowadząc taką analizę określa się *bezpowrotną stratę egzergii* spowodowaną nieodwracalnością procesu:

$$\delta B = \Pi \cdot T_o. \quad (3.47)$$

Wielkość  $\delta B$  nazywana jest także *wewnętrzną stratą egzergii*, której nawet w części nie można odzyskać. W odróżnieniu od wewnętrznej straty egzergii wynikającej z drugiej zasady termodynamiki może występować również *zewnętrzna strata egzergii*  $\delta B_z$ , na wielkość której można mieć wpływ w procesie nieodwracalnym. Zewnętrzna strata egzergii występuje wówczas, gdy przykładowo odprowadza się do otoczenia czynnik odpadowy o parametrach wyższych od otoczenia. Czynnik taki (np. gorące spaliny odprowadzane do komina) posiada jeszcze pewną nie wykorzystaną egzergię, która jest tracona nieodwracalnie do otoczenia (wpływając na parametry czynnika można zmniejszyć tą stratę egzergii). Przez zastosowanie odpowiednich rozwiązań konstrukcyjnych egzergię tą można by wykorzystać użytecznie.

Interesujące jest zagadnienie dotyczące określenia przyrostu egzergii źródła ciepła (rys. 3.11). W uproszczeniu można je traktować jako wyrażenie



jakości przekazu energii za pomocą ciepła przez egzergię, czyli szczególną zdolność do wykonania pracy maksymalnej.

Spadek egzergii źródła ciepła o temperaturze  $T$  spowodowany oddawaniem ciepła jest równy wielkości pracy mechanicznej, jaką kosztem tej ilości ciepła wykonałby odwracalny silnik *Carnota* wykorzystujący otoczenie o temperaturze  $T_o$  jako drugie (dolne) źródło ciepła [55]. Z rys. 3.11 wynika, że dla odwracalnego silnika *Carnota*:

$$W_{\max} = Q - Q_w = Q \cdot \left(1 - \frac{Q_w}{Q}\right) \quad (3.48)$$

a po uwzględnieniu sprawności termicznej tego silnika uzyskuje się:

$$1 - \frac{Q_w}{Q} = 1 - \frac{T_o}{T}, \quad (3.49)$$

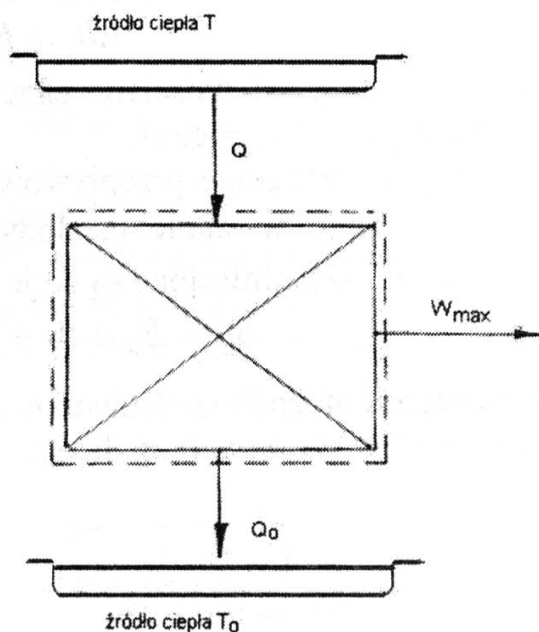
przy czym spadek egzergii wyraża zależność:

$$\dot{W}_{\max} = Q \cdot \frac{T - T_o}{T}. \quad (3.50)$$

Przyrost egzergii źródła ciepła o temperaturze  $T$  wyraża związek:

$$\Delta B_{zr} = -Q \cdot \frac{T - T_o}{T}. \quad (3.51)$$

Z równania (3.51) wynika, że oddawanie ciepła ze źródła, gdy  $T > T_o$  powoduje spadek jego egzergii, a wzrost egzergii źródła, jeżeli  $T < T_o$ .



Rys. 3.11. Schemat pomocniczy do interpretacji spadku egzergii źródła ciepła [6, 8]

### 3.2.2. Pojęcia bilansu i sprawności egzergetycznej

Przystępując do zestawienia składników bilansu egzergetycznego należy mieć na uwadze, że energia podlega prawu zachowania, natomiast prawo zachowania egzergii nie istnieje. Powstających w procesach nieodwracalnych strat egzergii nie można uniknąć (zwłaszcza  $\delta B_w$ ). W bilansie egzergii interesuje nas nie tylko przyrost lub spadek wielkości egzergii, ale również jej wartość bezwzględna, natomiast w bilansie energetycznym wystarcza znajomość zmiany energii.

Na podstawie analizy egzergetycznej otrzymuje się możliwość ujęcia jej wyników w postaci równania bilansu egzergii [51,55]:

$$B_d = \Delta B_u + B_w + W + \sum \Delta B_{zr} + \delta B_w, \quad (3.52)$$

gdzie:  $B_d$  - egzergia materii doprowadzanej do układu,  
 $B_w$  - egzergia materii wyprowadzanej z układu,  
 $\Delta B_u$  - przyrost egzergii układu,  
 $W$  - praca wykonana przez układ,  
 $\Delta B_{zr.}$  - przyrost egzergii zewnętrznych źródeł ciepła,  
 $\delta B_w$  - wewnętrzna strata egzergii.

Przyrost egzergii układu określa zależność:

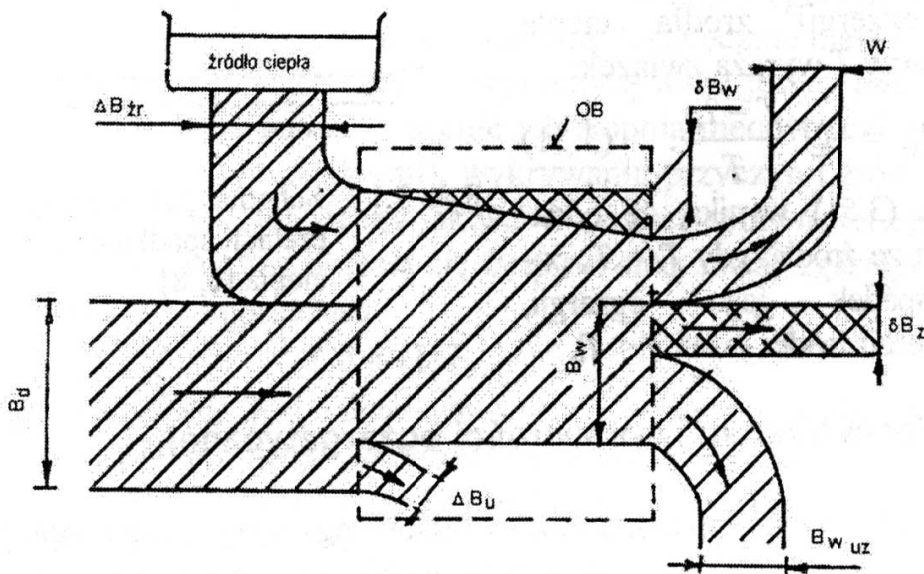
$$\Delta B_u = B_{u,2} - B_{u,1}, \quad (3.53)$$

gdzie  $B_{u,2}$  i  $B_{u,1}$  są wielkościami egzergii układu odpowiednio w stanie końcowym i początkowym procesu.

Jeżeli urządzenie przepływowe (większość maszyn i urządzeń energetycznych) pracuje w stanie ustalonym przyjmuje się  $\Delta B_u = 0$ , a wielkości w równaniu (3.52) odniesione są do jednostki czasu:

$$\dot{B}_d = \dot{B}_w + \dot{W} + \sum \Delta \dot{B}_{zr.} + \delta \dot{B}_w. \quad (3.54)$$

Bilans egzergii można przedstawić w sposób graficzny za pomocą tzw. wykresu pasmowego Grassmanna (rys. 3.12).



Rys. 3.12. Wykres Grassmanna bilansu egzergii według propozycji N. Elsnera –1963 r. [55]

Na podstawie bilansu egzergetycznego wyznacza się *sprawność egzergetyczną* oznaczaną zwykle symbolem  $\eta_b$ , którą definiuje się ogólnie stosunkiem efektu do nakładu egzergetycznego w danym procesie. Istotą procedury określenia sprawności egzergetycznej jest odniesienie egzergii napędowej  $B_N^o$  w procesie odwracalnym do egzergii napędowej  $B_N$  w procesie rzeczywistym, przy założeniu takiego samego efektu użytecznego, czyli:

$$\eta_b = \frac{B_N^o}{B_N}. \quad (3.55)$$

Z definicji sprawności egzegetycznej podanej równaniem (3.55) wynika, że dla procesu idealnego (odwracalnego) uzyskuje się maksymalną sprawność egzegetyczną  $\eta_b = 1$ , a więc niemożliwe jest uzyskanie w żadnym procesie sprawności  $\eta_b > 1$ . W ten sposób wprowadzono miernik jakościowy efektu użytecznego pozwalający określić stopień doskonałości procesów zachodzących nie tylko w obrębie danego typu urządzeń, ale także dla różnych typów urządzeń energetycznych (np. porównanie doskonałości silnika cieplnego i chłodziarki). Wyznaczając sprawność egzegetyczną trzeba jednak mieć na uwadze, aby obliczyć ją dla całego procesu, a nie dla poszczególnych jego ogniw (w każdym ogniwie może bowiem występować inna egzergia napędowa).

Przykładowo zastosowana zostanie analiza egzegetyczna w odniesieniu do silnika cieplnego działającego między dwoma źródłami ciepła o niezmiennych temperaturach  $T$  i  $T_o$  ( $T > T_o$ ). Silnik pobiera ciepło w ilości  $Q$  ze źródła górnego o temperaturze  $T$ , oddaje ciepło w ilości  $Q_w$  do źródła dolnego o temperaturze  $T_o$  oraz odprowadza do otoczenia energię za pomocą pracy  $W$ .

Z równania bilansu energii otrzymuje się:

$$Q = Q_w + W, \quad (3.56)$$

a stąd:

$$W = Q - Q_w. \quad (3.57)$$

Z bilansu entropii ujmującego przyrosty entropii źródła górnego  $\Delta S_g$  i dolnego  $\Delta S_d$  wynika zależność:

$$\Pi = -\frac{Q}{T} + \frac{Q_w}{T_o}, \quad (3.58)$$

z której:

$$Q_w = \frac{T_o}{T} \cdot Q + \Pi \cdot T_o. \quad (3.59)$$

Wstawiając zależność (3.59) do (3.57) otrzymuje się:

$$W = Q \cdot \left(1 - \frac{T_o}{T}\right) - \Pi \cdot T_o, \quad (3.60)$$

jako pracę silnika rzeczywistego, zaś zakładając  $\Pi = 0$  pracę silnika odwracalnego *Carnota*, która według (3.50) wynosi:

$$W_{\max} = Q \cdot \frac{T - T_o}{T}.$$

Efektym użytecznym w bilansie egzegetycznym silnika cieplnego jest praca  $W$ , natomiast nakładem spadek egzergii źródła górnego o temperaturze  $T$ . Sprawność egzegetyczną silnika cieplnego można zapisać w postaci wzoru:

$$\eta_b = \frac{W}{-\Delta B_{zr.}} \quad (3.61)$$

Podstawiając do równania (3.61) zależność (3.50) definiującą spadek egzergii źródła ciepła otrzymuje się:

$$\eta_b = \frac{W}{Q \cdot \frac{T - T_o}{T}}, \quad (3.62)$$

gdzie:

$$\eta_t = \frac{W}{Q} \quad (3.63)$$

jest sprawnością termiczną rzeczywistego silnika cieplnego, natomiast:

$$\eta_{t,C} = \frac{T - T_o}{T} \quad (3.64)$$

sprawnością termiczną odwracalnego silnika *Carnota*.

Uwzględniając (3.63) i (3.64) wzór (3.61) ma postać:

$$\eta_b = \frac{\eta_t}{\eta_{t,C}} \quad (3.65)$$

Na rys. 3.13 przedstawiono przykładowo graficzną interpretację bilansu energii i egzergii silnika cieplnego.

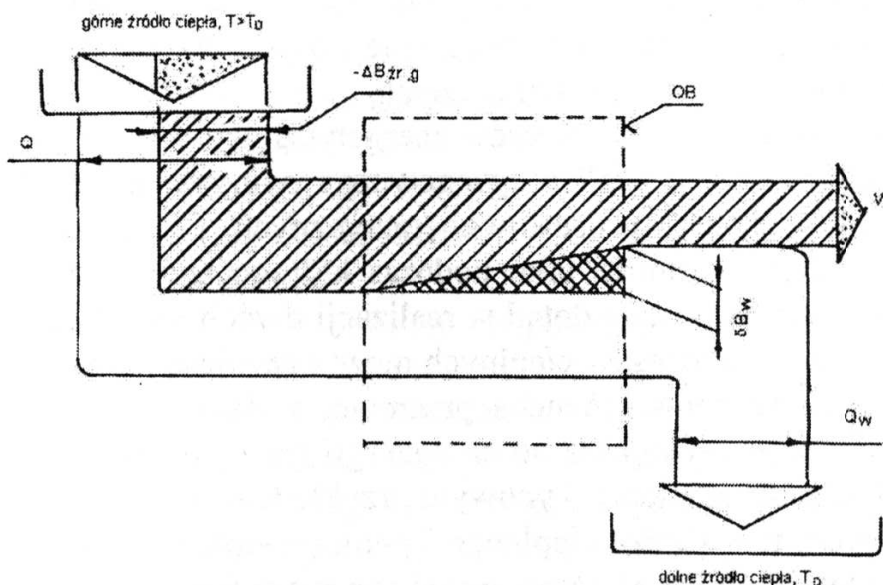
Prowadząc podobną analizę egzegetyczną dla chłodziarki i pompy ciepła można określić sprawność egzegetyczną:

chłodziarki:

$$\eta_b = \frac{\varepsilon_{ch}}{\varepsilon_{ch,C}} \quad (3.66)$$

i pompy ciepła:

$$\eta_b = \frac{\varepsilon_{pc}}{\varepsilon_{pc,C}} \quad (3.67)$$



Rys. 3.13. Interpretacja graficzna bilansu energetycznego energetycznego i egzergetycznego silnika cieplnego

gdzie  $\varepsilon_{ch}$  i  $\varepsilon_{pc}$  są współczynnikami wydajności cieplnej odpowiednio rzeczywistej chłodziarki i pompy ciepła, natomiast  $\varepsilon_{ch,C}$  i  $\varepsilon_{pc,C}$  chłodziarki lub pompy ciepła pracujących według lewobieżnego odwracalnego obiegu *Carnota*. Z zależności (3.65) ÷ (3.67) wynika, że maksymalna sprawność egzergetyczna tych maszyn cieplnych może być co najwyżej równa jedności. Podając przykładowo, że sprawność egzergetyczna silnika cieplnego wynosi  $\eta_b = 0,6$ , natomiast chłodziarki  $\eta_b = 0,7$  można porównać te dwa typy maszyn cieplnych pod względem jakości stwierdzając, że doskonałość efektów pracy (jakość) chłodziarki jest wyższa od silnika cieplnego

### 3.2.3. Kierunki zastosowania analizy egzergetycznej

Praktyczne zastosowanie wyników analizy egzergetycznej do oceny jakości procesów energetycznych ma w kraju ograniczony zakres zainteresowania. Wynika to nie tylko z obawy przed stosowaniem nowych „narzędzi” w badaniach maszyn energetycznych, ale również z nawyków z ubiegłych dekad, gdy oszczędzanie energii nie było problemem priorytetowym. Wielkie zasługi w rozwoju i popularyzacji metod analizy egzergetycznej ma *prof. J. Szargut*, którego prace z tej dziedziny należy uznać jako pionierskie [55]. Wśród bardzo wielu możliwości zastosowania analizy egzergetycznej wymienia się następujące [52]:

1. określanie źródeł niedoskonałości procesu energetycznego i zastosowanie metod ograniczających straty egzergii w jego ogniwach,
2. kontrola zasad prowadzenia procesów cieplnych,
3. badanie procesów sprężania gazów,

4. zastosowanie egzergii do oceny wartości ekonomicznej różnych materiałów technicznych – wprowadzenie pojęcia egzergii do rozwiązywania problemów termoeconomicznych,
5. badanie skojarzonych procesów energetycznych.

Należy podkreślić, że analiza egzegetyczna odgrywa dużą rolę w ocenie efektywności skojarzonych procesów energetycznych. Pod pojęciem skojarzonego procesu należy rozumieć taki, podczas którego uzyskuje się dwa różne efekty użytkowe otrzymywane dotąd w realizacji dwóch niezależnych od siebie procesów. Kojarzenie procesów cieplnych może przynieść konkretne wymierne efekty w postaci skrócenia łańcucha przemian, zwłaszcza w tych ogniach, w których występuje największa strata egzergii (np. podczas wymiany ciepła między układem a otoczeniem). Typowym przykładem skojarzenia klasycznych maszyn cieplnych, tzn. silnika cieplnego i pompy ciepła pokazano jest elektrociepłownia, w której efektami użytecznymi jest nie tylko ciepło wykorzystywane dla celów grzewczych, ale również energia elektryczna. Z uwagi na coraz większe zainteresowanie problemami układów skojarzonych (np. w tzw. energetyce rozproszonej) w Unii Europejskiej należy mieć nadzieję na ich szybki rozwój także w Polsce.

### 3.3. Metoda wskaźnikowa oceny zużycia energii i egzergii

Zestawienie bilansów energii i egzergii pozwala na ocenę stanu gospodarki energetycznej w postaci sprawności energetycznej  $\eta_E$  i egzegetycznej  $\eta_b$ . W ramach określonej branży przemysłu (i szerzej, w całej gospodarce narodowej) potrzebne są mierniki porównawcze zużycia energii, za pomocą których można porównać energochłonność na danym poziomie zużycia. Mierniki te noszą ogólnie nazwę: *wskaźników jednostkowego zużycia energii i egzergii*. Stosowane są dwie podstawowe metody określania tych wskaźników, to znaczy jako: wskaźniki energochłonności bezpośredniej lub wskaźniki energochłonności skumulowanej.

#### 3.3.1. Wskaźniki energochłonności bezpośredniej

*Wskaźnik energochłonności bezpośredniej* lub wskaźnik bezpośredniego jednostkowego zużycia energii określa ilość energii wydatkowanej bezpośrednio w procesie wytwarzania produktu lub realizacji usługi. Ocena porównawcza wykonana na podstawie wartości liczbowych tego typu wskaźników ma zastosowanie lokalne, bowiem bierze się pod uwagę zastosowaną technologię, rodzaj i sposób pracy urządzeń. A zatem wyrażenie wskaźnika energochłonności bez-

pośredniej wymaga wielu dodatkowych informacji dotyczących: metody produkcji, obiektu technologicznego, produktu użytecznego, sposobu zasilania energią, sposobu wykorzystania energii odpadowej, szczegółowych parametrów eksploatacji i czasu objętego rozważaniem [52]. W przypadku zakładu przemysłowego można określać wskaźniki energochłonności bezpośredniej w odniesieniu do danego poziomu obiektu technologicznego. Podaje się wartość takiego wskaźnika w odniesieniu do:

- *agregatu produkcyjnego* – to znaczy urządzenia lub zespołu urządzeń stanowiących jedną całość pod względem technologicznym,
- *zespołu technologicznego* – stanowiącego co najmniej jeden agregat główny i wiele agregatów pomocniczych,
- *wydziału produkcyjnego* – obejmującego jeden lub więcej zespołów technologicznych wytwarzających produkty podobne,
- *zakładu przemysłowego* – w skład którego mogą wchodzić nie tylko wydziały produkcyjne, ale również urządzenia i obiekty pomocnicze (w tym socjalne i administracyjne).

Na każdym poziomie wskaźnik może mieć inną wartość, co utrudnia porównanie np. dwóch lub więcej zakładów wytwarzających ten sam produkt użyteczny. Poza tym energochłonność bezpośrednia nie uwzględnia tej ilości energii, jaka była zużyta na wytworzenie materiałów i półproduktów, zużytej energii w transporcie nośników, w przetworzeniu nośników pierwotnych na wtórne itp. Każdy produkt użyteczny powstaje nie tylko w wyniku bezpośredniego finalnego procesu, ale w łańcuchu składającym się z różnych ogniw pośrednich, bez istnienia których nie mógłby powstać. W tabelicy 3.1 podano wybrane wskaźniki energochłonności bezpośredniej wzięte z różnych branż.

Tabela 3.1

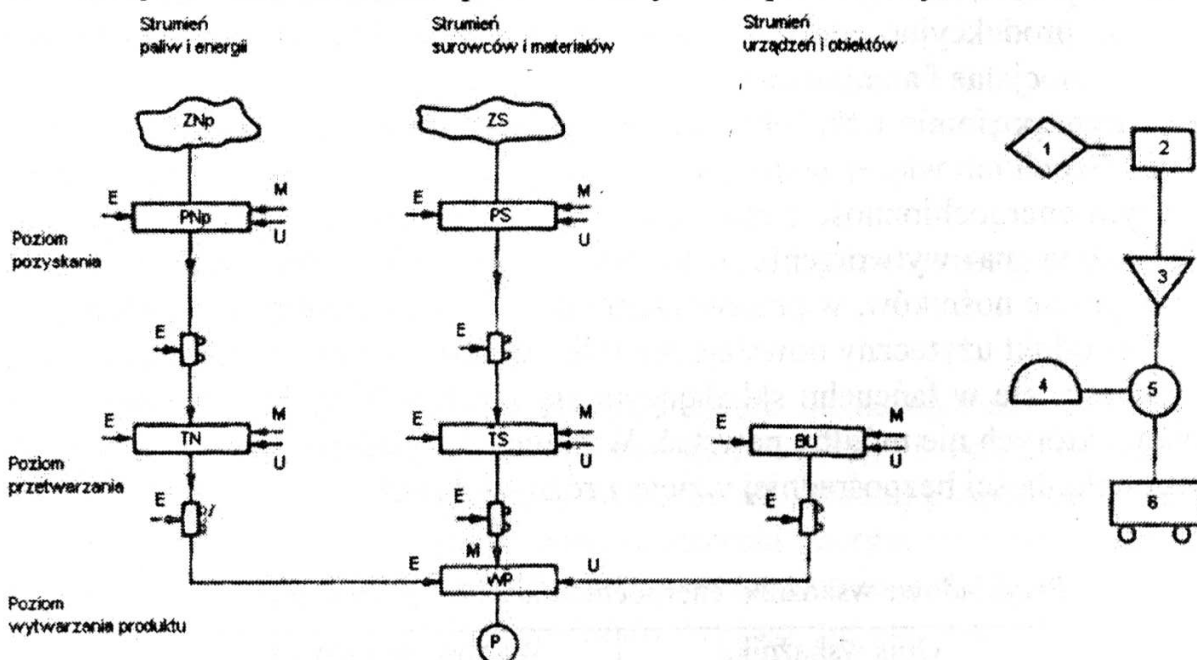
Przykładowe wskaźniki energochłonności bezpośredniej [3, 37]

Opis wskaźnika	Wartość wskaźnika
Zużycie energii przez maszyny polowe: - brona talerzowa, - siew rzędowy, - okopywanie, - kombajnowy zbiór zboża	66 ÷ 82,8 MJ/ha 9,6 ÷ 18,0 MJ/ha 10,8 ÷ 19,2 MJ/ha 70,8 ÷ 127,2 MJ/ha
Jednostkowe zużycie energii w zakładzie produkcji czekolady	6,70 GJ/tonę
Produkcja wołowiny mrożonej	3316 MJ/tonę
Produkcja surówki żelaza	15842 MJ/tonę
Produkcja metanolu	46,5 GJ/tonę

### 3.3.2. Wskaźniki energochłonności skumulowanej

Pod pojęciem *skumulowanego zużycia energii* należy rozumieć całkowitą ilość energii zużytą do wytworzenia określonego produktu użytecznego w całym łańcuchu przemian energetycznych, to znaczy między wytwarzanym w danej technologii produktem a źródłem energii pierwotnej. Według [3] energia ta jest zużywana w trzech podstawowych strumieniach procesów:

- strumień paliw i energii* – który obejmuje pozyskanie pierwotnych nośników energii, ich przetworzenie na nośniki wtórne i transport do miejsca realizacji procesu wytwarzania;
- strumień surowców i materiałów* – zawiera pozyskanie surowców naturalnych, ich przetworzenie i transport do miejsca procesu wytwarzania;
- strumień urządzeń i obiektów* – w skład którego wchodzi: budowa maszyn i urządzeń oraz obiektów przeznaczonych do procesu wytwarzania.



Rys. 3.14. Schemat ideowy do obliczenia energochłonności skumulowanej [3]

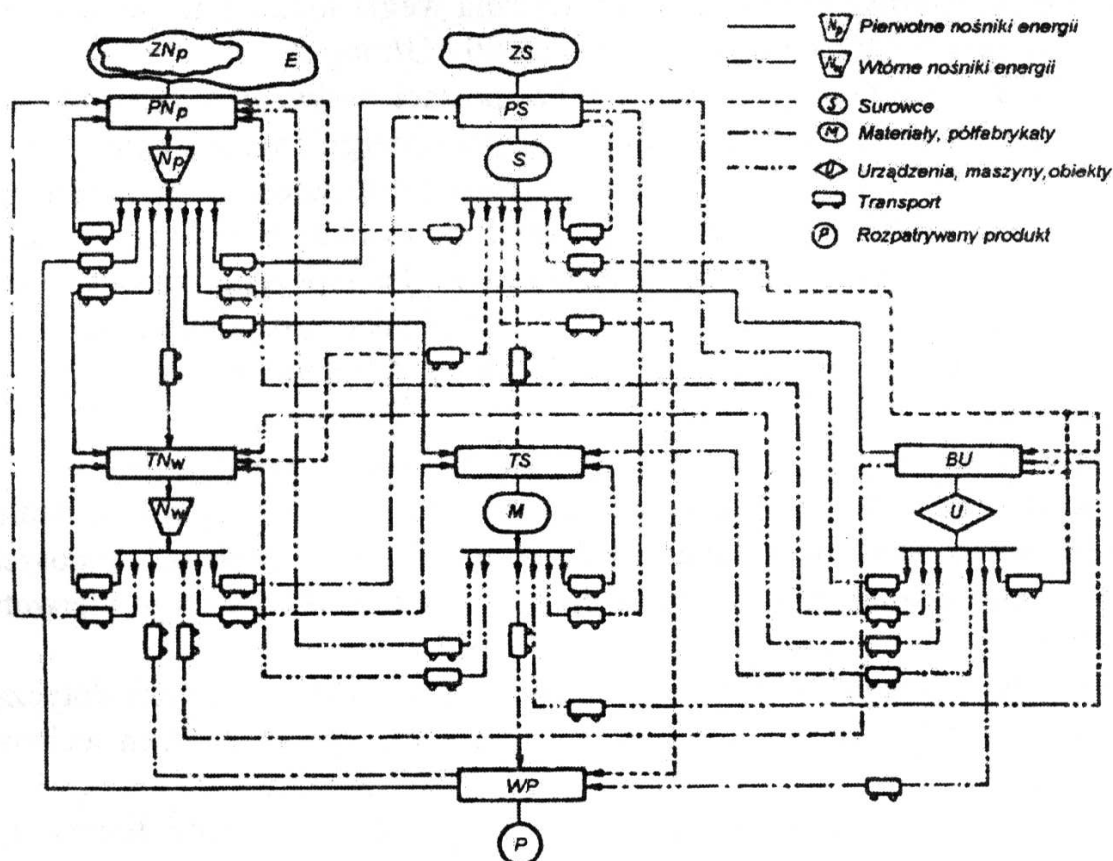
Na rys. 3.14 pokazano schemat ideowy do obliczenia energochłonności skumulowanej. Energia zużyta w dwóch pierwszych strumieniach nosi nazwę *skumulowanego zużycia eksploatacyjnego*, natomiast w trzecim strumieniu – *zużycia inwestycyjnego*. W niektórych rachunkach uproszczonych pomija się energochłonność inwestycyjną, bowiem stanowi ona niewielki udział w całej energochłonności skumulowanej (zwanej w starszych źródłach literatury – *energochłonnością ciągnioną*). Rys. 3.14 przedstawia tylko trzy poziomy podstawowych procesów obejmujących: pozyskanie (pierwotnych nośników energii i surowców), przetworzenie (nośników pierwotnych na wtórne oraz surowców na materiały i półprodukty) oraz wytwarzanie określonego produktu użytecznego.



go. Istnieje w rzeczywistości gęsta sieć wzajemnych powiązań poszczególnych procesów. Rys. 3.15 przedstawia modelowe ujęcie tego typu powiązań. W analizie energochłonności skumulowanej stosuje się następujące pojęcia i definicje w postaci [3]:

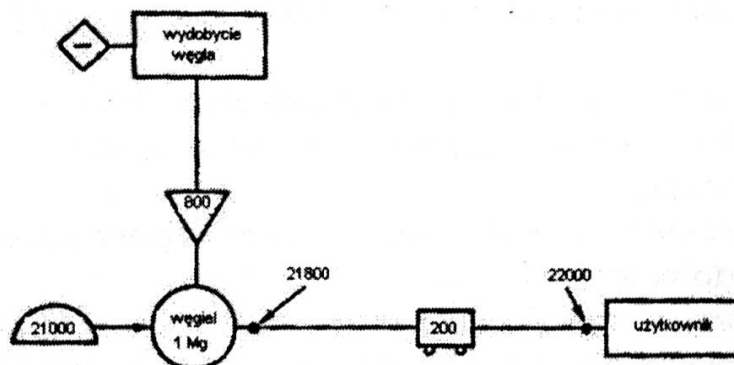
- *pierwotne nośniki energii* – jako paliwa naturalne lub rozszczepialne,
- *wtórne nośniki energii* – paliwa uzyskane z przetworzenia pierwotnych nośników energii,
- *energia pierwotna* – energia chemiczna paliw pierwotnych określona według ich wartości opałowej,
- *energia wtórna* – energia chemiczna paliw wtórnych liczona według ich wartości opałowej oraz innych nośników wtórnych określona wg ich entalpii a także energia elektryczna,
- *energia odzyskana* - energia wyzwolona w procesie technologicznym,
- *wartość energetyczna bezpośrednia nośnika energii* – ilość energii, jaką można otrzymać z jednostki nośnika (wartość opałowa paliwa, entalpia, dla prądu elektrycznego: 3600 kJ/kW·h),
- *wartość energetyczna skumulowana pierwotnego nośnika energii* – wartość energetyczna bezpośrednia nośnika powiększona o skumulowaną energochłonność jego pozyskania.

Rys. 3.16 zaczerpnięty z pracy [3] pozwala zrozumieć praktyczne zastosowanie



Rys. 3.15. Modelowe ujęcie powiązań między analizowanymi procesami przy badaniu energochłonności skumulowanej [37]

wymienionych pojęć w zakresie energochłonności na przykładzie węgla kamiennego



Rys. 3.16. Pojęcia energochłonności węgla kamiennego, jako pierwotnego nośnika energii [3]

Dla węgla kamiennego jednostkowa energochłonność wydobycia wynosi 330 MJ/tonę, natomiast jednostkowa energochłonność skumulowana wydobycia – 800 MJ/tonę. Bezpośrednia wartość energetyczna węgla (opisana jego wartością opałową) – 21000 MJ/tonę, a skumulowana wartość energetyczna (czyli powiększona o energochłonność pozyskania) ma wartość 21800 MJ/tonę. Uwzględniając skumulowaną energochłonność transportu węgla (200 MJ/tonę) oblicza się skumulowaną wartość energetyczną węgla loco użytkownik - wprowadzoną do procesu technologicznego – 22000 MJ/tonę.

Energochłonność jednostkowa (w postaci wskaźnika jednostkowego zużycia) oblicza się w postaci średniego zużycia energii (bezpośrednie lub skumulowane) w odniesieniu do jednostki wyrobu użytecznego w pewnym określonym okresie (zwykle rok). Z podanej analizy wynika, że obliczenia energochłonności skumulowanej prowadzą ostatecznie do obliczenia zużycia energii pierwotnej, czyli teoretycznie takiej ilości energii jaką można by uzyskać, gdyby została ona wykorzystana do wykonania pracy. A zatem oblicza się wielkość energii dla danego procesu.

Stosowane są następujące metody badań energochłonności skumulowanej:

- *metoda analizy procesu* – tzw. metoda sekwencyjna polegająca na analizie sieci procesów od wytwarzanego produktu użytecznego „wstecz” do poszczególnych poprzedzających ogniw, aż do poziomu nośników energii pierwotnej włącznie,
- *metoda bilansu kumulowanego* – bilansuje się kumulowane zużycie dotyczące obciążenia substratów procesów oraz zużycia maszyn i urządzeń technologicznych,
- *metoda przepływów międzygałęziowych* – oparta jest o równania liniowe modelu przepływów międzygałęziowych.

Podając wartość wskaźnika zużycia energii podaje się zwykle zastosowana metodę do jego określenia.

Ważną rolę odgrywa analiza energochłonności skumulowanej w przemyśle rolno-spożywczym, zwłaszcza do przedstawienia problemu energochłonności rolnictwa na poziomie poszczególnych gospodarstw i w skali całego kraju. Trzeba zwrócić uwagę, że wartości wskaźników jednostkowego zużycia energii bezpośredniej i skumulowanej różnią się niekiedy znacznie. W tablicy 3.2 przedstawiono porównanie wartości wskaźników energochłonności bezpośredniej i skumulowanej dla wybranych rodzajów produktów.

Istotą metody energochłonności skumulowanej jest to, że za pomocą tych wskaźników zużycia energii można prowadzić analizę porównawczą w zakresie różnych technologii otrzymywania produktów użytecznych zarówno krajowych jak i zagranicznych. Jest to ważne narzędzie oceny porównawczej energochłonności gospodarki narodowej w różnych krajach Unii Europejskiej.

Tablica 3.2

Wskaźniki energochłonności bezpośredniej i skumulowanej

Rodzaj produktu	Wskaźnik energochłonności bezpośredniej	Wskaźnik energochłonności skumulowanej
Węgiel kamienny	329,9 MJ/t p.u.	833,6 MJ/ t p.u.
Odlewy żeliwne	11162 MJ/tonę	45729,5 MJ/tonę
Wołowina mrożona	7757 MJ/tonę	15713 MJ/tonę
Margaryna	13162 MJ/tonę	17908 MJ/tonę

## 4. KONWENCJONALNE ZASOBY ENERGII

Pod pojęciem *konwencjonalnych zasobów energii* należy rozumieć te zasoby, z których energia może być czerpana na drodze spalania. Nośnikami tej energii są paliwa kopalne (stałe, ciekłe i gazowe) oraz ich pochodne. Paliwa kopalne tworzą zasoby energii pierwotnej, natomiast ich pochodne zaliczane są do zasobów energii wtórnej. Paliwa wtórne uzyskiwane są z paliw pierwotnych drogą różnych przemian. W ten sposób uzyskuje się: koks, brykiety, gaz płynny, nafty, benzyny, oleje opałowe itp. Wśród paliw wtórnych można wydzielić również grupę paliw odpadowych. Do konwencjonalnych zasobów energii zalicza się także paliwa rozszczepialne.

W dalszej części opracowania *paliwo* będzie traktowane jako mieszanina związków chemicznych pochodzenia organicznego lub nieorganicznego otrzymana w sposób naturalny lub sztuczny, która ma zdolność do intensywnej egzotermicznej reakcji utleniania

### 4.1. Paliwa stałe

W zależności od stopnia uwęglenia wyróżnia się następujące charakterystyczne grupy paliw stałych: drewno, torf, węgiel brunatny, węgiel kamienny, węgiel antracytowy i grafit.

*Drewno* - zaliczane jest do lokalnych paliw roślinnych (nie jest typowym paliwem kopalnym) i może być spalane jako szczapy, trociny lub odpadki. Drewno zawiera dużo części lotnych 55÷85%, a jego wartość opałowa zależy w dużym stopniu od zawartości wilgoci; na przykład przy zawartości wilgoci 15% wartość opałowa drewna wynosi około 15500 kJ/kg, przy 30% - 12140 kJ/kg, a przy 50% - 5860 kJ/kg. W celu zapewnienia dobrego spalania drewna pożądane jest jego podsuszenie do zawartości wilgoci około 10÷20%. Drewno posiada stosunkowo niską temperaturę zapłonu wynoszącą około 250÷300°C. Paliwa drewnopochodne są silnie zawilgocone, zwłaszcza trociny, spalają się gorzej, gdyż w wyniku zlepiania się cząstek paliwa utrudniony jest przepływ powietrza.

*Torf* - jest produktem rozkładu roślin stanowiącym geologicznie najmłodszą odmianę paliw kopalnych. Zawiera bardzo dużo wilgoci do 85÷90%. Torf jest używany do spalania po podsuszeniu do wilgotności około 40÷50%. Zawartość popiołu w przeliczeniu na masę suchą wynosi 1÷3%. Wartość opałowa zależy w dużym stopniu od zawar-

tości wilgoci i wynosi: przy zawartości wilgoci 30% - 15500 kJ/kg, natomiast przy 50% tylko 8370 kJ/kg. Temperatura zapłonu torfu podsuszonego na powietrzu mieści się w przedziale 225÷280°C. Masa nasypowa torfu świeżego wynosi 0,942÷1,062 t/m<sup>3</sup>, a absolutnie suchego 0,083÷0,14 t/m<sup>3</sup>.

*Węgiel brunatny* – Pokłady węgla brunatnego są geologicznie starsze niż torfu. Nazwa węgla brunatnego pochodzi stąd, że wykonana kawałkiem tego węgla rysa na nie polerowanej płytce porcelanowej ma kolor brunatny. Węgiel ten charakteryzuje duża zawartość wilgoci do 60% i części lotnych 45÷50%; zawiera on 1,5÷3% siarki (niekiedy do 7% w masie palnej), więcej niż przeciętne paliwo stałe.

*Węgiel kamienny* – jest geologicznie najstarszym paliwem wśród dotychczas prezentowanych, zawiera najwięcej węgla pierwiastkowego i najmniej tlenu. Temperatura zapłonu węgla kamiennego mieści się w przedziale 400÷500°C. Właściwości energetyczne węgla kamiennego zależą w dużym stopniu od od typu i klasy węgla.

*Antracyt* -twarda odmiana węgla o połysku półmetalicznym i przełomie muszlowym o zawartości czystego węgla pierwiastkowego ponad 94%.

*Grafit* – jest to twarda heksagonalna odmiana węgla występująca w przyrodzie jako minerał tworzący skupienia drobnych łusek; może być również otrzymywany w warunkach „sztucznych”.

Wśród charakterystycznych cech paliw stałych można wymienić następujące:

1. skład chemiczny,
2. ciepło spalania i wartość opałowa,
3. zawartość popiołu,
4. skład chemiczny popiołu,
5. zawartość wilgoci,
6. cechy związane ze spiekaniem i zbrylaniem itp.

Ciepło spalania, wartość opałową oraz inne cechy paliwa można odnosić do różnej masy paliwa, a w tym do: masy roboczej (indeks górny *r*), masy analitycznej –stanu powietrzno-suchego paliwa (indeks górny *a*), masy suchej (indeks górny *s*) lub masy palnej (indeks górny *p* lub *daf*).

*masa robocza (r)* - masa paliwa w stanie, w jakim dostarcza się go do paleniska;

*masa analityczna (a)* - masa paliwa w stanie, w jakim poddaje się go analizie, tzn. pokruszone, podsuszone itd. (inaczej *stan powietrzno-suchy paliwa*);

*masa sucha (s)* - masa paliwa pozbawionego całkowicie wilgoci;

*masa palna (p)* - masa składników palnych zawartych w paliwie, łącznie z palnymi związkami siarki; paliwo pozbawione wilgoci i popiołu (*stan suchy bezpopiołowy*).

W tabelicy 4.1 przedstawiono wzory służące do wzajemnego przeliczania różnych mas paliwa

Tablica 4. 1

Zestawienie wzorów do przeliczania masy paliwa

In- deks	Masa z której się przelicza	Mnożniki do przeliczenia na masę			
		<i>roboczą</i>	<i>analityczną</i>	<i>suchą</i>	<i>palną</i>
<i>a</i>	<i>anali- tyczna</i>	$\frac{100 - W_i^r}{100 - W^a}$	1	$\frac{100}{100 - W^a}$	$\frac{100}{100 - (W^a + A^a)}$
<i>r</i>	<i>robocza</i>	1	$\frac{100 - W^a}{100 - W_i^r}$	$\frac{100}{100 - W_i^r}$	$\frac{100}{100 - (W_i^r + A^r)}$
<i>s</i>	<i>sucha</i>	$\frac{100 - W_i^r}{100}$	$\frac{100 - W^a}{100}$	1	$\frac{100}{100 - A^p}$
<i>p</i>	<i>palna</i>	$\frac{100 - (W_i^r + A^r)}{100}$	$\frac{100 - (W^a + A^a)}{100}$	$\frac{100 - A^p}{100}$	1

Uwagi:

\*) wg PN-91/G-04510 należy aktualnie stosować dla masy palnej indeks górny "daf", zamiast indeksu "p" użytego w tablicy; według tej normy symbole oznaczają: *A* - zawartość popiołu, *W<sub>i</sub>* - zawartość wilgoci, *W<sup>a</sup>* - zawartość wilgoci w próbce analitycznej

### **Skład chemiczny paliwa stałego**

W skład paliwa stałego wchodzi: składniki palne, balast i tlen (tak zwany *wolny*, który bierze czynny udział w procesie spalania). Składnikami palnymi paliwa stałego są: węgiel pierwiastkowy, wodór i siarka, popiół i wilgoć stanowią balast. Występuje również azot, który nie bierze czynnego udziału w spalaniu i jest kwalifikowany również jako balast.

### **Krótką charakterystyka składników paliwa stałego:**

*Węgiel* - podstawowy składnik palny, ciepło spalania węgla pierwiastkowego wynosi 33900 kJ/kg;

- Wodór* - występuje zwykle w związkach węglowodorowych, zawartość wodoru w paliwach stałych jest rzędu 4÷6%, ciepło spalania czystego wodoru 42000 kJ/kg;
- Siarka* - występuje w węglu kamiennym krajowym w ilości 3÷3,5% (udział ten może osiągnąć nawet 7÷8%); ciepło spalania czystej siarki wynosi 10850 kJ/kg; siarka występuje w węglu w postaci związków organicznych, w postaci pirytów i związków siarczanowych. Jej obecność w paliwie nie jest pożądana, bowiem przyczynia się do wywołania korozji powierzchni ogrzewalnych;
- Azot* - zaliczany do balastu występuje w paliwach stałych w ilości 1÷2%; nie biorąc czynnego udziału w spalaniu powoduje jednak zwiększenie ilości spalin, bowiem jest usuwany z komory paleniskowej w mieszaninie z produktami spalania;
- Tlen* - występuje w paliwie stałym w postaci związanej, niekiedy w dużych ilościach (nawet do 40%); bierze czynny udział w reakcjach utleniania składników palnych paliwa;
- Wilgoć* - występuje w paliwie w szerokim przedziale udziału  $W=5\div 60\%$ ; podając zawartość wilgoci w paliwie należy podać informację, czy zawartość dotyczy wilgoci przemijającej, higroskopijnej, czy też całkowitej:  
*wilgoć przemijająca* – część wody zawartej w paliwie, która ulega podparowaniu podczas suszenia w powietrzu przy osiągnięciu równowagi z wilgocią atmosferyczną, można ją usunąć w procesie suszenia paliwa w temperaturze otoczenia;  
*wilgoć higroskopijna* – stanowi zawartość wody pozostałą w paliwie po wysuszeniu go w warunkach otoczenia i osiągnięciu równowagi z wilgocią atmosferyczną – zawartość wilgoci higroskopijnej w paliwie może wynosić 1÷10%;  
*wilgoć całkowita* – stanowi sumę wilgoci higroskopijnej i zewnętrznej; zawartość wilgoci w paliwie oznacza się według PN-80/G-04511 [140].
- Popiół* - jest to zawartość (w szerokim przedziale udziału masowego  $A=2\div 60\%$ ) części mineralnych w paliwie; popiół obniża wartość opałową paliwa, utrudnia proces spalania oraz powoduje zanieczyszczenie powierzchni ogrzewalnej. Terminem *popiół* określa się

związki mineralne w stanie sypkim, natomiast w stanie stopionym i zlanym nosi nazwę *żużel*.

W tablicy 4.2 przedstawiono porównawczą charakterystykę składu chemicznego paliw stałych.

Tablica 4.2

Przybliżona charakterystyka właściwości paliw stałych

Rodzaj paliwa stałego		Drewno	Torf	Węgiel brunatny	Węgiel kamienny	Antracyt
Właściwości						
Wartość opałowa	MJ/kg	7,9÷15,5	8,4÷13	6,3÷21	13÷29,3	20,9÷30
Zawartość wilgoci	%	15÷50	30÷50	15÷60	5÷27	5÷30
Zawartość popiołu	%	0,5÷1	2÷10	7÷20	5÷40	5÷35
Zawartość części lotnych	%	85	67÷75	40÷60	10÷48	3÷10
Zawartość węgla pierwiastkowego	%	50	53÷62	66÷78	76÷90	93÷97
Zawartość wodoru	%	6	5÷6	4÷7	4÷6	1÷3
Zawartość tlenu	%	43,9	29÷39	14÷27	3÷15	1÷3
Zawartość azotu	%	0,1	2,3÷3,3	0,7÷3,5	1,3÷1,8	0,5÷1,5
Zawartość siarki	%	0	0,2÷0,3	0,5÷2	0,5÷2	0,5÷1,5

### Ciepło spalania i wartość opałowa

*Ciepłem spalania*  $Q_s$  paliwa stałego nazywa się według polskiej normy [143] ilość ciepła wydzielającą się przy całkowitym i zupełnym spalaniu jednostki ilości paliwa, o ile produkty spalania zostaną schłodzone do temperatury początkowej substratów i nastąpi wykroplenie pary wodnej oddającej ciepło skraplania. Podczas oznaczania ciepła spalania i wartości opałowej paliwa stałego w bombie kalorymetrycznej przyjmuje się temperaturę otoczenia  $+25^{\circ}\text{C}$ . *Wartość opałowa*  $Q_i$  jest to ciepło spalania pomniejszone o ciepło skraplania pary wodnej (równe liczbowo ciepłu parowania wody) powstałej, między innymi, w wyniku spalania wodoru zawartego w paliwie.

Tablica 4.3

Równania stechiometryczne spalania, ciepło spalania i wartość opałowa wybranych składników palnych paliw

Równania stechiometryczne spalania	Ciepło spalania	Wartość opałowa
	[kJ/kg]	
$\text{H}_2 + \frac{1}{2} \text{O}_2 = \text{H}_2\text{O}$	141 974	119 169
$\text{C} + \frac{1}{2} \text{O}_2 = \text{CO}$	10 216	10 216
$\text{C} + \text{O}_2 = \text{CO}_2$	33 913	33 913
$\text{CO} + \frac{1}{2} \text{O}_2 = \text{CO}_2$	10 132	10 132
$\text{S} + \text{O}_2 = \text{SO}_2$	9064÷12351	9064÷12351



W tablicy 4.3 podano zestawienie wielkości ciepła spalania i wartości opałowej składników palnych w reakcjach spalania w odniesieniu do 1 kg masy.

W skład paliw kopalnych, oprócz substancji organicznej, wchodzi również substancja nieorganiczna, której zawartość zależy z kolei od budowy geologicznej skał i stopnia czystości paliwa poddanego obróbce uszlachetniającej. Powoduje to duże niekiedy zróżnicowanie ciepła spalania i wartości opałowej paliwa.

#### 4.1.1. Klasyfikacja paliw stałych

Polska klasyfikacja paliw stałych wyróżnia 6 zasadniczych grup paliw według stopnia ich uwęglenia, czyli zawartości węgla pierwiastkowego w substancji organicznej. Grupy paliw stałych oznaczono wskaźnikami liczbowymi od 0 do 5 (tablica 4.4).

Tablica 4.4

Podział paliw stałych na grupy

Rodzaj paliwa	Oznaczenie grupy paliwa
Drewno	0 (01÷09)
Torf	1 (11÷19)
Węgiel brunatny	2 (21÷29)
Węgiel kamienny	3 (31÷38)
Węgiel antracytowy	4 (41÷43)
Grafit	5 (51)

W każdej grupie wyróżnia się ważne charakterystyczne cechy paliwa. W celu uwidocznienia tych cech dodano liczbę, która podaje miejsce paliwa stałego w danej grupie (tablica 4.4 - w nawiasach). W poszczególnych grupach określa się typy paliwa, typy dzieli się na klasy, a dla niektórych grup paliw również i na sortymenty. Z uwagi na to, że największe znaczenie w energetyce odgrywa węgiel kamienny i brunatny przedstawiono poniżej szczegółową klasyfikację tych grup węgla w świetle polskich norm.

#### 4.1.2. Węgiel kamienny

##### *Klasyfikacja węgla kamiennego*

Grupę węgla kamiennego dzieli się na typy, klasy i sortymenty. Polska norma PN-82/G-97002 [147] wprowadza podział węgla kamiennego na 8 typów w ramach grupy trzeciej paliw oraz 3 typy w ramach grupy czwartej. Podstawą podziału na typy są naturalne cechy węgla charakteryzujące jego przydatność technologiczną w zależności od zawartości części lotnych w stanie suchym

i bezpopiołowym oraz zdolności do spiekania. W tabelicy 4.5 przedstawiono podział węgla kamiennego na typy.

Przykładowe oznaczenie według polskiej normy: WĘGIEL KAMIENNY 31.1 – węgiel kamienny typ 31.1

Tabela 4.5

Typy węgla kamiennego wg PN-82/G-97002 [147]

Typ węgla		Parametry klasyfikacyjne		Zastosowanie węgla			
		Zawartość części lotnych	Ciepło spalania w stanie suchym i bezpopiołowym				
Nazwa	Wyróżnik	[%]	[kJ/kg]				
Węgiel płomienny	31.1	powyżej 28	poniżej lub równe 31000	Węgiel do celów energetycznych dla wszystkich typów palenisk rusztowych i pyłowych			
	31.2		powyżej 31000				
Węgiel gazowo-płomienny	32.1	powyżej 28	nie normalizuje się	Węgiel do celów energetycznych dla wszystkich typów palenisk			
	32.2			Węgiel do celów energetycznych dla palenisk rusztowych, komorowych pyłowych			
Węgiel gazowy	33	powyżej 28		Węgiel do celów energetycznych dla palenisk rusztowych i dla wszystkich typów palenisk pyłowych; węgiel do pieców przemysłowych o szczególnych wymaganiach; węgiel do gazowni			
				Węgiel gazowo-koksowy	34.1 34.2	powyżej 28	Węgiel do produkcji koksu w koksowniach, dla gazowni i dla gazokoksowni
Węgiel ortokoksowy	35.1 35.2A 35.2B	powyżej 26 do 31 powyżej 20 do 26					Węgiel do produkcji koksu w koksowniach
				Węgiel metakoksowy	36	powyżej 45	Węgiel do produkcji koksu w koksowniach
							Węgiel semikoksowy
Węgiel chudy	38	powyżej 14 do 28		Węgiel na mieszanki do produkcji koksu w koksowniach; może być stosowany również jako energetyczny do palenisk specjalnych			
				Węgiel antracytowy	41	powyżej 10 do 14	Jak wyżej
Antracyt	42	3 do 10					Węgiel do celów energetycznych dla palenisk specjalnych
Metaantracyt	43	poniżej 3	-				

Tablica 4.6

## Podział węgla kamiennego na klasy wg PN-82/G-97003 [149]

Wartość opałowa w stanie roboczym Q <sub>r</sub> <sup>i</sup>		Zawartość popiołu w węglu w stanie roboczym A <sup>r</sup>											
		[ % ]											
		Do 5	5-7	7-9	9-12	12-15	15-18	18-21	21-25	25-30	30-35	35-40	40-45
[kJ/kg]	Co najmniej	Wyróżnik											
		wyróżnik	5	7	9	12	15	18	21	25	30	35	40
		Klasy											
32000	32	32/5	32/7										
32000-31000	31	31/5	31/7	31/9									
31000-30000	30	30/5	30/7	30/9	30/12								
30000-29000	29	29/5	29/7	29/9	29/12	29/15							
29000-28000	28	28/5	28/7	28/9	28/12	28/15							
28000-27000	27	27/5	27/7	27/9	27/12	27/15	27/18						
27000-26000	26	26/5	26/7	26/9	26/12	26/15	26/18						
26000-25000	25	25/5	25/7	25/9	25/12	25/15	25/18	25/21					
25000-24000	24	24/5	24/7	24/9	24/12	24/15	24/18	24/21	24/25				
24000-23000	23	23/5	23/7	23/9	23/12	23/15	23/18	23/21	23/25	23/30			
23000-22000	22	22/5	22/7	22/9	22/12	22/15	22/18	22/21	22/25	22/30			
		21/5	21/7	21/9	21/12	21/15	21/18	21/21	21/25	21/30	21/35		
21000-20000	20	20/5	20/7	20/9	20/12	20/15	20/18	20/21	20/25	20/30	20/35	Węgiel	Gat. IV
20000-19000	19			19/9	19/12	19/15	19/18	19/21	19/25	19/30	19/35	19/40	
19000-18000	18			18/9	18/12	18/15	18/18	18/21	18/25	18/30	18/35	18/40	18/45
18000-17000	17					17/15	17/18	17/21	17/25	17/30	17/35	17/40	17/45
17000-16000	16					16/15	16/18	16/21	16/25	16/30	16/35	16/40	16/45
16000-15000	15						15/18	15/21	15/25	15/30	15/35	15/40	15/45
15000-14000	14				17/12				14/21	14/25	14/30	14/35	14/40
14000-13000	13				węgiel gatunku II				13/21	13/25	13/30	13/35	13/40
13000-12000	12						Węgiel Gat. II	Węgiel gat. III		12/25	12/30	12/35	
12000-11000	11									11/25	11/30		
11000-10000	10										10/30		

W ocenie przydatności węgla kamiennego energetycznego typu 31, 32, 33, a także 41 i 42 ważną rolę odgrywa podział na klasy. Podział węgla na klasy dokonuje się biorąc pod uwagę:

- wartość opałową węgla w stanie roboczym  $Q_i^r$ ,
- zawartości popiołu w stanie roboczym  $A^r$ .

Wyróżnikiem klasy węgla są dwie liczby przedzielone ukośną kreską: pierwsza z nich - wskazuje najniższą wartość opałową węgla w stanie roboczym, druga - wskazuje najwyższą zawartość popiołu w węglu w stanie roboczym.

Uzupełniający wyróżnik oddzielony ukośną kreską od wyróżnika zasadniczego klasy określa rzeczywistą zawartość wilgoci całkowitej w stanie roboczym węgla wyrażoną w procentach

Przykładowe oznaczenie:

Zapis: *WĘGIEL 33-Ko I-26/12/7 PN-82/G-97003* oznacza węgiel kamienny typu 33, sortymentu Ko I o wartości opałowej w stanie roboczym  $Q_i^r = 26518$  kJ/kg, zawartości popiołu w stanie roboczym  $A^r = 12\%$  i o zawartości wilgoci całkowitej 7%. Tablica 4.6 przedstawia podział węgla kamiennego energetycznego na klasy. W zależności od wartości wskaźnika podatności transportowej wyróżnia się 5 gatunków węgla: Ia, I, II, III i IV. W tablicy 4.7 oznaczono gatunki węgla (Ia, I i II) w zależności od zawartości kamienia w węglu kamiennym rynkowym.

Tablica 4.7

Gatunki węgla w zależności od zawartości kamienia w węglu rynkowym [149]

Nazwa i symbol sortymentu	Największa dopuszczalna zawartość kamienia w węglu rynkowym		
	[ % ]		
	Gatunki		
	Ia	I	II
Kęsy Ks	Nie dotyczy	1,0	2,0
Kostka I Ks I Kostka II Ko II Kostka Ko	1,0	1,5	2,5
Gruby I Gr I	Nie dotyczy	1,5	2,5
Gruby II Gr II	Nie dotyczy	5,0	7,0
Orzech I O I Orzech II O II Orzech O Orzech średni Ośr	1,5	5,0	7,0

Przydatność węgla kamiennego do spalania w określonych warunkach technicznych opisanych charakterystyką komory paleniskowej wyposażonej w ruszt określa pojęcie sortyment. Przez *sortyment* należy rozumieć wielkość ziarna oraz dopuszczalne zawartości podziarna i nadziarna. W tablicy 4.8 podano wymagane, znormalizowane własności dla sortymentów węgla kamiennego.

W procesie wydobywania i uszlachetniania (na przykład usuwanie skały płonej, kamienia itp.) powstają pewne paliwa odpadowe zawierające zmniejszoną zawartość węgla pierwiastkowego, wśród których wyróżnia się przerosty i muły węglowe (tablica 4.9).

*Przerosty* – produkty odrzucane podczas mechanicznego wzbogacania węgla, zanieczyszczone substancją mineralną niepalną, zawartość popiołu do 42% i wilgoci do 25%, które mogą być spalane na rusztach specjalnych np. posuwisto-zwrotnych.

Tablica 4.8

Wymagane właściwości dla sortymentów węgla kamiennego  
wg PN-82/G-97001 [148]

Sortyment			Wymiar ziarna		Nadziano		
Grupa	Nazwa	Symbol	Górny	Dolny	w węglu do celów energetycznych		
					Największy wymiar ziarna	Największa zawartość nadziarna	Największa zawartość podziarna
			[ mm ]		[ % ]		
Grube	Kęsy	Ks	-	>125	-	-	5
	Kostka I	Ko I	200	125	250	5	6
	Kostka II	Ko II	125	63	200	5	6
	Kostka	Ko	200	63	250	5	8
	Gruby I	Gr I	-	63	-	-	8
	Gruby II	Gr II	-	40	-	-	10
	Orzech I	O I	80	40	125	5	8
	Orzech II	O II	50	25	80	5	8
Średnie	Orzech	O	80	25	125	5	10
	Groszek I	Gk I	31,5	16	50	5	10
	Groszek II	Gk II	20	8	31,5	5	10
Drobne	Groszek	Gk	31,5	8	50	5	10
	Drobny	Dr	50	0	80	10	-
Miałowe	Miał I	M I	31,5	0	50	5	-
	Miał II	M II	20-10	0	31,5	5	-
	Miał III	M III	6	0	10	5	-
Mułowe	Pył	P	1	0	-	-	-
	Muł	Mu	1	0	-	-	-
Inne	Niesort	Ns	-	0	-	-	-

*Muł węglowy* – produkt uboczny mokrego wzbogacania węgla kamiennego; paliwo składa się z drobnych ziaren węgla (0÷3 mm) zmieszanych z piaskiem i iłem. Zawartość wilgoci całkowitej w mułach dochodzi do 40%; muły stanowią domieszkę 10÷20% do innych sortymentów węgla, przy czym spalanie w paleniskach rusztowych jest utrudnione. W tablicy 4.9 podano właściwości mułów węglowych. Półproduktem węgl pochodnym są również tzw. *łupki węglowe palne*. Jest to kopalina powstała z nasycenia mułów gnilnych substancjami tłuszczowymi charakteryzującą się stosunkowo dużą masą właściwą.

Tablica 4.9

## Właściwości mułów węgla energetycznych i koksujących [24]

Właściwość	Muły węgla energetycznych	Muły węgla koksujących
Q, [MJ/kg]	4,0-17,0	3,2-18,8
A, [%]	19,0-65,0	21,0-61,0
S, [%]	0,6-1,5	0,6-1,21
W, [%]	9,0-42,0	5,0-30,0

Wśród paliw stałych wtórnych powstałych w wyniku przeróbki zarówno węgla kamiennego, jak i brunatnego wymienić należy koks. *Koks* jest paliwem wtórnym o małej zawartości części lotnych otrzymywanym przez ogrzewanie węgla kamiennego lub brunatnego bez dostępu powietrza w specjalnych piecach zainstalowanych w gazowniach lub koksowniach. Do produkcji koksu potrzebne są odpowiednie typy węgla; koks stosowany jest jako podstawowe paliwo w żeliwnych kotłach grzewczych. Sortymenty koksu powinny odpowiadać znormalizowanym wymaganiom PN-86/C-02050/02 [153]. Wymagania dotyczące koksu z węgla kamiennego podaje PN-86/C-02050/01-07 [154], zaś PN-86/C-20250/06 [155] podaje wymagania dla koksu stosowanego w celach opałowych.

## 4.1.3. Węgiel brunatny

Tablica 4.10.

## Klasy węgla brunatnego według [144]

Najniższa wartość opałowa węgla w stanie roboczym [kcal/ kg /kJ/kg]	Najwyższa zawartość popiołu w węglu w stanie roboczym [%]										
	6	8	11	14	17	20	23	26	29	32	35
2700/11 313	6	8	11								
2600/10 894	6	8	11								
2500/10 475	6	8	11								
2400/10 056	6	8	11	14	17	20	23				
2300/9 637	6	8	11	14	17	20	23				
2200/9 218	6	8	11	14	17	20	23	26	29		
2100/8 799	6	8	11	14	17	20	23	26	29		
2000/8 380	6	8	11	14	17	20	23	26	29	32	35
1900/7 961	6	8	11	14	17	20	23	26	29	32	35
1800/7 542	6	8	11	14	17	20	23	26	29	32	35
1700/7 123	6	8	11	14	17	20	23	26	29	32	35
1600/6 704				14	17	20	23	26	29	32	35
1500/6 285				14	17	20	23	26	29	32	35

W sortymentach Ks, O oraz Gr najniższa wartość opałowa węgla w stanie roboczym wynosi 7961 kJ/kg, a najwyższa zawartość popiołu w węglu w stanie roboczym wynosi 17%

Wyróżnia się następujące rodzaje węgla brunatnego:

- Węgiel brunatny włóknisty* - zwany *lignitem* – słoje podobne do drewna, jest miękki i łatwo się kruszy;
- Węgiel brunatny ziemisty* - kolor przełomu brunatny, ciemniejszy od lignitu i przechodzący w czarny;
- Węgiel brunatny smolisty* - należy do najstarszych pokładów węgla brunatnego, kolor przełomu prawie czarny, posiada najwyższą wartość opałową.

Klasy węgla brunatnego w zależności od wartości opałowej i zawartości popiołu w stanie roboczym podaje polska norma PN-81/G-97051/01 – tablica 4.10, zaś sortymenty tego węgla PN-81/G-97051/05 – tablica 4.11.

Tablica 4.11

Sortymenty węgla brunatnego według [145]

Sortyment				Największa dopuszczalna zawartość, [%]		
Nazwa	Symbol	Wymiar ziarna, [mm]		Nadziarna	podziarna	Ziarn od 10 do 0 mm w podziarnie
		od	do			
Kęsy	Ks	600	80	Nie jest znormalizowana	20	10
Orzech	O	80	20	10	20	10
Miał	M	20	0	10	Nie dotyczy	
Gruby	Gr	600	40	Nie jest znormalizowana	20	10
Drodny	Dr	40	0	10	Nie dotyczy	
Średni	Śr	300	0	5	Nie dotyczy	
Niesort	N	600	0	Nie jest znormalizowana	Nie dotyczy	

#### 4.1.4. Drewno i torf

Drewno miało dotychczas w energetyce przemysłowej bardzo małe znaczenie. Obecnie, w związku ze wzrostem zainteresowania wykorzystaniem biomasy wzrasta również popyt na drewno, szczególnie z tzw. plantacji energetycznych – topole, wierzby itp.

W tablicy 4.12 podano porównawcze zestawienie składu chemicznego suchej masy palnej drewna, torfu i węgla kamiennego, natomiast w tablicach 4.13 i 4.14 zestawiono właściwości do oceny przydatności drewna drzew liściastych, iglastych i odpadów przemysłu drzewnego.

Tablica 4.12

Skład chemiczny suchej masy palnej drewna, torfu oraz węgla kamiennego [19, 24]

Rodzaj paliwa stałego	Zawartość części lotnych, [%]	Skład chemiczny					Wartość opałowa, [kJ/kg]
		[%]					
		węgiel	Wodór	tlen	Azot	siarka	
Drewno	85	50	6	43,9	0,1	0	18 800
Torf stary	67	61,5	6,2	29	3,3	0,3	23 300
Węgiel brunatny	40÷60	66÷73	5÷7	13÷25	0,7÷1,5	0,7÷7	25 500÷28 800

Tablica 4.13

Skład chemiczny oraz właściwości drewna liściastego i iglastego [24]

Rodzaj drewna	Gęstość [kg/m <sup>3</sup> ]	Ciepło spalania [kJ/kg]	Wartość opałowa [kJ/kg]	
			W <sub>w</sub> =0%	W <sub>w</sub> =15%
Brzoza	-	21 470	20 110	16 730
Buk	-	21 450	20 100	16 710
Dąb	730	19 120	17 765	14 720
Grab	770	18 975	17 610	14 600
Jawor	-	18 860	17 510	14 500
Jesion	710	19 780	18 420	15 280
Kasztan	-	20 190	18 830	15 630
Lipa	-	20 080	18 720	15 540
Olcha	520	19 330	17 970	14 900
Topola	450	19 270	17 920	14 850
Średnio		19 610	18 250	15 140
Jodła sezonowa	-	20690	19340	16065
Jodła świeża	-	20170	18820	15620
Modrzew	600	19850	18500	15350
Sosna	460	19930	18570	15420
Świerk	380	21830	29470	17030
średnio	-	20690	19340	16060



Tablica 4.14

Skład chemiczny i wartość opałowa odpadów przemysłu drzewnego [24]

Rodzaj odpadów przemysłu drzewnego	Zawartość			Wartość opałowa	
	Popiół	Części lotne	Wilgoć	w stanie analitycznym	w stanie roboczym
	[%]			[kJ/kg]	
Odpady drzewne - różne	10,35	73,89	67,10	17 697	4 184
Odsort wiórów	0,89	78,46	43,70	19 072	9 671
Zrzyny płyt wiórowych	4,80	79,01	15,00	17 890	14 841
Pył poszlifierski z płyt wiórowych	4,61	72,53	13,85	18 210	15 335
Pył poszlifierski z płyt pilśniowych	1,14	80,78	82,00	19 221	1 458
Odpady z korowalni	3,60	70,00	62,20	19 590	5 886
Kora sosnowa	5,19	68,46	47,00	19 764	9 327
Odpady oklein sztucznych	12,36	77,19	4,30	18 096	17 213
Odpady żywicy klejowej impregnacyjnej	3,58	85,34	24,30	15 496	11 138
Zrzyny sklejk zaklejanej żywicą mocznikową	0,31	82,02	5,67	17 983	16 825
Odpady drzewne z produkcji płyt MDF	2,26	77,33	10,00÷50,00	18 604	8 081÷16 499

## 4.2. Paliwa ciekłe

Paliwa ciekłe mogą występować jako naturalne lub sztuczne. Do naturalnych paliw ciekłych zalicza się przede wszystkim ropę naftową. Głównymi składnikami ropy naftowej są: węglowodory *parafinowe* (alkany), węglowodory *naftowe* (alicykliczne) oraz niewielkie ilości węglodorów *aromatycznych*, kwasów organicznych, związków siarki, azotu i śladowe ilości metali (V, Ni, Fe, Cu,) oraz części mineralnych. Typowy średni skład ropy naftowej określony jest zawartością: węgla 82÷84%, wodoru 10÷15%, tlenu 0÷2%, azotu 0,01÷0,8%, siarki 0,01÷7% i metali 0÷0,1%. Ze względu na gęstość wyróżnia się: ropy naftowe lekkie ( $\rho < 828 \text{ kg/m}^3$ ), ropy średnie ( $\rho = 828\text{--}884 \text{ kg/m}^3$ ) i ropy cięż-

kie ( $\rho > 884 \text{ kg/m}^3$ ). Ropa lekka zawiera stosunkowo dużo benzyny i nafty, natomiast ropa ciężka o dużej zawartości żywic przerabiana jest głównie na asfalty.

Do zasadniczych procesów przeróbki ropy naftowej zalicza się:

- destylację,
- kraking,
- hydryzację.

*Destylacja* – jest to metoda rozdzielania ciekłych mieszanin oparta na różnej lotności poszczególnych jej składników; praktycznie polega na ogrzewaniu cieczy do określonej temperatury, aż do momentu przejścia danego składnika w stan pary i ochłodzeniu tej pary w chłodnicy, w celu doprowadzenia wydzielonego składnika ponownie w stan ciekły. Podczas destylacji ropy naftowej uzyskuje się następujące frakcje:

Nazwa frakcji	Temperatura wrzenia	Węglowodory (typy)
Benzyna	do 200	$C_5 \div C_{10}$
Nafta	180 ÷ 230	$C_{11} \div C_{12}$
Olej napędowy	230 ÷ 305	$C_{13} \div C_{17}$
Lekkie oleje smarowe	305 ÷ 405	$C_{18} \div C_{25}$
Ciężkie oleje smarowe	405 ÷ 515	$C_{26} \div C_{38}$

*Kraking* – jest procesem stosowanym w przemyśle rafineryjnym polegającym na rozkładzie termicznym lub katalitycznym ciężkich produktów naftowych. Kraking termiczny odbywa się w wysokiej temperaturze 400÷500°C i pod ciśnieniem 2÷10 MPa. W wyniku krakingu uzyskuje się paliwa do silników, głównie benzynę i olej napędowy.

*Hydryzacja* – jest to kraking katalityczny przebiegający dodatkowo w obecności katalizatorów (w niższej temperaturze niż kraking termiczny); hydryzacja polega na rozszczepianiu ciężkich węglowodorów pod wpływem temperatury i ciśnienia w obecności wodoru i katalizatorów. W ten sposób otrzymuje się benzyny i oleje do silników wysokoprężnych, w tym również paliwo lotnicze. W opisany wyżej sposób otrzymuje się większość krajowych olejów opałowych, których właściwości zostały znormalizowane.

Wśród charakterystycznych właściwości paliwa ciekłego należy wymienić:

- skład chemiczny,
- ciepło spalania i wartość opałową,
- lotność,
- ciepło parowania,
- temperaturę zapłonu, samozapłonu i palenia,
- odporność na spalanie stukowe (liczba oktanowa),

- skłonność do samozapłonu (liczba cetanowa).

W miejsce dotychczasowej polskiej normy PN-76/C-96024 [137] wymieniającej, między innymi, trzy typy oleju opałowego, wprowadzono ujednoczoną normę PN-C-96024:2001 [157]. Norma ta rozróżnia, w zależności od składu chemicznego, dwa rodzaje olejów opałowych: to znaczy lekki (*L*) i ciężki (*C*). Zależnie od zawartości frakcji destylującej do temperatury 350°C klasyfikuje się olej opałowy lekki na dwa gatunki oznaczone symbolami *L-1* i *L-2*, natomiast w zależności od lepkości kinematycznej olej opałowy ciężki dzieli się na trzy gatunki oznaczone symbolami: *C-1*, *C-2* i *C-3*. Norma określa także szczegółowe wymagania w odniesieniu do olejów opałowych lekkich – tablica 4.15 oraz olejów opałowych ciężkich – tablica 4.16.

Tablica 4.15

Szczegółowe wymagania dotyczące oleju opałowego lekkiego  
wg PN-C-96024:2001 [157]

Właściwość	Jednostka miary	Wymagania	
		L – 1	L – 2
Gęstość w temperaturze +15°C, max..	kg/m <sup>3</sup>	860	890
Wartość opałowa, min.	MJ/kg	42,6	41,5
Lepkość kinematyczna w temperaturze +20 <sup>o</sup> , max.	mm <sup>2</sup> /s	6,00	8,00
Temperatura zapłonu, min.	°C	56	
Temperatura płynięcia, max.	°C	-20°C	
Zawartość siarki, max.	%	0,20	0,30
Zawartość wody, max.	mg/kg	200	500
Zawartość zanieczyszczeń stałych, max.	mg/kg	24	
Pozostałości po spoieleniu, max.	%	0,01	

Tablica 4.16

Szczegółowe wymagania dotyczące oleju opałowego ciężkiego  
wg PN-C-96024:2001 [157]

Właściwość	Jednostka miary	Wymagania		
		C – 1	C – 2	C – 3
Gęstość w temperaturze +15°, max.	kg/m <sup>3</sup>	950	970	-
Wartość opałowa, min.	MJ/kg	41,3	39,9	39,7
Temperatura zapłonu, min.	°C	62		
Lepkość kinematyczna:				
-w 50°C, max.		90	180	-
-w 100°C, max.	mm <sup>2</sup> /s	-	-	55
Temperatura płynięcia, max.	°C	10	25	40
Zawartość siarki, max.	%	1,0	2,0	3,0
Zawartość zanieczyszczeń, max.	%	0,5		
Zawartość wody, max.	%	1,0		
Zawartość wanadu, max.	mg/kg	100	150	

Oleje opałowe charakteryzują się najczęściej następującymi właściwościami: zawartość wody 0÷3%, siarki 2,5÷4%, popiołu 0,01÷0,5% (niekiedy maksymalnie do około 1%), siarki 0÷5% (w rafineriach polskich 0,1÷0,3%); temperatura zapłonu olejów opałowych 65÷110°C. Istotnym problemem jest zawartość wanadu w popiele (zwykle występuje jako  $V_2O_5$ ) – działa jako katalizator ułatwiający tworzenie  $SO_3$ , a w wyższych temperaturach działa korodująco nawet na stale stopowe. Oznaczenia zawartości wanadu prowadzi się według zaleceń PN-77/C-04029 [138] od początkowej temperatury oleju 300°C.

W 1999 roku uruchomiono w Mazowieckich Zakładach Rafineryjnych i Petrochemicznych w Płocku produkcję lekkiego oleju opałowego o nazwie *EKO-TERM PLUS* o niskiej zawartości siarki i właściwościach: wartość opałowa 42600 kJ/kg, zawartość siarki <0,2%, zawartość popiołu 0%. Spalanie tego oleju pozwala na zmniejszenie łącznej emisji zanieczyszczeń do około 95,44 kg/kJ (porównawczo dla węgla kamiennego emisja wynosi 159,96 kg/kJ, a dla gazu ziemnego *GZ-50* 70,46 kg/kJ) [43].

Do opalania kotłów grzewczych o małej i średniej mocy oraz do silników wysokoprężnych mogą być stosowane oleje roślinne. W tablicy 4.17 przedstawiono porównanie właściwości estru metylowego oleju rzepakowego, oleju napędowego typu *ON* oraz oleju jadalnego rzepakowego.

Tablica 4.17

Porównanie właściwości olejów roślinnych [24]

Właściwość	Ester metylowy oleju rzepakowego	Olej napędowy (ON)	Olej rzepakowy jadalny
Gęstość w temperaturze 15°C, [kg/dm <sup>3</sup> ]	0,885	0,849	0,888
Temperatura mętnienia, [°C]	-6,7	-15,0	-
Liczba cetanowa	49,9	47,7	50,8
Skład chemiczny, [%]			
c	77,5	86,3	77,0
h	12,1	13,4	12,0
s	0,01	0,3	0,003
o	10,4	-	11,2
Wartość opałowa, [MJ/kg]	37,1	42,7	37,5

Do paliw zalicza się również benzyny stosowane w silnikach gaźnikowych oraz oleje napędowe do silników wysokoprężnych. Do paliw ciekłych zalicza się także alkohole: etylowy ( $C_2H_5OH$ ) i metylowy ( $C_2H_3OH$ ), które stosuje się zwykle jako dodatki do benzyny a niekiedy jako paliwa alternatywne. Odznaczają się one stosunkowo niską wartością opałową (27 MJ/kg – etylowy i 19 MJ/kg – metylowy) oraz wysoką wartością liczby oktanowej (około 95).

Na wyjaśnienie zasługują właściwości benzyn i olejów napędowych opisane liczbami oktanową i cetanową.

## Liczba oktanowa

Podczas spalania paliw ciekłych w silnikach gaźnikowych istnieje tendencja do występowania spalania detonacyjnego charakteryzującego się głośnymi stukami oraz zakłóceniami w pracy. Przyczyny takiej pracy mogą tkwić w składzie chemicznym paliwa, cechach konstrukcyjnych silnika oraz w warunkach jego eksploatacji. Ropa naftowa i paliwa silnikowe składają się, jak uprzednio podano, z mieszanin różnych węglowodorów należących do grup: *parafin* (o wzorze  $C_nH_{2n+2}$  – metan, pentan, heksan, oktan), *olefin* (węglowodory o wzorze  $C_nH_{2n}$  – etylen, propylen), *naftenów* i *aromatów* (węglowodory aromatyczne o wzorze  $C_nH_{2n-6}$  – benzen, toluen, ksylen). Największą skłonność do wywoływania detonacji podczas spalania mają *węglowodory parafinowe*, natomiast węglowodory aromatyczne wykazują dużą odporność na spalanie stukowe.

Wprowadzono pojęcie liczby oktanowej wyrażającej odporność paliwa na spalanie detonacyjne w silnikach gaźnikowych. *Liczbę oktanową* określa się przez porównanie zachowania badanego paliwa i paliwa wzorcowego spalanych w znormalizowanym jednocylindrowym silniku o zmiennym stopniu sprężania. *Paliwem wzorcowym* jest mieszanina *izooktanu*  $C_8H_{18}$  (właściwości przeciwstukowe oznaczono jako – 100 jednostek) oraz *n-heptanu*  $C_7H_{16}$  (właściwości przeciwstukowe oznaczono jako – 0 jednostek). *Liczba oktanowa (LO)* odpowiada procentowej zawartości izooktanu w mieszaninie z *n-heptanem*, która w znormalizowanych warunkach badań przejawia taką samą odporność na spalanie detonacyjne jak badane paliwo. Na przykład: benzyna o liczbie oktanowej  $LO = 80$  to paliwo, które pod względem spalania detonacyjnego zachowuje się w silniku wzorcowym tak, jak mieszanina składająca się 80% *izooktanu* i 20% *n-heptanu*. W celu przerwania niekorzystnych łańcuchowych reakcji spalania detonacyjnego dodaje się do benzyn różne dodatki, w tym np. *czteroetylek ołowiu (CEO)*.

Do oznaczania liczby oktanowej paliw stosuje się różne metody: motorową, badawczą i temperaturową [23]. Wartości liczby oktanowej  $LO$  tego samego paliwa oznaczone różnymi metodami mogą być różne.

Przykłady: Liczba oktanowa benzyny etylizowanej – nazwą *etyliny* obejmuje się benzyny zawierające dodatek w postaci płynu etylowego; *dla etyliny „niebieskiej*  $LO = 76$  wg metody motorowej i  $LO = 78$  wg metody badawczej; dodatek czteroetylku ołowiu ( $(Pb(C_2H_5)_4)$ ) wynosi max. 1,2 g/kg paliwa, zawartość siarki max. 0,15%. *Dla etyliny 94*: wg metody motorowej  $LO = 88$ , zaś wg metody badawczej  $LO = 94$ , dodatek czteroetylku ołowiu wynosi max. 1 g/kg paliwa, a zawartość siarki max. 0,15%.

### **Liczba cetanowa**

Proces spalania paliwa w silnikach wysokoprężnych odbiega znacznie od spalania w gaźnikowych. Początkowo do cylindra zasysane jest powietrze, które jest następnie sprężane do ciśnienia rzędu 40÷50 bar i temperatury 500÷700°C i w takich warunkach wtryskuje się do niego paliwo. Paliwo szybko odparowuje i intensywnie utlenia oraz zapala się samoczynnie. Im mniejszy jest czas od momentu wtrysku paliwa do wystąpienia samozapłonu i im bardziej równomiernie przebiega spalanie, tym wtryskiwany olej jest lepszy. Wprowadzono pojęcie liczby cetanowej do oceny ilościowej charakteru zjawiska samozapłonu oleju w silniku wysokoprężnym. W celu określenia liczby cetanowej ( $LC$ ) wybrano mieszaninę wzorcową składającą się z *cetanu*  $C_{16}H_{32}$  (węglowodór alifatyczny charakteryzujący się krótkim czasem opóźnienia zapłonu i przyjęto dla niego – wskaźnik  $LC = 100$ ) i  $\alpha$  – *metylonaftalenu*  $C_{11}H_{11}$  – (o bardzo wysokiej temperaturze samozapłonu – wskaźnik  $LC = 0$ ). *Liczba cetanowa* ( $LC$ ) oleju napędowego wskazuje procentową objętościową zawartość *cetanu* w mieszaninie z  $\alpha$  – *metylonaftalenem*, która w znormalizowanych warunkach w jednocylindrowym wzorcowym silniku wysokoprężnym spala się tak, jak badane paliwo.;  $LC = 45$  oznacza olej napędowy zachowujący się podczas spalania jak mieszanina 45% obj. *cetanu* i 55 % obj.  $\alpha$  – *metylonaftalenu*. Do przybliżonego określenia liczby cetanowej można zastosować wzór [23]:

$$LC = (t_{sr} - 58)/5\rho, \quad (4.1)$$

gdzie:  $t_{sr}$  – średnia temperatura wrzenia paliwa, [°C],

$\rho$  – gęstość paliwa w temperaturze +20°C, [kg/m<sup>3</sup>].

Zależność między liczbą cetanową  $LC$  i oktanową  $LO$  ujmuje przybliżona zależność:

$$LO = 120 - 2 \cdot LC. \quad (4.2)$$

### **4.3. Paliwa gazowe**

Aktualnie wzrasta zainteresowanie paliwami gazowymi, przede wszystkim ze względu na ich zalety: możliwość uzyskania wysokiej temperatury spalania, łatwość jej regulacji, uzyskiwanie większej sprawności kotłów gazowych w porównaniu z kotłami na paliwo stałe, znacznie zmniejszenie zawartości szkodliwych ekologicznie składników w produktach spalania, łatwość przesyłania gazu, oraz możliwości łatwego magazynowania. Wśród wad wymienia się niebezpieczeństwo wybuchu oraz trujące właściwości gazów.

W zależności od źródła pozyskania dzieli się *paliwa gazowe na naturalne i sztuczne*. Podstawowym paliwem gazowym o pochodzeniu naturalnym jest gaz ziemny stanowiący mieszaninę różnych węglowodorów, z bardzo dużą zawartością metanu. Jakość gazu ziemnego zależy od usytuowania złoża, przy

czym może on zawierać pewną ilość węglowodorów ciekłych – *gaz ziemny mokry*, w odróżnieniu od tzw. *gazu ziemnego suchego* pozbawionego tych węglowodorów. Eksploatacyjne ciśnienie gazu ziemnego wynosi zwykle 7÷12 MPa, co pozwala na jego łatwy transport za pomocą rurociągów. Wartość opałowa gazu ziemnego jest zależna od zawartości metanu i mieści się w przedziale 20100÷35600 kJ/um<sup>3</sup>. Gaz ziemny występuje najczęściej w dwóch postaciach, tzn. jako wysokometanowy lub zaazotowany.

*Gaz ziemny wysokometanowy* – wydobywany jest ze złóż położonych w okolicach Przemyśla, Lubaczowa i Jarosławia. Zawiera metan w ilości 98÷98,5%; wartość opałowa gazu wysokometanowego wynosi około 36 MJ/um<sup>3</sup>.

*Gaz ziemny zaazotowany* – wydobywany jest ze złóż położonych w okolicach Wierzychowic, Borzęcina, Grodzisławia. Gaz zaazotowany zawiera azot w ilości 18÷45% (zawartość metanu 53÷80%), jego wartość opałowa 19÷29 MJ/um<sup>3</sup>.

Dopuszczalna zawartość siarki w gazie ziemnym wynosi do 40 mg/um<sup>3</sup> [47]. Oprócz eksploatacji szybów można gaz ziemny pozyskiwać częściowo w procesie odmetanowania kopalń węgla kamiennego.

Produkuje się również paliwa gazowe sztuczne otrzymywane w procesie odgazowania węgla kamiennego lub zgazowania tego paliwa stałego. Proces odgazowania węgla kamiennego polega na ogrzewaniu węgla do temperatury około 1200°C bez dostępu powietrza, wskutek czego uzyskuje się: koks, gaz i smołę pogazową. W zależności od rodzaju produktu finalnego otrzymuje się: koks – w koksowniach, gaz – w gazowniach oraz smołę pogazową – w wytlewniach. Wśród gazów sztucznych wymienia się: gazy mocne i słabe. Do *gazów mocnych* (o wartości opałowej większej od 17 MJ/um<sup>3</sup>) należą gazy: ziemny, koksowniczy, miejski, węglowy, natomiast *do gazów słabych* (niższa wartość opałowa do około 10 MJ/um<sup>3</sup>) kwalifikują się: wielkopieczowy, czadnicowy i wodny. Gazy słabe uzyskuje się w procesie zgazowania węgla (bez wytwarzania koksu) polegającym na przetłoczeniu mieszaniny powietrza z parą wodną przez warstwę rozżarzonego węgla. W tabelicy 4.18 podano przybliżony skład chemiczny paliw gazowych mocnych i słabych oraz niektóre porównawcze ich właściwości.

*Gaz koksowniczy* – produkowany jest w koksowniach hutniczych jako produkt odpadowy w produkcji koksu metalurgicznego; z 1 tony węgla kamiennego koksującego uzyskuje się około 750 kg koksu oraz 300 um<sup>3</sup> gazu koksowniczego.

*Gaz miejski* – produkowany jest w gazowniach z węgla kamiennego gazowego zawierającego dużą zawartość części lotnych; z 1 tony węgla otrzymuje się około 550÷600 kg koksu gazowniczego (może być paliwem do kotłów) centralnego ogrzewania) oraz 400÷450 um<sup>3</sup> gazu miejskiego.

Prowadzone są w wielu krajach badania nad technologią *syntetycznego gazu ziemnego (SNG)* uzyskiwanego z węgla w wysokociśnieniowym procesie zgazowania. Oprócz tego badania obejmują *gaz systemowy* – gaz o wartości opałowej  $15\div 19 \text{ MJ/um}^3$  i zawartości tlenku węgla  $CO$  ok.20% i więcej, stosowany jest on w produkcji metanolu. Pozytywne rezultaty uzyskano podczas podziemnego zgazowania węgla bezpośrednio w złożu, jako istotnej technologii otrzymywania paliwa gazowego w przypadku cienkich i zanieczyszczonych pokładów węgla kamiennego.

Tablica 4.18

## Porównawcze właściwości paliw gazowych [23]

Właściwość	Gaz ziemny		Gaz koksowniczy	Gaz miejski	Gaz czadnicowy
	wysokometanowy	zaazotowany			
Zawartość, [% obj.]:					
Wodór $H_2$	1	0,5	55	45	12
Metan $CH_4$	92	55	24	23	3
Tlenek węgla $CO$	-	-	8	13	28
Dwutlenek węgla $CO_2$	-	0,5	3	2	4
Tlen $O_2$	-	-	1	2	-
Węglowodory ciężkie $C_nH_n$	1	1	2	-	1
Azot $N_2$	4	43	7	15	52
Średnia wartość opałowa, [ $\text{kJ/um}^3$ ]	35600	20100	17600	16300	5450
Gęstość względna *)	0,60	0,75	0,42	0,55	0,80

\*) gęstość względną oznacza tutaj stosunek gęstości gazu do powietrza o tych samym ciśnieniu i temperaturze [23]

Duże znaczenie w zastosowaniu praktycznym mają gazy węglowodorowe płynne (dla celów grzewczych, zasilania silników spalinowych, w gospodarstwach domowych itp.). Gazy węglowodorowe płynne (oznaczane symbolem  $C_3 - C_4$ ) otrzymywane są przez stabilizację gazoliny surowej (mieszanina węglowodorów uzyskiwana z ropy naftowej), ropy naftowej lub podczas przeróbki gazów rafineryjnych pochodzących z procesów reformowania benzyn, krakingu, pirolizy itp. Pod nazwą *gazy węglowodorowe płynne ( $C_3 - C_4$ )* należy rozumieć skroplone i pozostające pod ciśnieniem nasycenia mieszaniny węglowodorów alifatycznych, których podstawowymi składnikami są węglowodory oznaczone literą  $C$ : propan, propylen -  $C_3$ , butan, buteny -  $C_4$  oraz w mniejszych ilościach: metan -  $C_1$ , etan i etylen -  $C_2$ , pentan, penten i wyższe -  $C_5$ . Polska norma  $PN-82/C-96000$  [146] rozróżnia trzy rodzaje mieszanin gazów węglowodorowych: butan techniczny (*mieszanina A*), propan-butan techniczny (*mieszanina B*), propan techniczny (*mieszanina C*). W tablicy 4.19 podano znormalizowane wymagania w odniesieniu do mieszanin  $A, B$  i  $C$  a w tablicy 4.20 wartość opałową niektórych węglowodorów.



Tablica 4.19

Wymagania fizyczne i techniczne dla gazów węglowodorowych (płynnych C<sub>3</sub>- C<sub>4</sub>)  
według PN-82/C-96000 [146]

Wymagania	Rodzaje gazu węglowodorowego		
	Butan techniczny (mieszanina A)	Propan-butan techniczny (mieszanina B)	Propan techniczny (mieszanina C)
a) skład węglowodorów, [%]:			
-zawartość C <sub>1</sub> , nie więcej niż	-	0,1	0,1
-zawartość C <sub>2</sub> , nie więcej niż	0,2	4,0	5,5
-zawartość C <sub>3</sub> , nie mniej niż nie więcej niż	5,0	18,0 55,0	90,0 -
-zawartość C <sub>4</sub> , nie mniej niż nie więcej niż	95,0 -	45,0 -	- 10
-zawartość C <sub>5</sub> , nie więcej niż	1,0	1,0	nie zawiera
b) zawartość siarkowodoru	nie zawiera		
c) zawartość siarki ogólnej, [%]	0,0050		
d) zawartość oleju mineralnego, [%]	0,005		
e) zawartość wody	nie zawiera		
f) zawartość amoniaku	nie zawiera		
g) wartość opałowa [kJ/kg] nie mniejsza niż	44800	45220	45640
h) gęstość w temperaturze +15,6°C [t/m <sup>3</sup> ] nie mniejsza niż	0,564	0,500	0,495

Tablica 4.20

Wartość opałowa niektórych węglowodorów według PN-82/C-96000 [146]

Węglowódor		Wartość opałowa
Nazwa	Wzór chemiczny	[kJ/kg]
Metan	CH <sub>4</sub>	49916
Etylen	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	47164
Etan	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	47491
Propylen	C <sub>3</sub> H <sub>6</sub>	45783
Propan	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	46360
1,2-butadien	C <sub>4</sub> H <sub>6</sub>	45531
1,3-butadien	C <sub>4</sub> H <sub>6</sub>	44598
1-buten	C <sub>4</sub> H <sub>8</sub>	45301
2-buten (trans)	C <sub>4</sub> H <sub>8</sub>	45040
2-buten (cis)	C <sub>4</sub> H <sub>8</sub>	45176

#### 4.4. Paliwa rozszczepialne

Do zastosowań w reaktorach jądrowych wykazują przydatność trzy pierwiastki chemiczne, to znaczy uran, tor i pluton, przy czym uran 238 i tor 235 występują w przyrodzie, a pluton powstaje w wyniku reakcji jądrowych. Wydobyta w kopalniach ruda uranowa zawiera do 0,7% uranu naturalnego i podlega przeróbce na koncentraty w postaci tlenków zawierających 75%  $U_3O_8$ . Podczas wzbogacania uranu polegającego na realizacji przemiany  $U_3O_8$  w  $UF_6$  powstaje izotop uranu  $^{235}U$  [61]. Tor występuje w przyrodzie w postaci tlenku  $ThO_2$  w złożach torytu (krzemian toru  $ThSiO$ ), oranzytu i piaskach monacytowych (piasek monacytowy zawiera minerał torowy – monacyt będący podstawowym źródłem toru) w ilości 50÷70% [28, 29].

#### 4.5. Paliwa odpadowe

Paliwa odpadowe stanowiące wtórne nośniki energii uzyskiwane są zwykle nie tylko w procesach przetwarzania energii pierwotnej, ale również w postaci odpadów z różnych urządzeń technologicznych. Wśród materiałów odpadowych wykorzystywanych dla celów energetycznych, w tym jako paliwa, należy wymienić: tworzywa sztuczne, papier, tekstylia, odpady organiczne i pozostałości mineralne, a także gazy odlotowe z urządzeń. Do grupy paliw odpadowych należy zaliczyć również biomasę, biopaliwa, biogaz oraz śmieci i odpadki komunalne. Trzeba w tym miejscu zaznaczyć, że niektóre z wymienionych paliw odpadowych zalicza się również do grupy zasobów energii odnawialnej, zwłaszcza biomasę i biogaz. Stałe odpady palne są wykorzystywane zwykle w procesie ich spalania lub przez termiczny rozkład, prowadzący do częściowej lub całkowitej zamiany na paliwo gazowe [57]. W przypadku spalania odpadów palnych powstają trudności wynikające z dużej zawartości balastu oraz produktów spalania zawierających szkodliwe ekologicznie składniki [42]. Obecnie rośnie zainteresowanie szerokim wykorzystaniem biomasy (drewno odpadowe, słoma, odpady organiczne, osady ściekowe, odpady organiczne z cukrowni, roszarni itp.) i śmieci. W tablicy 4.21 podano średnią wartość opałową niektórych paliw odpadowych.

W przypadku śmieci istnieją obecnie trzy opcje ich wykorzystania, to znaczy: materiałowe, surowcowe i energetyczne. W przypadku opcji energetycznej stosuje się najczęściej specjalnie zaprojektowane spalarnie śmieci, w których zachowywane są współczesne standardy ekologiczne. Interesująca jest koncepcja produkcji gazu syntezowego ze śmieci w procesie wielostopniowego ich przetwarzania [57, 89]. Średni skład gazu syntezowego produkowanego w procesie przetwarzania śmieci podaje tablica 4.22.

Tablica 4.21

Średnia wartość opałową niektórych paliw  
odpadowych według [134]

Rodzaj paliwa odpadowego	Wartość opałowa, [MJ/kg]
Strużka dębowa	5,5
Paździerz lniane	16,3
Słoma	15,9
Śmieci	3-12,0
Odpady starej gumy	13,4
Ścinki skóry	18,4

Tablica 4.22

Średni skład gazu syntezowego produkowanego  
w procesie przetwarzania śmieci [134]

Składnik	Zawartość, [%]
Wodór H <sub>2</sub>	13
Tlenek węgla CO	36
Dwutlenek węgla CO <sub>2</sub>	8
Metan CH <sub>4</sub>	3
Węglowodory C <sub>m</sub> H <sub>n</sub>	1
Para wodna H <sub>2</sub> O	38
Azot N <sub>2</sub>	1

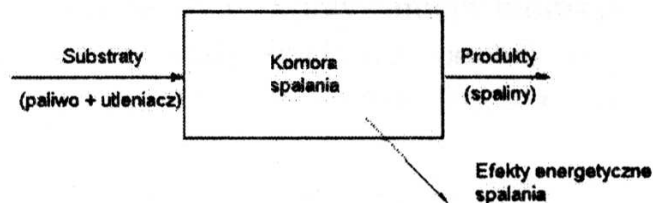
## 5. WYBRANE ZAGADNIENIA SPALANIA PALIW

### 5.1. Zasady realizacji i obliczenia procesu spalania paliw

Ponad 90% obecnie użytkowanej energii pochodzi ze spalania paliw. Dlatego istotnym zagadnieniem w gospodarce energetycznej (bez względu na poziom, jakiego dotyczy) jest poznanie przebiegu procesu spalania i właściwa jego ocena tym bardziej, że należy on do procesów energetycznych o niskiej sprawności. Ogólnie *spalanie* jest jednym ze sposobów konwersji energii chemicznej zawartej w paliwie (pierwotnym lub wtórnym) prowadzącym do jej zamiany w inne użyteczne postaci. Energia chemiczna paliwa może być przekazana w bezpośredniej konwersji za pomocą ciepła (na przykład bezpośrednio do celów ogrzewania) lub pośrednio za pomocą ciepła i pracy (na przykład w kotłach energetycznych, w silnikach spalinowych itp.) uzyskując różne postacie użytkowe.

Spalanie jest bardzo złożonym procesem fizykochemicznym i dlatego w literaturze występują różne jego definicje [15, 49, 51, 59]. Przyjmuje się najczęściej, że: *spalanie jest gwałtowną egzotermiczną reakcją chemiczną polegającą na łączeniu palnych składników paliwa z utleniaczem, przy równoczesnym przekazywaniu energii za pomocą ciepła, któremu towarzyszą dodatkowe efekty świetlne, dźwiękowe itp.*

Do komory spalania doprowadza się paliwo oraz utleniacz, które noszą wspólną nazwę *substratów*, natomiast w wyniku spalania otrzymuje się *produkty spalania* (czyli *spaliny*). W normalnych warunkach spalania utleniaczem jest tlen z powietrza atmosferycznego, natomiast w wyjątkowych przypadkach stosuje się tlen sprężony (np. podczas spawania, gdy chodzi o osiągnięcie wysokiej temperatury) lub ciekły tlen (jako utleniacz w silnikach raketowych). Na rys. 5.1 przedstawiono schemat ogólny realizacji procesu spalania.

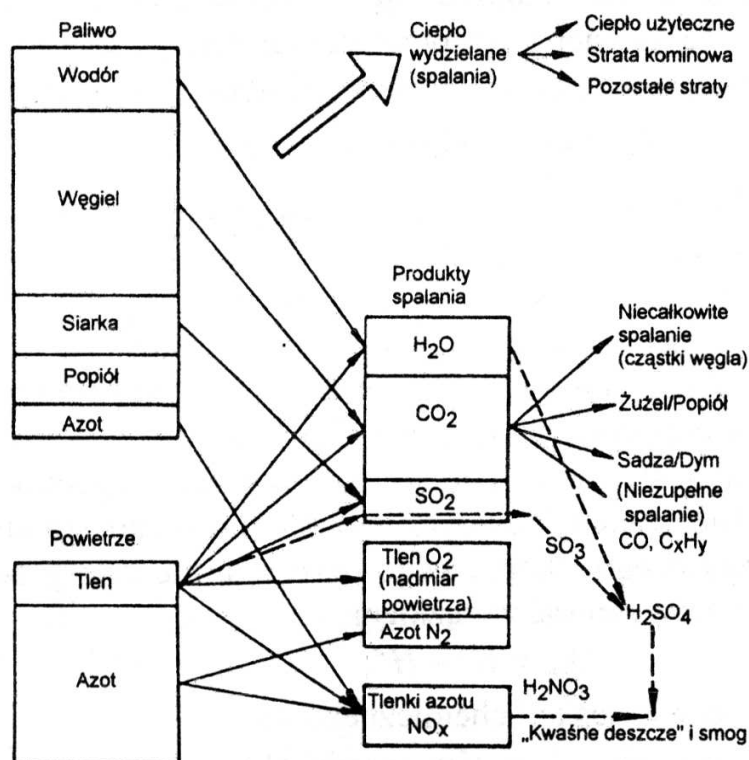


Rys. 5.1. Schemat ogólny spalania paliwa

Z treści rozdziału 4 wiadomo, że paliwo składa się ze składników palnych, balastu oraz tlenu związanego w składzie paliwa (który może czynnie uczestniczyć w spalaniu). Wśród składników palnych paliwa stałego i ciekłego należy wymienić przede wszystkim: węgiel pierwiastkowy, wodór oraz siarkę, natomiast w paliwach gazowych mogą występować również: tlenek węgla, me-

tan i inne węglowodory. Balastem paliwa stałego i ciekłego jest zwykle popiół, wilgoć i azot, a w paliwach gazowych zalicza się do balastu zawarty w paliwie dwutlenek węgla. Kwalifikacja azotu zawartego w paliwie (jako balastu) wymaga uzupełniających informacji, bowiem podczas spalania w paleniskach konwencjonalnych istnieją warunki do tworzenia szkodliwych ekologicznie tlenków azotu, a także kwaśnego deszczu i smogu. Rys. 5.2 przedstawia uproszczony schemat przebiegu procesu spalania paliwa. Z punktu widzenia efektywności energetycznej procesu spalania i uzyskania korzystnych ekologicznie efektów dąży się, aby spalanie miało charakter zupełny i całkowity.

*Spalanie zupełne* ma miejsce wówczas, gdy podczas spalania wystąpi utlenienie wszystkich składników palnych do niepalnych tlenków (na przykład przy spalaniu węgla pierwiastkowego powstanie dwutlenek węgla, a podczas spalania siarki dwutlenek siarki). W innym przypadku występuje *spalanie niezupełne*. Produktami spalania niezupełnego są szkodliwa dla środowiska emisja: toksycznego tlenku węgla, sadzy oraz węglowodorów  $C_xH_y$ . Spalanie niezupełne może być spowodowane: niedostateczną ilością powietrza dostarczoną do



Rys. 5.2. Schemat przebiegu procesu spalania[14]

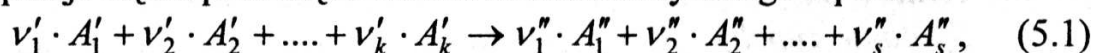
komory spalania, niedoskonałym wymieszaniem substratów lub zbyt krótkim czasem trwania reakcji chemicznej.

*Spalanie całkowite* ma miejsce wówczas, gdy nastąpi maksymalne wykorzystanie dostarczonej ilości paliwa, to znaczy składniki palne zawarte w paliwie wejdą w reakcję utleniania. W przypadku przeciwnym może wystąpić

*spalanie niecałkowite*. Produktami spalania niecałkowitego mogą być cząstki palne paliwa występujące w produktach. Podczas spalania niezupełnego i niecałkowitego występują straty energetyczne obniżające sprawność procesu.

### 5.1.1. Równania stechiometryczne i podstawowe prawa spalania

Należy zwrócić uwagę, że produkty uzyskane w procesie spalania różnią się znacznie pod względem składu chemicznego od substratów. Przebieg reakcji spalania opisuje się za pomocą równania stechiometrycznego o postaci:



gdzie:  $\nu'_1, \nu'_2, \dots, \nu''_1, \nu''_2$  - współczynniki stechiometryczne, tzn. liczby określające ilościowe wiązania reagentów w nowe związki chemiczne,

$A'_1, A'_2, \dots, A''_1, A''_2$  - oznaczenie substancji poszczególnych składników substratów i produktów.

Wielkości oznaczone „*prim*” odnoszą się do substratów, natomiast „*bis*” do produktów. Zapis uogólnionej stechiometrycznej reakcji spalania (5.1) należy rozumieć w następujący sposób:  $\nu'_1$  kilomoli substancji  $A'_1$  przechodzi w wyniku reakcji utlenienia w  $\nu''_1$  kilomoli substancji  $A''_1$  itd.

Wśród podstawowych praw opisujących proces spalania należy wyróżnić prawa: *Daltona*, *Gay – Lussaca* i *Hessa*.

Prawo *Daltona*: ciała wchodzą w określone reakcje chemiczne przy stałym stosunku mas reagentów równym stosunkowi ich mas cząsteczkowych;

Prawo *Gay – Lussaca*: ciała gazowe, o jednakowej temperaturze i ciśnieniu wchodzą w określone reakcje chemiczne przy stałym stosunku ich objętości równym stosunkowi objętości molowych reagentów;

Prawo *Hessa* - ciepło reakcji izobaryczno–izotermicznego spalania zależy od stanu początkowego i końcowego reakcji, a nie zależy od drogi przemiany, co można zapisać związkiem:

$$Q_{ch} = H' - H'', \quad (5.2)$$

gdzie:  $Q_{ch}$  - ciepło reakcji chemicznej,

$H', H''$  - entalpia substratów i produktów.

Z prawa *Hessa* wynika: jeżeli jakiś składnik paliwa (np. węgiel pierwiastkowy) utleniono wstępnie do produktu pośredniego (tlenek węgla  $CO$ ), a następnie do końcowego (dwutlenek węgla  $CO_2$ ), to suma efektów cieplnych obu reakcji składowych (efekt cieplny reakcji  $C \rightarrow CO$  + efekt cieplny reakcji  $CO \rightarrow CO_2$ ) będzie równa efektowi cieplnemu, jaki by uzyskano przy bezpośrednim utlenieniu tej substancji do produktu końcowego ( $C \rightarrow CO_2$ ).

### 5.1.2. Obliczenia procesu spalania paliw stałych i ciekłych

Skład chemiczny paliwa stałego lub ciekłego podaje się zwykle za pomocą udziałów masowych jego składników:

$$c + h + s + o + n + w + p = 1, \quad (5.3)$$

gdzie:  $c, h, s, \dots, p$  – udziały masowe składników, odpowiednio węgla pierwiastkowego, wodoru, siarki itd.;  $c$  [kg C/kg paliwa],  $h$  [kg  $H_2$ /kg paliwa] itd.

#### 5.1.2.1. Teoretyczne zapotrzebowanie tlenu i powietrza

##### *Teoretyczne masowe zapotrzebowanie tlenu i powietrza*

Rozpatruje się stechiometryczne równania spalania zupełnego i całkowitego jednego kilograma masy paliwa stałego lub ciekłego o składzie podanym równaniem (5.3). Przy takim spalaniu zachodzą następujące reakcje chemiczne:

- reakcja spalania węgla pierwiastkowego:



$$12 \text{ kg } C + 32 \text{ kg } O_2 \rightarrow 44 \text{ kg } CO_2$$

$$1 \text{ kg } C + \frac{32}{12} \text{ kg } O_2 \rightarrow \frac{44}{12} \text{ kg } CO_2$$

$$1 \text{ kg } C + \frac{8}{3} \text{ kg } O_2 \rightarrow \frac{11}{3} \text{ kg } CO_2$$

$$1 \text{ kg } C \rightarrow \frac{8}{3} \text{ kg } O_2$$

Minimalna ilość tlenu potrzebna do spalenia 1kg węgla pierwiastkowego wynosi  $\frac{8 \text{ kg } O_2}{3 \text{ kg } C}$  a uwzględniając, że udział masowy węgla w paliwie wy-

nosi  $c \left[ \frac{\text{kg } C}{\text{kg paliwa}} \right]$  otrzymuje się:

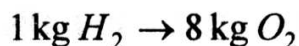
$$\frac{8}{3} \cdot c \left[ \frac{\text{kg } O_2}{\text{kg } C} \cdot \frac{\text{kg } C}{\text{kg paliwa}} = \frac{\text{kg } O_2}{\text{kg paliwa}} \right]$$

- reakcja spalania wodoru:



$$2 \text{ kg } H_2 + 16 \text{ kg } O_2 \rightarrow 18 \text{ kg } H_2O$$

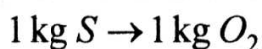
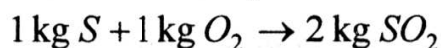
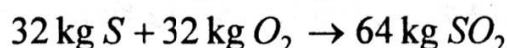
$$1 \text{ kg } H_2 + 8 \text{ kg } O_2 \rightarrow 9 \text{ kg } H_2O$$



Minimalna ilość tlenu wynikająca ze spalania wodoru odniesiona do 1 kg paliwa wynosi:

$$8 \cdot h \left[ \frac{\text{kg } O_2}{\text{kg } H_2} \cdot \frac{\text{kg } H_2}{\text{kg paliwa}} = \frac{\text{kg } O_2}{\text{kg paliwa}} \right],$$

- reakcja spalania siarki:



Minimalna ilość tlenu odniesiona do spalania 1kg paliwa wynikająca ze spalania siarki wynosi :

$$1 \cdot s \left[ \frac{\text{kg } O_2}{\text{kg } S} \cdot \frac{\text{kg } S}{\text{kg paliwa}} = \frac{\text{kg } O_2}{\text{kg paliwa}} \right].$$

*Teoretyczne masowe zapotrzebowanie tlenu do spalania zupełnego i całkowitego 1kg paliwa stałego lub ciekłego wynosi:*

$$O_{th(m)} = \frac{8}{3} \cdot c + 8 \cdot h + s - o, \quad \left[ \frac{\text{kg } O_2}{\text{kg paliwa}} \right],$$

gdzie: *o* jest udziałem masowym tlenu zawartego w paliwie o składzie według równania (5.3).

Zakładając, że potrzebna do spalania ilość tlenu dostarczana jest z powietrza atmosferycznego o przybliżonym składzie masowym składników: 23% tlenu i 77% azotu; (zawartość innych składników powietrza pomija się) oblicza się *masowe teoretyczne zapotrzebowanie powietrza*:

$$L_{th(m)} = \frac{1}{0,23} \cdot \left( \frac{8}{3} \cdot c + 8 \cdot h + c - o \right),$$

$$\left[ \frac{\text{kg pow.}}{\text{kg } O_2} \cdot \frac{\text{kg } O_2}{\text{kg paliwa}} = \frac{\text{kg pow.}}{\text{kg paliwa}} \right]. \quad (5.8)$$

### ***Teoretyczne objętościowe zapotrzebowanie tlenu i powietrza***

Opisane wzorami (5.7) i (5.8) wielkości  $O_{th(m)}$  i  $L_{th(m)}$  wyrażają minimalne masowe zapotrzebowanie tlenu i powietrza. Zachodzi zwykle potrzeba obliczenia ilości tlenu i powietrza w umownych metrach sześciennych [um<sup>3</sup>]. *Jeden umowny metr sześcienny* (w starszej literaturze stosowano nazwę *normalny metr sześcienny* – 1Nm<sup>3</sup>) oznacza ilość materii (cząstek gazu) zawartej w zbiorniku



o objętości  $1 \text{ m}^3$  wtedy, gdy parametry termiczne : temperatura ( $t_u$ ) i ciśnienie ( $p_u$ ) są umowne. Przyjmuje się w „technice kotłowej” jako parametry umowne:  $t_u = 0^\circ\text{C}$  i  $p_u = 101335 \text{ Pa}$ .

Ilość materii  $V_u$  wyrażoną w umownych metrach sześciennych oblicza się z zależności:

$$V_u = n \cdot (Mv)_u, \quad (5.9)$$

gdzie:  $n$  - liczba kilomoli materii, [kmol],

$(Mv)_u$  - molowa objętość właściwa w warunkach umownych [ $\text{um}^3/\text{kmol}$ ].

Molowa objętość właściwa przy parametrach umownych  $t_u = 0^\circ\text{C}$  i  $p_u = 101335 \text{ Pa}$  wynosi  $(Mv)_u = 22,42 \text{ um}^3/\text{kmol}$ .

Objętość właściwą ( $v_{u,O_2}$ ) tlenu w warunkach umownych oblicza się z zależności:

$$v_{u,O_2} = \frac{V_u}{n \cdot M_{O_2}}. \quad (5.10)$$

gdzie  $M_{O_2}$  jest względną masą cząsteczkową tlenu [kg/kmol]. Wstawiając do wzoru (5.10) wartości liczbowe:  $V_u = 22,42 \text{ um}^3/\text{kmol}$ ,  $n = 1 \text{ kmol}$  oraz  $M_{O_2} = 32 \text{ kg/kmol}$  otrzymuje się:

$$v_{u,O_2} = \frac{22,42}{32} = 0,7 \frac{\text{um}^3 O_2}{\text{kg } O_2}, \quad (5.11)$$

*Teoretyczne objętościowe zapotrzebowanie tlenu  $O_{th(v)}$  oblicza się z zależności:*

$$O_{th(v)} = O_{th(m)} \cdot v_{u,O_2} \quad (5.12)$$

a po wstawieniu zależności (5.7) i (5.11) otrzymuje się:

$$O_{th(v)} = \frac{22,42}{32} \cdot \left( \frac{8}{3} \cdot c + 8 \cdot h + s - o \right), \left[ \frac{\text{um}^3 O_2}{\text{kg paliwa}} \right]. \quad (5.13)$$

Uwzględniając, że w powietrzu atmosferycznym udziały objętościowe tlenu i azotu wynoszą odpowiednio 21% i 79% (pomijając udział innych składników powietrza) oblicza się *teoretyczne objętościowe zapotrzebowanie powietrza  $L_{th(v)}$  do spalania zupełnego i całkowitego 1 kg paliwa stałego lub ciekłego:*

$$L_{th(v)} = \frac{O_{th(v)}}{0,21} = \frac{22,42}{32 \cdot 0,21} \cdot \left( \frac{8}{3} \cdot c + 8 \cdot h + s - o \right), \left[ \frac{\text{um}^3 \text{powietrza}}{\text{kg paliwa}} \right]. \quad (5.14)$$

Minimalna ilość powietrza do spalania paliwa stałego lub ciekłego zależy od składu chemicznego paliwa. W literaturze [49,51,59] stosuje się również inne sposoby zapisu równań (5.7), (5.8), (5.13) i (5.14). Jeżeli nie jest znany

skład chemiczny paliwa stałego lub ciekłego, wówczas można skorzystać ze wzorów przybliżonych o postaci [24]:

- dla węgla kamiennego lub brunatnego o zawartości popiołu mniejszej niż 10%:

$$L_{th(v)} = 1,012 \cdot \frac{Q_i^r}{4186,8} + 0,5, \left[ \frac{\text{um}^3 \text{ powietrza}}{\text{kg paliwa}} \right], \quad (5.15)$$

- dla drewna lub torfu, jeżeli wartość opałowa odniesiona do masy roboczej paliwa wynosi  $Q_i^r = 12500 \div 21000$  kJ/kg:

$$L_{th(v)} = 0,99 \cdot \frac{Q_i^r}{4186,8} + 0,126, \left[ \frac{\text{um}^3 \text{ powietrza}}{\text{kg paliwa}} \right], \quad (5.16)$$

- dla paliwa ciekłego:

$$L_{th(v)} = 0,86 \cdot \frac{Q_i^r}{4186,8} + 1,7, \left[ \frac{\text{um}^3 \text{ powietrza}}{\text{kg paliwa}} \right]. \quad (5.17)$$

Do wzorów (5.15) ÷ (5.17) należy podstawić  $Q_i^r$  [kJ/kg].

### 5.1.2.2. Rzeczywiste zapotrzebowanie powietrza

Teoretyczne zapotrzebowanie powietrza  $L_{th(v)}$  oznacza minimalną ilość powietrza zużywaną w całości w procesie spalania zupełnego i całkowitego. W rzeczywistych warunkach procesu spalania trzeba dostarczyć do komory spalania lub paleniska większą ilość powietrza (z pewnym nadmiarem), aby mieć pewność, że każda palna cząstka paliwa spotka się z wymaganą do jej utlenienia ilością powietrza. Konieczność doprowadzenia nadmiaru powietrza wyraża tzw. *współczynnik nadmiaru powietrza*  $\lambda$ , zwany także według [24], *liczbą lub stosunkiem nadmiaru powietrza* zdefiniowany zależnością:

$$\lambda = \frac{L_{rz(v)}}{L_{th(v)}}, \quad (5.18)$$

gdzie  $L_{rz(v)}$  jest rzeczywistą objętościową ilością dostarczanego powietrza.

Współczynnik nadmiaru powietrza  $\lambda$  zależy od rodzaju i sortymentu paliwa (dla paliwa stałego) oraz typu komory spalania (lub paleniska) i warunków prowadzenia procesu. W tabelicy 5.1 zamieszczono wartości współczynnika nadmiaru powietrza  $\lambda$  (liczby nadmiaru) dla typowych przypadków spalania.

Tablica 5.1

Liczba nadmiaru powietrza  $\lambda$  dla typowych przypadków spalania paliwa stałego, ciekłego i gazowego [44, 45]

Rodzaj paliwa i warunki realizacji procesu spalania	Liczba nadmiaru powietrza $\lambda$
<i>Paliwa stałe:</i>	
węgiel kamienny na ruszcie:	
a) taśmowym:	
- z podmuchem strefowym	1,4 ÷ 1,6
- bez podmuchu strefowego	1,5 ÷ 1,0
b) stałym:	
- węgiel gruby	1,6 ÷ 2,0
- miał	1,7 ÷ 2,5
- węgiel kamienny w palenisku fluidalnym	1,1 ÷ 1,3
- koks	1,4 ÷ 1,5
<i>Paliwa ciekłe:</i>	
benzyna w silnikach z zapłonem iskrowym	0,8 ÷ 1,05
olej opałowy w paleniskach	1,05 ÷ 1,20
olej napędowy w silnikach tłokowych:	
- szybkobieżnych	1,3 ÷ 1,6
- wolnobieżnych	1,7 ÷ 2,0
paliwo w silnikach turbospalinowych	3,5 ÷ 5,0
paliwo ciekłe w silnikach raketowych	0,85 ÷ 1,0
<i>Paliwa gazowe</i>	
- w paleniskach i silnikach	1,02 ÷ 1,05

W przypadku paliwa ciekłego i gazowego następuje łatwiejsze wymieszanie paliwa z utleniaczem i dlatego wartości liczby nadmiaru powietrza są mniejsze. W przypadku spalania benzyny w silnikach z zapłonem iskrowym wartość współczynnika  $\lambda$  może być nawet mniejsza od jedności. Autor pracy[45] tłumaczy to następująco: *”Jest to wynik celowego działania konstruktorów silników samochodowych – wolą oni uzyskiwać większą moc z danej objętości skokowej cylindra (mniej powietrza oznacza przede wszystkim mniej neutralnego azotu, którego jest około 5 razy mniej od tlenu), niż zapobiegać niezupelnemu spalaniu.”*

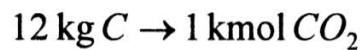
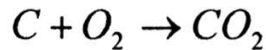
### 5.1.2.3. Obliczenie ilości spalin

Informacja dotycząca ilości spalin powstających w procesie spalania jest bardzo istotna z dwóch powodów: w fazie projektowania urządzeń współpracujących z komorą spalania potrzebna jest do określenia wymiarów rurociągów spaliniowych oraz doboru wentylatora wyciągowego spalin, a podczas eksploatacji - do kontroli procesu spalania. Ilość spalin można określić znając skład chemiczny

paliwa lub na podstawie analizy składu spalin. W rozdziale zamieszczono metodykę obliczenia ilości spalin dla znanego składu chemicznego paliwa.

Biorąc pod uwagę skład chemiczny paliwa stałego lub ciekłego opisany równaniem (5.3) oraz równania stechiometryczne spalania zupełnego i całkowitego (5.4)÷(5.6) stosuje się następującą metodykę obliczenia ilości spalin:

- ilość spalin powstała w wyniku utlenienia węgla pierwiastkowego:

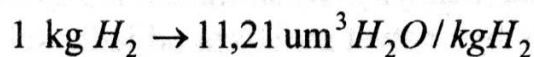
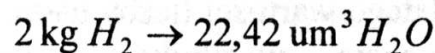
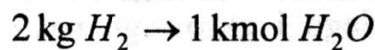
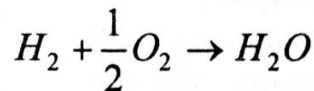


$$\text{z } 1 \text{ kg } C \rightarrow \frac{22,42}{12} \text{ um}^3 CO_2 / \text{kg } C = 1,868 \text{ um}^3 CO_2 / \text{kg } C;$$

z zawartości  $c \left[ \frac{\text{kg } C}{\text{kg paliwa}} \right]$  węgla w paliwie (np. w węglu kamiennym) po-

wstają spaliny w ilości:  $1,868 \cdot c \frac{\text{um}^3 \text{ spalin}}{\text{kg paliwa}}$ ;

- ilość spalin powstała w wyniku utleniania wodoru:



a przy zawartości  $h \left[ \frac{\text{kg } H_2}{\text{kg paliwa}} \right]$  wodoru w paliwie otrzymuje się spaliny

w ilości:  $11,21 \cdot h \frac{\text{um}^3 \text{ spalin}}{\text{kg paliwa}}$ .

Objętość właściwa pary wodnej zawartej w spalinach odniesiona do warunków umownych wynosi:

$$v_{u,H_2O} = \frac{22,42}{18} = 1,245 \text{ um}^3 / \text{kg } H_2O \quad (5.19)$$

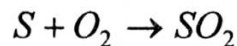
a więc z 1 kg wody zawartej w paliwie uzyskuje się  $1,245 \text{ um}^3 H_2O$ , czyli

z udziału wilgoci  $w$  otrzymuje się:  $1,245 \cdot w \frac{\text{um}^3 \text{ spalin}}{\text{kg paliwa}}$ .

Łączna ilość pary wodnej powstałej w wyniku spalania wodoru i wilgoci zawartej w paliwie wynosi:

$$11,21 \cdot h + 1,245 \cdot w = 1,245 \cdot (9 \cdot h + w), \quad \frac{\text{um}^3 \text{ spalin}}{\text{kg paliwa}}; \quad (5.20)$$

- ilość spalin powstała w procesie utlenienia siarki wynosi:



$$32 \text{ kg } S \rightarrow 1 \text{ kmol } SO_2$$

$$32 \text{ kg } S \rightarrow 22,42 \text{ um}^3 SO_2$$

$$1 \text{ kg } S \rightarrow \frac{22,42}{32} + 0,7 \text{ um}^3 SO_2 / \text{kg } S$$

a z zawartości  $s \left[ \frac{\text{kg } S}{\text{kg paliwa}} \right]$  uzyskuje się spaliny w ilości:  $0,7 \cdot s \frac{\text{um}^3 \text{ spalin}}{\text{kg paliwa}}$ .

*Teoretyczna ilość spalin* powstających w procesie spalania zupełnego i całkowitego 1 kg paliwa stałego lub ciekłego, bez uwzględnienia azotu doprowadzanego z powietrzem, wynosi:

$$V'_{sp,th} = 1,868 \cdot c + 0,7 \cdot s + 1,245 \cdot (9 \cdot h + w). \quad (5.21)$$

Azot doprowadzany jest zwykle do komory spalania z powietrzem atmosferycznym (udział objętościowy azotu w powietrzu wynosi 0,79). Teoretyczna ilość azotu wynosi:

$$n_{th} = 0,79 \cdot L_{th(v)}. \quad (5.22)$$

Wstawiając do wzoru (5.22) zależność (5.14) otrzymuje się:

$$\begin{aligned} n_{th} &= 0,79 \cdot \frac{22,42}{32 \cdot 0,21} \cdot \left( \frac{8}{3} \cdot c + 8 \cdot h - o + s \right) = \\ &= 0,79 \cdot \frac{22,42}{32 \cdot 0,21} \cdot \frac{8}{3} \cdot \left[ c + 3 \cdot \left( h - \frac{o}{8} \right) + \frac{3}{8} \cdot s \right] = \\ &= 0,79 \cdot 8,9 \cdot \left[ c + 3 \cdot \left( h - \frac{o}{8} \right) + \frac{3}{8} \cdot s \right], \quad \left[ \frac{\text{um}^3 \text{ azotu}}{\text{kg paliwa}} \right]. \end{aligned} \quad (5.23)$$

*Teoretyczna ilość spalin* wyrażona jest zależnością:

$$\begin{aligned} V_{sp,th} &= 1,868 \cdot c + 0,7 \cdot s + 1,245 \cdot (9 \cdot h + w) \\ &+ 7,03 \cdot \left[ c + 3 \cdot \left( h - \frac{o}{8} \right) + \frac{3}{8} \cdot s \right], \quad \left[ \frac{\text{um}^3 \text{ spalin}}{\text{kg paliwa}} \right]. \end{aligned} \quad (5.24)$$

Jeżeli współczynnik nadmiaru powietrza wynosi  $\lambda$ , wówczas rzeczywista ilość spalin  $V_{sp}$  jest większa od teoretycznej o  $(\lambda - 1) \cdot L_{th(v)}$ , czyli

$V_{sp} = V_{sp,th} + (\lambda - 1) \cdot L_{th(v)}$ . Uzyskuje się stąd zależność do obliczenia *rzeczywistej ilości spalin* powstałych podczas spalania zupełnego i całkowitego, która po wstawieniu wzoru (5.24) i uporządkowaniu wyrazów uzyskuje postać:

$$V_{sp} = 1,868 \cdot c + 0,7 \cdot s + 1,245 \cdot (9 \cdot h + w) + (\lambda - 0,21) \cdot 8,9 \cdot \left[ c + 3 \cdot \left( h - \frac{o}{8} \right) + \frac{3}{8} \cdot s \right], \quad \left[ \frac{\text{um}^3 \text{ spalin}}{\text{kg paliwa}} \right]. \quad (5.25)$$

Przy braku znajomości składu chemicznego paliwa można zastosować wzory przybliżone [24,39]:

- dla węgla kamiennego lub brunatnego:

$$V_{sp,th} = 0,86 \cdot \frac{Q_i^r}{4186,8} + 1,65, \quad \left[ \frac{\text{um}^3 \text{ spalin}}{\text{kg paliwa}} \right], \quad (5.26)$$

- dla drewna i torfu:

$$V_{sp,th} = 0,99 \cdot \frac{Q_i^r}{4186,8} + 1,126, \quad \left[ \frac{\text{um}^3 \text{ spalin}}{\text{kg paliwa}} \right], \quad (5.27)$$

- dla paliw ciekłych:

$$V_{sp} = 1,11 \cdot \frac{Q_i^r}{4186,8}, \quad \left[ \frac{\text{um}^3 \text{ spalin}}{\text{kg paliwa}} \right]. \quad (5.28)$$

Do wzorów (5.26) ÷ (5.28) należy wstawić wartość opałową paliwa:  $Q_i^r \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$ .

### 5.1.3. Obliczenia procesu spalania paliwa gazowego

Skład paliwa gazowego podaje się za pomocą udziałów objętościowych składników paliwa:

$$H_2 + CO + CH_4 + C_2H_2 + C_2H_4 + C_2H_6 + O_2 + CO_2 + H_2O + N_2 = 1 \quad (5.29)$$

gdzie  $H_2$  oznacza udział objętościowy wodoru wyrażony w  $\left[ \frac{\text{um}^3 H_2}{\text{um}^3 \text{ paliwa}} \right]$ ,  $CH_4$

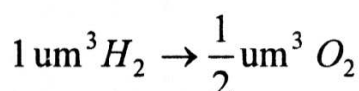
– metanu,  $C_2H_2$  – acetyleny itd. Oprócz wymienionych wyżej składników paliwa gazowe mogą zawierać również inne rodzaje węglowodorów typu  $C_mH_n$

Tlen zawarty w paliwie w ilości  $O_2 \left[ \frac{\text{um}^3 O_2}{\text{um}^3 \text{ paliwa}} \right]$  może uczestniczyć w proce-

się spalania, natomiast dwutlenek węgla  $CO_2$ , azot  $N_2$  i parę wodną  $H_2O$  traktuje się jako balast.

Zapotrzebowanie teoretyczne tlenu do spalania zupełnego i całkowitego  $1 \text{ um}^3$  paliwa określa się na podstawie analizy równań stechiometrycznych reakcji chemicznych utleniania poszczególnych składników palnych paliwa, to znaczy:

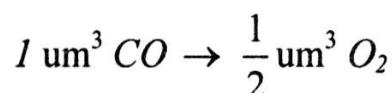
- wodoru:



stąd zapotrzebowanie tlenu do utlenienia wodoru wynosi:

$$\frac{1}{2} \cdot H_2 \frac{\text{um}^3 O_2}{\text{um}^3 \text{ paliwa}};$$

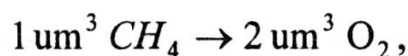
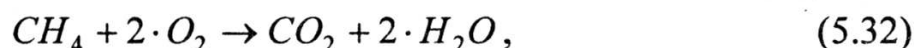
- tlenku węgla:



stąd zapotrzebowanie tlenu do utlenienia tlenku węgla wynosi:

$$\frac{1}{2} \cdot CO \frac{\text{um}^3 O_2}{\text{um}^3 \text{ paliwa}};$$

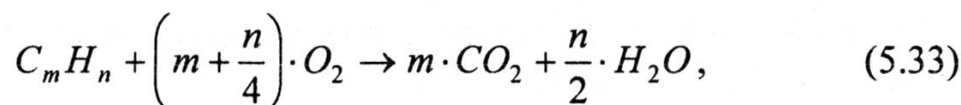
- metanu:



stąd zapotrzebowanie tlenu do utlenienia metanu wynosi:

$$2 CH_4 \frac{\text{um}^3 O_2}{\text{um}^3 \text{ paliwa}}.$$

Uwzględniając spalanie węglowodorów typu  $C_m H_n$  według reakcji chemicznej:



otrzymując zapotrzebowanie tlenu do ich utlenienia:

$$C_m H_n \cdot \sum \left(m + \frac{n}{4}\right), \left[ \frac{\text{um}^3 O_2}{\text{um}^3 \text{ paliwa}} \right].$$

Teoretyczne zapotrzebowanie tlenu do spalania zupełnego i całkowitego  $1 \text{ um}^3$  paliwa gazowego wyraża się więc zależnością:

$$O_{th(v)} = \frac{1}{2} \cdot H_2 + \frac{1}{2} \cdot CO + 2 \cdot CH_4 + C_m H_n \cdot \sum \left( m + \frac{n}{4} \right) - O_2, \quad (5.34)$$

a uwzględniając pobór tlenu z powietrza atmosferycznego oblicza się *teoretyczne zapotrzebowanie powietrza* w postaci zależności:

$$L_{th(v)} = \frac{1}{0,21} \cdot O_{th(v)} = \frac{1}{0,21} \cdot \left\{ \frac{1}{2} \cdot (H_2 + CO) + 2 \cdot CH_4 + C_m H_n \cdot \sum \left( m + \frac{n}{4} \right) - O_2 \right\}, \quad (5.35)$$

Przy braku znajomości składu chemicznego paliwa gazowego można obliczyć teoretyczne zapotrzebowanie powietrza ze wzorów przybliżonych o postaci [24]:

$$L_{th(v)} = 1,1 \cdot \frac{Q_i^r}{4186,8}, \quad \left[ \frac{\text{um}^3 \text{ powietrza}}{\text{um}^3 \text{ paliwa}} \right], \quad (5.36)$$

jeżeli  $Q_i^r > 12500 \text{ kJ/um}^3$

oraz

$$L_{th(v)} = 0,875 \cdot \frac{Q_i^r}{4186,8}, \quad \left[ \frac{\text{um}^3 \text{ powietrza}}{\text{um}^3 \text{ paliwa}} \right], \quad (5.37)$$

jeżeli  $Q_i^r \leq 12500 \text{ kJ/um}^3$ .

*Rzeczywistą ilość powietrza* potrzebnego do spalania paliwa gazowego oblicza się z równania (5.18) w postaci:

$$L_{rz(v)} = \lambda \cdot L_{th(v)}, \quad (5.38)$$

przy czym współczynnik nadmiaru powietrza przyjmowany jest zwykle w zakresie  $\lambda = (1,02)1,05 \div 1,15 (1,20)$ .

Ilość spalin powstających podczas spalania paliwa gazowego oblicza się według podobnej metodyki, jak dla paliw stałych i ciekłych, to znaczy z analizy równań reakcji spalania typu (5.30)÷(5.33). W składzie chemicznym spalin powstałych ze spalania zupełnego paliwa gazowego występują następujące składniki:  $CO_2$ ,  $H_2O$ ,  $N_2$  i  $O_2$ .

*Teoretyczną ilość spalin uzyskaną podczas* spalania zupełnego  $1 \text{ um}^3$  paliwa gazowego oblicza się z zależności:

$$V_{sp,th} = H_2 + CO + 3 \cdot CH_4 + C_m H_n \cdot \sum \left( m + \frac{n}{2} \right) + \quad (5.39)$$



$$+ 3,71 \cdot \left[ \frac{1}{2} \cdot (H_2 + CO) + 2 \cdot CH_4 + C_m H_n \cdot \sum \left( m + \frac{n}{4} \right) - O_2 \right], \left[ \frac{\text{um}^3 \text{ spalin}}{\text{um}^3 \text{ paliwa}} \right]$$

lub według wzorów przybliżonych [24]

$$V_{sp,th} = 1,17 \cdot \frac{Q_i^r}{4186,8}, \left[ \frac{\text{um}^3 \text{ spalin}}{\text{um}^3 \text{ paliwa}} \right], \quad (5.40)$$

jeżeli  $Q_i^r > 12500 \text{ kJ} / \text{um}^3$

oraz

$$V_{sp,th} = 0,725 \cdot \frac{Q_i^r}{4186,8} + 1, \left[ \frac{\text{um}^3 \text{ spalin}}{\text{um}^3 \text{ paliwa}} \right], \quad (5.41)$$

jeżeli  $Q_i^r \leq 12500 \text{ kJ} / \text{um}^3$ .

Rzeczywista ilość spalin powstająca w procesie spalania paliwa gazowego wynika ze wzoru:

$$V_{sp} = H_2 + CO + 3 \cdot CH_4 + C_m H_n \cdot \sum \left( m + \frac{n}{2} \right) + \frac{\lambda - 0,21}{0,21} \cdot \left[ \frac{1}{2} \cdot (H_2 + CO) + 2 \cdot CH_4 + C_m H_n \cdot \sum \left( m + \frac{n}{4} \right) - O_2 \right], \left[ \frac{\text{um}^3 \text{ spalin}}{\text{um}^3 \text{ paliwa}} \right]. \quad (5.42)$$

Należy zwrócić uwagę, że podane wzory: (5.25) – dla paliwa stałego lub ciekłego oraz (5.42) – dla paliwa gazowego pozwalają obliczyć ilość tak zwanych *spalin wilgotnych*. Prowadzona analiza spalin, jako jeden z efektywnych sposobów kontroli spalania, wymaga określenia ilości *spalin suchych*. Obliczając ilość spalin suchych należy od ilości spalin ze wzorów (5.25) lub (5.42) odjąć zawartość pary wodnej w spalinach.

#### 5.1.4. Temperatura spalania

Pod pojęciem *temperatury spalania* należy rozumieć temperaturę, jaką osiągają spaliny w momencie ich powstawania. Ze względu na to, że proces spalania realizuje się w określonej przestrzeni komory spalania wyznacza się tzw. *średnią temperaturę spalania*. Według [59] teoretyczna temperatura spalania jest to temperatura niezdzysocjowanych spalin podczas spalania adiabatycznego, bez wykonania pracy zewnętrznej zakładając, że spalanie zupełne i całkowite zachodzi przy minimalnej ilości powietrza i bez strat.

Wielkość teoretycznej temperatury spalania określa się z bilansu energetycznego spalania jednostki ilości paliwa otrzymując ogólną zależność:

$$Q_i^r = h'' - h' \quad (5.43)$$

a stąd

$$h' + Q_i^r = h'' \quad (5.44)$$

Między ciepłem reakcji chemicznej opisanym wzorem *Hessa* (5.2) a wartością opałową  $Q_i^r$  zachodzi związek:  $-Q_{ch} = Q_i^r$  [51]. Po zdefiniowaniu wielkości  $h''$  i  $h'$  wzór (5.44) otrzymuje postać:

$$Q_i^r + c_{pal} \cdot t_{pal} + L_{th(m)} \cdot c_{pow} \cdot t_{pow} = (1 + L_{th(m)}) \cdot c_{sp} \cdot t_{sp}, \quad (5.45)$$

gdzie:

- $c_{pal}, c_{pow}, c_{sp}$  - średnie ciepło właściwe odpowiednio paliwa, powietrza i spalin; zwiększenie dokładności obliczeń można uzyskać traktując powietrze jako gaz półdoskonały, a spaliny jako mieszaninę gazów półdoskonałych,
- $t_{pal}$  - temperatura paliwa dostarczanego do komory spalania.

Ze wzoru (5.45) otrzymuje się:

$$t_{sp} = \frac{c_{pal} \cdot t_{pal} + L_{th(m)} \cdot c_{pow} \cdot t_{pow} + Q_i^r}{(1 + L_{th(m)}) \cdot c_{sp}} \quad (5.46)$$

Przyjmując w przybliżeniu, że  $c_{pal} \approx c_{pow} \approx c_{sp}$  oraz  $t_{pal} \approx t_{ot}$  ( $t_{ot}$  – temperatura otoczenia) otrzymuje się wzór opisujący średnią teoretyczną temperaturę spalania w postaci:

$$t_{sp,th} = \frac{Q_i^r}{(1 + L_{th(m)}) \cdot c_{sp}} + t_{ot} \quad (5.47)$$

Wynika stąd, że wielkość średniej teoretycznej temperatury spalania zależy przede wszystkim od wartości opałowej paliwa oraz ilości powietrza doprowadzanego do spalania. Według [121] wartość średniej teoretycznej temperatury spalania wynosi: dla węgla kamiennego:  $t_{sp,th} \approx 2200^\circ\text{C}$ , oleju opałowego lekkiego  $t_{sp,th} \approx 2100^\circ\text{C}$ , gazu ziemnego:  $t_{sp,th} \approx 1950^\circ\text{C}$ .

W warunkach rzeczywistych procesowi spalania towarzyszą straty ciepłne wynikające, między innymi, z konieczności stosowania nadmiaru powietrza, promieniowania cieplnego itp. Rzeczywista temperatura spalania jest zatem niższa od teoretycznej opisanej wzorem (5.47) i można ją oszacować ze wzoru [22]:

$$t_{sp} = \frac{Q_i^r \cdot \eta_p \cdot (1 - \varphi)}{(1 + \lambda \cdot L_{th(m)}) \cdot c_{sp}} + t_{ot}, \quad (5.48)$$

gdzie  $\eta_p$  jest sprawnością paleniska,  $\varphi$  – udziałem strat ciepła wskutek promieniowania, zaś  $\lambda$  – liczbą nadmiaru powietrza. Wartość rzeczywistej temperatury

spalania w zależności od rodzaju spalanego paliwa i typu paleniska wynosi [17]: palenisko z rusztem ruchomym  $-1200\div 1400^{\circ}\text{C}$ , palenisko olejowe  $-1200\div 1600^{\circ}\text{C}$ , palenisko na gaz ziemny  $1200\div 1600^{\circ}\text{C}$ .

## 5.2. Metody kontroli procesu spalania

W procesie spalania paliw powstają duże straty energetyczne oraz znaczące szkodliwe oddziaływania na środowisko. Dlatego bez względu na rodzaj urządzenia, w którym prowadzi się spalanie, jego przebieg powinien być kontrolowany. Standardowe wymagania dotyczące prawidłowości procesu spalania można opisać warunkami:

- prowadzenie spalania zupełnego i całkowitego,
- uzyskanie optymalnej temperatury spalania,
- produkty spalania nie powinny mieć szkodliwego wpływu na otoczenie.

Jeżeli nie ma dostatecznych możliwości gwarantujących zapewnienie podanych warunków uzyskuje się spalanie niezupełne i niecałkowite połączone z emisją składników palnych i toksycznych do otoczenia.

### 5.2.1. Ocena spalania niezupełnego i niecałkowitego

Jakość spalania paliwa zależy od stopnia utlenienia jego składników palnych. W warunkach spalania zupełnego produkty powinny zawierać wyłącznie  $\text{CO}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O}$  i  $\text{SO}_2$ . Jeżeli w produktach spalania znajdują się takie składniki jak:  $\text{CO}$ ,  $\text{H}_2$ ,  $\text{CH}_4$ , wówczas mówi się o spalaniu niezupełnym, natomiast w przypadku występowania w produktach spalania sadzy, lotnego koksiku lub nie odgazowanego węgla (pierwiastkowego) proces nazywa się spalaniem niecałkowitym.

Objęcie analizą produktów spalania stwarza możliwość określenia, w jakim stopniu proces spalania odbiega od zupełnego i całkowitego. Stopień spalania niezupełnego (i niecałkowitego) analizuje się w oparciu o bilanse ilości materii substratów i produktów na podstawie ich składu chemicznego. Z równań stechiometrycznych reakcji chemicznych wynika, że liczba kilogramów masy substratów jest równa liczbie kilogramów produktów, natomiast liczba kilomoli (lub umownych metrów sześciennych) produktów może być większa, równa lub mniejsza od liczby kilomoli substratów.

W praktyce składniki produktów spalania – spalin – ustala się na podstawie wyników analizy spalin wykonanej za pomocą analizatorów spalin, np. analizatorem *Orsata*. W ten sposób określa się udziały objętościowe składników spalin suchych.

Założmy, że spaliny suche zawierają w swym składzie: dwutlenek węgla, tlenek węgla, tlen oraz azot; w nawiasach kwadratowych podano udział

objętościowy danego składnika w spalinach, przykładowo  $-[O_2]$  oznacza udział objętościowy tlenu w spalinach. Wskazany wyżej skład spalin suchych można zapisać [58]:

$$[CO_2] + [CO] + [O_2] + [N_2] = 1. \quad (5.49)$$

Podstawą bilansowania są równania stechiometryczne spalania zupełnego i całkowitego (5.4), (5.5) i (5.6) uzupełnione reakcją spalania niezupełnego:



Na tej podstawie wykonuje się bilanse pierwiastków w procesie spalania, a w tym bilans węgla, wodoru, azotu i tlenu.

### **Bilans węgla**

W równaniu składu paliwa stałego lub ciekłego (5.3) oznaczono symbolem  $c$  udział masowy węgla pierwiastkowego w paliwie. Podczas spalania niezupełnego (i niecałkowitego) pozostaje pewna ilość nie spalonego węgla. Oznaczmy symbolem  $x$  ilość nie spalonego węgla przypadającą na 1 kilogram masy węgla biorącego udział w spalaniu, zatem wielkość  $(1 - x) \cdot c$  opisuje ilość spalonego węgla w odniesieniu do 1kg.

W warunkach umownych powstają z 1kg paliwa spaliny suche w ilości  $V_{sp,s}$  zawierające  $CO_2$  i  $CO$ :

$$V_{CO_2} + V_{CO} = V_{sp,s} \cdot \{[CO_2] + [CO]\}. \quad (5.51)$$

W rozdziale 5.1.2.1 założono, że w warunkach umownych objętość molowa  $CO_2$  i  $CO$  wynosi  $22,42 \text{ um}^3/\text{kmol}$ . Oznacza to, że w objętości spalin określonej wzorem (5.51) znajduje się węgiel (o masie cząsteczkowej  $12 \text{ kg/kmol}$ ) w ilości:

$$m_C = \frac{12}{22,42} \cdot V_{sp,s} \cdot \{[CO_2] + [CO]\}, \quad (5.52)$$

a ilość spalonego węgla  $m_C$  opisana jest zależnością:

$$m_C = (1 - x) \cdot c. \quad (5.53)$$

Z porównania wzorów (5.52) i (5.53) otrzymuje się:

$$(1 - x) \cdot c = \frac{12}{22,42} \cdot V_{sp,s} \cdot \{[CO_2] + [CO]\}, \quad (5.54)$$

stąd:

$$V_{sp,s} = \frac{\frac{12}{22,42} \cdot (1 - x) \cdot c}{[CO_2] + [CO]}. \quad (5.55)$$

**Bilans wodoru**

Jeżeli objętość pary wodnej zawartej w spalinach wilgotnych powstałych podczas spalania 1 kg paliwa oznaczyć jako  $V_{H_2O}$   $\left[ \frac{\text{um}^3}{\text{kg paliwa}} \right]$ , to masa wody wynosi:

$$m_{H_2O} = \frac{2 \cdot V_{H_2O}}{22,42}. \quad (5.56)$$

Masa  $m_{H_2O}$  pochodzi z udziału masowego  $h$  wodoru i wilgoci  $w$  zawartej w paliwie zgodnie z równaniem (5.3). Wynika stąd, że:

$$m_{H_2O} = \frac{2 \cdot V_{H_2O}}{22,42} = h + \frac{w}{9}, \quad (5.57)$$

a więc:

$$V_{H_2O} = \frac{22,42}{2} \cdot \left( h + \frac{w}{9} \right). \quad (5.58)$$

Objętość spalin wilgotnych jest równa sumie wielkości opisanych równaniami (5.55) i (5.58):

$$V_{sp} = \frac{22,42}{12} \cdot (1-x) \cdot c + \frac{22,42}{2} \cdot \left( h + \frac{w}{9} \right). \quad (5.59)$$

**Bilans azotu**

Azot dopływa podczas spalania wraz z substratami (paliwem i powietrzem atmosferycznym) a odpływa z produktami (spalinami). Objętość i masa azotu w spalinach wynoszą:

$$V_{N_2} = V_{sp,s} \cdot [N_2] \quad \text{oraz} \quad m_{N_2} = \frac{V_{N_2}}{22,42} \cdot 28 = V_{sp,s} \cdot [N_2] \cdot \frac{28}{22,42}. \quad (5.60)$$

Jeżeli masa azotu zawarta w substratach wynosi:

$$n + V_{pow} \cdot 0,79 \cdot \frac{28}{22,42},$$

to:

$$V_{sp,s} \cdot [N_2] \cdot \frac{28}{22,42} = n + V_{pow} \cdot 0,79 \cdot \frac{28}{22,42}. \quad (5.61)$$

Objętość powietrza doprowadzonego do spalania 1 kg paliwa opisuje wzór:

$$V_{pow} = \frac{V_{sp,s} \cdot [N_2] - \frac{22,42}{28} \cdot n}{0,79} \quad (5.62)$$

Uwzględniając stechiometryczną ilość tlenu do spalania według wzoru (5.7) oraz powietrza według wzoru (5.8) można wyznaczyć współczynnik nadmiaru powietrza w postaci (po uporządkowaniu wyrazów) z zależności:

$$\lambda = \frac{0,21}{0,79} \cdot \frac{V_{sp,s} \cdot [N_2] - \frac{22,42}{28} \cdot n}{22,42 \cdot \left( \frac{c}{12} + \frac{h}{4} + \frac{s}{32} - \frac{o}{32} \right)} \quad (5.63)$$

### **Bilans tlenu**

Tlen dopływa do komory spalania z powietrzem atmosferycznym, zawarty jest w paliwie, a ponadto jest składnikiem wilgoci. W produktach spalania tlen zawarty jest w postaci wolnej oraz w związkach chemicznych  $CO_2$ ,  $CO$  i  $H_2O$ .

W pracy [58] podano zależności wyznaczające stopień niecałkowitego i niezupełnego spalania w postaci zależności:

$$(1-x) = \frac{[CO_2] + [CO]}{-[O_2] + \frac{1}{2}[CO] + \frac{0,21}{0,79} \cdot [N_2]} \cdot \frac{\frac{c}{12} + \frac{h}{4} + \frac{s}{32} - \frac{o}{32} + \frac{0,21}{0,79} \cdot \frac{n}{28}}{\frac{c}{12}} \quad (5.64)$$

O jakości procesu spalania można w przybliżeniu wnioskować na podstawie informacji o zawartości dwutlenku węgla  $[CO_2]$  w spalinach. Najpierw trzeba jednak określić zawartość dwutlenku węgla w spalinach w przypadku spalania całkowitego ( $x = 1$ ) oraz zupełnego ( $[CO]=0$ ), przy współczynniku nadmiaru powietrza  $\lambda = 1$ . W tym celu wykorzystując zależność (5.63) uzyskuje się wzór:

$$[CO_2]_{max} = \frac{1}{1 + \frac{0,79}{0,21} \cdot \frac{\frac{c}{12} + \frac{h}{4} + \frac{s}{32} - \frac{o}{32} + \frac{0,21}{0,79} \cdot \frac{n}{28}}{\frac{c}{12}}} \quad (5.65)$$

Maksymalna zawartość dwutlenku węgla w spalinach  $[CO_2]_{max}$  zależy wyłącznie od składu chemicznego paliwa. W tabelicy 5.2 podano wartości  $[CO_2]_{max}$  dla paliw stałych, ciekłych i gazowych.

Maksymalną zawartość dwutlenku węgla w spalinach oznacza się zwykle symbolami  $k_{max} = [CO_2]_{max}$ . Po oznaczeniu objętościowej zawartości dwutlenku węgla w spalinach suchych w aparacie *Orsata* [136] można w przybliżeniu obliczyć liczbę dostarczania powietrza  $\lambda$ :

$$\lambda = \frac{k_{\max}}{[CO_2]}. \quad (5.66)$$

Tablica 5.2

Wartości maksymalnej zawartości dwutlenku węgla w spalinach przy stosunku nadmiaru powietrza  $\lambda = 1$  dla najczęściej stosowanych paliw [44, 45]

Rodzaj paliwa	$k_{\max} = [CO_2]_{\max}, [\%]$
Drewno	19,5 ÷ 20,5
Torf	19,4 ÷ 19,8
Węgiel brunatny	18,7 ÷ 19,5
Węgiel kamienny energetyczny	18,5 ÷ 19,3
Węgiel kamienny gazowo-płomienny	18,7 ÷ 18,8
Antracyt	19,4 ÷ 20,0
Koks	20,0 ÷ 20,8
Benzyna	14,7 ÷ 15,0
Olej napędowy	15,2
Olej opałowy	15,6
Gaz ziemny średnio	9,5 ÷ 11,9
Gaz ziemny wysokometanowy	12,0
Gaz ziemny zaazotowany	11,2
Gaz miejski	11,0 ÷ 13,2

W zależności od rodzaju paliwa, paleniska i warunków procesu spalania zaleca się uzyskiwać podczas eksploatacji najkorzystniejsze wartości liczby nadmiaru powietrza  $\lambda$ , którym odpowiada optymalna zawartość dwutlenku węgla  $[CO_2]_{opt}$ , na przykład [19, 45]:

a) przy spalaniu paliw stałych na rusztach:

- z obsługą ręczną  $[CO_2]_{opt} = (8 \div 10)\%$
- z obsługą mechaniczną  $(9 \div 12)\%$

b) paleniska pyłowe  $(13 \div 14)\%$

W praktyce [5, 45] oznacza się zwykle skład spalin za pomocą analizatorów automatycznych podających łączną zawartość tlenku węgla i wodoru  $[CO+H_2]$  oraz  $[CO_2+SO_2]$ . Liczbę nadmiaru powietrza można w przybliżeniu wyznaczyć korzystając tylko z wyniku pomiaru zawartości tlenu  $[O_2]$  w spalinach według wzoru:

$$\lambda \approx \frac{21}{21 - [O_2]}. \quad (5.67)$$

Jeżeli spalanie ma charakter zupełny, wówczas stosuje się zależność:

$$\lambda \approx \frac{21}{21 - 79 \cdot \frac{[O_2]}{[N_2]}}, \quad (5.68)$$

a w przypadku spalania niezupełnego:

$$\lambda \approx \frac{[N_2]}{[N_2] - \frac{79}{21} \cdot \left\{ [O_2] - \frac{[CO + H_2]}{2} \right\}}, \quad (5.69)$$

gdzie  $[CO+H_2]$  jest procentową objętościową zawartością tlenku węgla i wodoru oznaczoną na podstawie pomiaru analizatorem automatycznym.

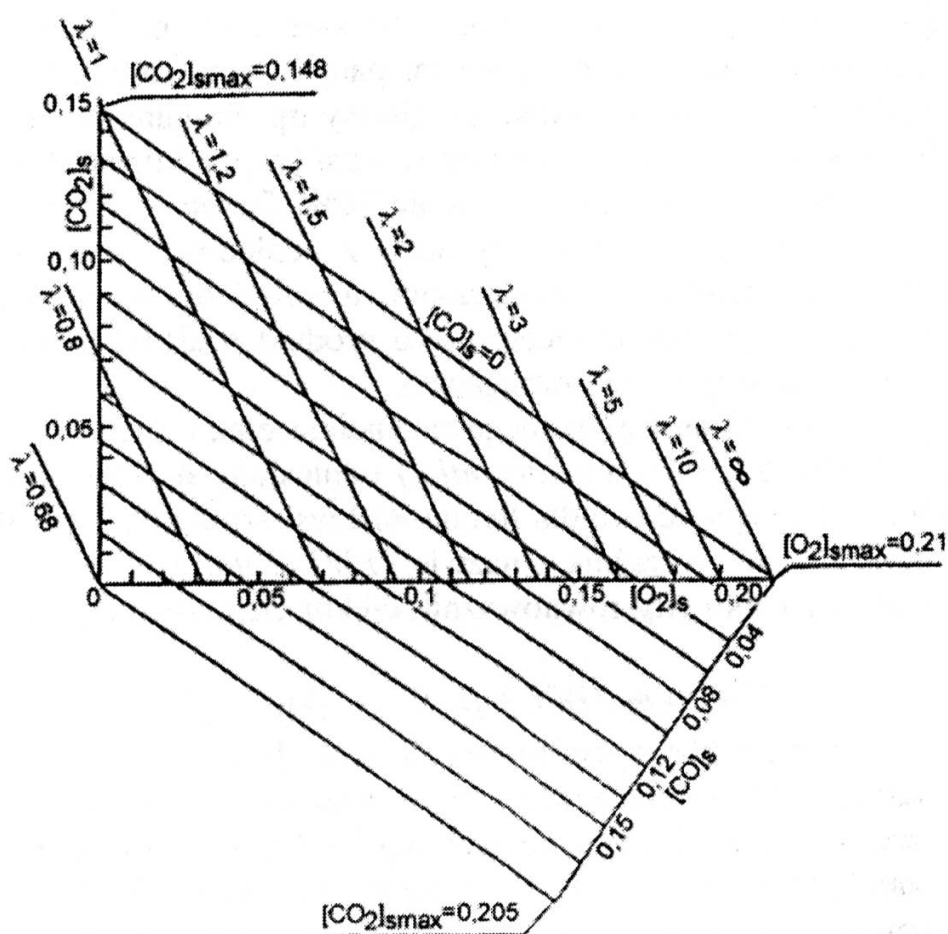
Najtrudniejszym oznaczeniem laboratoryjnym jest pomiar zawartości tlenku węgla w spalinach. W przypadku braku możliwości dokładnego pomiaru  $[CO]$  można zastosować wzór:

$$[CO] = \frac{21 \cdot \left\{ 1 - \frac{[CO_2]}{k_{\max}} \right\} - [O_2]}{\frac{21}{k_{\max}} - 0,395}, \quad (5.70)$$

gdzie  $[CO_2]$  i  $[O_2]$  oznacza się na drodze pomiaru analizatorem.

Ważną rolę podczas kontroli procesu spalania spełniają wykresy *Ostwalda* i *Buntego* zbudowane dla paliwa o określonym składzie chemicznym. Przykładowo na rys. 5.3 przedstawiono wykres (tzw. *trójkąt Ostwalda*) zbudowany dla benzyny o składzie masowym:  $c = 85\%$  i  $h = 15\%$  [59]. Z wykresu można odczytać wartość objętościowej zawartości tlenku węgla  $[CO]$  w spalinach dla zmierzonych  $[CO_2]$  i  $[O_2]$ . Podstawy budowy wykresu oraz szczegółowe informacje o sposobach posługiwania się wykresem *Ostwalda* podano w [5,44]. W przypadku dokładnego obliczenia bilansu substancji w procesie spalania należy wykonać oznaczenie zawartości sadzy i lotnego koksiku w spalinach oraz nie zgazowanej masy węgla zawartego w popiele. Oznaczenia takie wykonuje się zgodnie z polskimi normami .





Rys.5.3. Trójkąt *Ostwalda* dla benzyny o składzie masowym:  $c=0,85$  i  $h=0,15$  [59]

### 5.2.2. Kontrola zawartości szkodliwych dla środowiska produktów spalania paliw

Istotnym elementem kontroli procesu spalania paliw jest oznaczanie szkodliwych ekologicznie gazowych produktów zawartych w spalinach. Należy do nich zaliczyć: dwutlenek węgla  $CO_2$ , dwutlenek i trójtlenek siarki  $SO_2$ ,  $SO_3$  i inne związki siarkopochodne a także tlenki azotu oznaczone wspólnym symbolem  $NO_x$ .

Dwutlenek węgla jest wprawdzie produktem spalania zupełnego, lecz w znacznym stopniu wpływa na powstawanie *efektu cieplarnianego* [6]. Z powierzchni Ziemi emitowana jest część energii za pośrednictwem promieniowania podczerwonego (zwanego też promieniowaniem cieplnym). Jeżeli ilość emitowanej energii z powierzchni Ziemi jest zbyt duża, wówczas następuje zjawisko jej wychładzania, zaś utrudnienie w odpływie energii prowadzi do nadmiernego wzrostu średniej temperatury na powierzchni Ziemi. Utrudnienia

tego rodzaju powodują zanieczyszczenia, głównie *gazy szklarniowe*, wśród których należy wymienić: dwutlenek węgla, parę wodną, metan, tlenki azotu, czynniki chłodnicze chlorowcopochodne – freony itp. Szacunkowy udział tych gazów w globalnym efekcie cieplarnianym wynosi (w przybliżeniu): dwutlenek węgla  $CO_2$  – około 50%, metan  $CH_4$  – około 19%, *freony* – około 17%. O ile freony zostały już praktycznie wyparte z chłodnictwa i zastąpione w większości czynnikami proekologicznymi, to problem zwiększającego się udziału dwutlenku węgla powstającego, jako produkt spalania paliw nie jest jeszcze rozwiązany w stopniu zadowalającym.

Podstawowymi wskaźnikami globalnego potencjału efektu cieplarnianego jest wskaźnik *GWP (Global Warming Potential)* odniesiony do  $CO_2$ , dla którego przyjęto  $GWP = 1$  (przykładowo dla freonu R12 wskaźnik  $GWP = 7300$ ). Poza tym wprowadzono nowy wskaźnik o nazwie *TEWI (Total Equivalent Warming Impact)* - to znaczy całkowity równoważnik efektu cieplarnianego opisany zależnością:

$$TEWI = m \cdot GWP + \beta \cdot E, \quad [\text{kg } CO_2], \quad (5.71)$$

gdzie:  $m$  - masa czynnika wyemitowana do atmosfery, [kg],

$\beta$  - masa  $CO_2$  powstającego podczas spalania odniesiona do jednostki wytworzonej energii elektrycznej [ $\text{kg } CO_2 / \text{kW}\cdot\text{h}$ ]; dla węgla –  $\beta = 1,12$ , dla mazutu  $\beta = 0,94$ , dla gazu ziemnego  $\beta = 0,57$ ,

$E$  - energia elektryczna zużyta dla wszystkie cele danego urządzenia [ $\text{kW}\cdot\text{h}$ ].

Pierwszy składnik wzoru (5.71) ujmuje bezpośredni wpływ czynnika, zaś drugi uwzględnia wpływ pośredni związany z użyciem energii do napędu urządzeń w okresie eksploatacji, która powstała w wyniku procesu konwersji energii pierwotnej zawartej w paliwie.

Emisja dwutlenku węgla do atmosfery zależy proporcjonalnie od zawartości węgla pierwiastkowego w paliwie, co można także wyrazić w postaci stosunku zawartości wodoru do węgla; wartość tego stosunku wynosi przykładowo: dla węgla kamiennego 0,5:1, dla gazu ziemnego 4:1. Związana jest z tym emisja dwutlenku węgla wyrażona w [ $\text{kg } CO_2 / \text{kW}\cdot\text{h}$ ], przy czym wynosi ona: dla węgla kamiennego – 0,33  $\text{kg } CO_2 / \text{kW}\cdot\text{h}$ , dla oleju opałowego ciężkiego – 0,28  $\text{kg } CO_2 / \text{kW}\cdot\text{h}$ , lekkiego – 0,26  $\text{kg } CO_2 / \text{kW}\cdot\text{h}$  i dla gazu ziemnego – 0,20  $\text{kg } CO_2 / \text{kW}\cdot\text{h}$ . Wynika stąd jednoznaczny wniosek o możliwości znacznego obniżenia emisji  $CO_2$  przez substytucję węgla kamiennego paliwami węglowodorowymi. Jest to, obok wzrostu sprawności urządzeń, bardzo skuteczna metoda podwyższenia efektywności procesu spalania paliw.

Bardzo szkodliwą ekologicznie jest emisja tlenków azotu  $NO_x$ , wśród których wyróżnia się zwykle tlenek azotu  $NO$ , dwutlenek azotu  $NO_2$  a niekiedy podtlenek azotu  $N_2O$  zwany też „gazem rozweselającym”. W paleniskach rusz-

towych na paliwo stałe powstaje około 95% tlenku azotu  $NO$  oraz 5%  $NO_2$ . Tlenek azotu utlenia się w atmosferze do  $NO_2$  i przyczynia się do powstawania kwasu azotowego stanowiącego podstawowy składnik tzw. "kwaśnego deszczu". Wszystkie odmiany tlenków azotu są w różnym stopniu ekologicznie szkodliwe i negatywnie wpływają na organizm człowieka oraz zwierzęta i rośliny, przy czym:

- *tlenek azotu  $NO$*  - powoduje zwiększoną podatność organizmów żywych na choroby, oddziałuje bezpośrednio na system nerwowy oraz wiąże hemoglobinę we krwi, powstaje odczuwalne niedotlenienie organizmu, osłabia wegetację roślin a także zwiększa intensywność korozji metali;
- *dwutlenek azotu  $NO_2$*  - podrażnia oczy i drogi oddechowe aż do obrzęku płuc włącznie, obniża ciśnienie krwi, może być źródłem stanów lękowych i działać jak narkotyk;
- *podtlenek azotu  $N_2O$*  - przenikając do stratosfery niszczy warstwę ozonową i przyczynia się, podobnie jak  $CO_2$  do powstawania efektu cieplarnianego.

W procesie spalania paliwa mogą powstawać trzy typy tlenków azotu: *opałowy  $NO_x$ , szybkie  $NO_x$  i termiczne  $NO_x$*  [17, 121].

*Opalowy  $NO_x$*  powstaje wówczas, gdy azot zawarty w paliwie zostaje utleniony do  $NO_x$  za pomocą tlenu atmosferycznego w temperaturze około  $1000^\circ C$ .

*Szybkie tlenki  $NO_x$*  [powstają zwłaszcza wtedy, gdy występują reakcje chemiczne azotu atmosferycznego z węglowodorami zawartymi w składzie chemicznym paliwa w strefach płomienia o wysokiej temperaturze.

*Termiczne tlenki  $NO_x$*  powstają, gdy następuje utlenianie azotu atmosferycznego podczas jego przepływu przez strefę płomienia.

Z krótkiej charakterystyki powstawania tlenków azotu w palenisku wynika istotna rola, jaką odgrywa azot doprowadzany z powietrzem atmosferycznym (nie można zatem nadmiernie przekraczać, bez uzasadnienia, optymalnej wartości liczby nadmiaru powietrza), temperatura płomienia panująca w określonej strefie paleniska oraz czas przebywania powietrza w poszczególnych strefach paleniska. Szybkie tlenki  $NO_x$  nie mają większego znaczenia w emisji, natomiast istotną rolę odgrywają tlenki opałowy i termiczne. Według badań w strefach o temperaturze do  $1300^\circ C$  tlenki azotu powstają w ilościach śladowych. Powyżej  $1400^\circ C$  następuje gwałtowny wzrost emisji tlenków azotu i w zakresie  $1900\div 2000^\circ C$  powstaje ich największa ilość. Aktywność powstawania maleje w temperaturze powyżej  $2000^\circ C$ .

Stosowane są w praktyce różne sposoby ograniczenia emisji szkodliwych tlenków azotu, zarówno metody pierwotne jak i wtórne. Wśród metod pierwotnych stosuje się najczęściej: schłodzenie płomienia do wartości temperatury gwarantującej obniżenie emisji, zmniejszenie czasu przebywania produktów spalania w wysokotemperaturowych strefach paleniska, obniżenie obciążenia cieplnego

komory spalania i poprawa jakości procesu [26]. W przypadku metod wtórnych dąży się do usunięcia tlenków azotu  $NO_x$  pozostających w spalinach.

Tablica 5.3

Przeciętny skład gazów spalinowych silników z zapłonem iskrowym i samoczynnym

Składnik	Przeciętny skład gazów spalinowych, [%] obj.					
	Silnik z zapłonem iskrowym			Silnik z zapłonem samoczynnym		
	Bieg jałowy	przyśpieszenie	prędkość stała	bieg jałowy	przyśpieszenie	prędkość stała
Azot	71	74	76	77	77	77
Dwutlenek węgla	6,5÷8	9÷11	12÷13	4,3	4,2	7,0
Para wodna	7÷10	10÷11	10÷11	4,0	3,9	6,0
Tlen	1÷1,5	0,5÷1,5	0,1÷0,4	14,0	14,0	10,0
Wodór	0,5÷4	0,2	0,1÷0,2	-	0,1	-
Tlenek węgla	9÷10	3÷5,5	0,2÷1,4	0,2	0,1	0,1
Węglowodory	0,5	0,2	0,1	0,04	0,02	0,01
Tlenki azotu	0,003	0,100	0,065	0,006	0,085	0,025
Aldehydy	0,003	0,002	0,001	0,001	0,002	0,001
Bezwodnik siarkawy	0,01	0,01	0,01	0,04	0,04	0,04

Tablica 5.4

Ilość szkodliwych składników gazów spalinowych wydzielanych podczas spalania 1 tony paliwa

Składnik	Ilość składnika pochodząca podczas spalania 1 tony paliwa, [kg]	
	Benzyna	Olej napędowy
Tlenek węgla	465,6	20,8
Węglowodory	23,3	4,2
Tlenki azotu	15,8	13,0
Bezwodnik siarki	1,9	7,8
Aldehydy	0,9	0,8
Razem	507,5	46,6

Szkodliwe działanie posiadają również związki siarki zawarte w spalinach. Związki chemiczne zawierające siarkę znajdują się w składzie paliwa, zwłaszcza stałego (na przykład w węglu kamiennym) oraz w paliwie ciekłym (ropa naftowa). W procesie spalania następuje utlenienie siarki do dwutlenku  $SO_2$  a około (2÷3)% siarki utlenia się do trójtlenku  $SO_3$ . Tlenki siarki mają niekorzystny wpływ na organizm ludzki powodując oddziaływania o charakterze drażniącym, w tym dróg oddechowych i płuc. W niskich tempera-

turach tlenki siarki uwadniają się i kondensują tworząc kwas siarkowy a wspólnie z tlenkami azotu przyczyniają się do powstawania kwaśnych deszczów. Powodują także zakwaszanie wód gruntowych, zbiorników wodnych i gleby.

Liczba pojazdów mechanicznych z silnikami spalinowymi gwałtownie wzrasta zarówno w kraju, jak i na świecie. Spaliny tych silników zawierają wiele szkodliwych składników. W tabelicy 5.3 podano przeciętny skład gazów spalinowych silników z zapłonem iskrowym i samoczynnym, natomiast w tabelicy 5.4 ilość szkodliwych składników gazów spalinowych wydzielonych przy spalaniu 1 tony paliwa.

Tabela 5.5

Dopuszczalne do wprowadzenia do powietrza<sup>\*)</sup> ilości SO<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub> i pyłu powstających w procesie energetycznego spalania paliw [26]

Paliwo	Palenisko	Dopuszczalna emisja w[g/GJ] dla instalacji energetycznych					
		Dotychczas eksploatowanych			nowo projektowanych		
		SO <sub>2</sub>	NO <sub>2</sub> <sup>**)</sup>	pył	SO <sub>2</sub>	NO <sub>2</sub> <sup>**)</sup>	pył
Węgiel kamienny	rusztowe stałe	720÷ 990	35	1370÷ 1850	650	35	1370
	rusztowe mechaniczne	640÷ 990	95÷ 160	600÷ 800	200	95	600
Węgiel brunatny	Pyłowe z ciekłym odżużlaniem	1070÷ 1540	150÷ 225	70÷140	200	150	70
Olej opałowy	kotły < 50 MW	1250÷ 1720	120	-	1250	90	-
	kotły > 50 MW	170÷ 1720	160	-	170	120	-
Gaz ziemny	kotły < 50 MW	-	35÷ 60	-	-	35	-
	kotły > 50 MW	-	85÷ 145	-	-	85	-
Drewno	rusztowe	-	50	-	-	50	-

Uwagi:<sup>\*)</sup> Dane w tabelicy podano według: Rozporządzenia Ministra Ochrony środowiska, Zasobów Naturalnych i Leśnictwa z dnia 12 lutego 1990 r w sprawie ochrony powietrza przed zanieczyszczeniami, Dz.U.1990, Nr 15;<sup>\*\*)</sup> oznacza sumę NO i NO<sub>2</sub> w przeliczeniu na NO<sub>2</sub>

Ocenę zawartości szkodliwych gazów podawanych do otoczenia można określić w postaci udziałów objętościowych wyrażonych w ppm (*parts per milion* – liczba części objętościowych danego gazu przypadających na milion części objętościowych mieszaniny). W niektórych przepisach ochrony środowiska podaje się dopuszczalne stężenia w miligramach (lub gramach na 1MJ lub GJ ciepła spalania lub wartości opałowej paliwa), według przeliczenia [44]:

$$1 \frac{\text{mg}}{\text{um}^3} = \frac{V_{sp,s}}{Q_i}, \quad (5.72)$$

gdzie :

$V_{sp,s}$  - objętość suchych spalin w warunkach umownych, [ $\text{um}^3 / \text{kg}$ ],

$Q_i$  - wartość opałowa (lub ciepło spalania paliwa [ $\text{MJ/kg}$  lub  $\text{GJ/kg}$ ]).

W tabelicy 5.5 podano dopuszczalne do wprowadzenia do powietrza atmosferycznego ilości dwutlenku siarki, dwutlenku węgla i pyłu według polskich przepisów ochrony środowiska, natomiast w tabelicy 5.6 wybrane normy emisji zanieczyszczeń stosowane w Unii Europejskiej. Wielkości podane w tabelicy stosuje się do instalacji o mocy powyżej 0,12 MW

Tablica 5.6

Normy dopuszczalnych emisji zanieczyszczeń w przypadku nowych źródeł energetycznych spalania paliw zalecane w krajach Unii Europejskiej [26]

Zanieczyszczenie	Paliwo	Rodzaj źródła	Wartość graniczna emisji	
			[ $\text{mg} / \text{um}^3$ ] *)	{ $\text{g} / \text{GJ}$ }**)
NO <sub>x</sub>	Stałe	Wszystkie	650	241/276**)
	Ciekłe		450	129
	Gazowe		350	95
SO <sub>2</sub>	Stałe	o mocy 100-500 MJ/s	400÷2000	740/851
		o mocy powyżej 500 MJ/s	400	148/170
	Ciekłe	o mocy 50-300 MJ/s	1700	486
		o mocy powyżej 500 MJ/s	400	114
	Gazowe	Wszystkie	400	114

Uwagi: \*) dla spalin suchych

\*\*) węgiel kamienny / węgiel brunatny

W obliczeniach przyjęto, że wielkość 1 g/GJ odpowiada:

2,7  $\text{mg}/\text{um}^3$  dla węgla kamiennego

2,35  $\text{mg}/\text{um}^3$  dla węgla brunatnego,

3,5  $\text{mg}/\text{um}^3$  dla paliw ciekłych,

3,7  $\text{mg}/\text{um}^3$  dla paliw gazowych

## 6. Urządzenia realizujące spalanie paliw

Istnieje bardzo dużo typów i rozwiązań konstrukcyjnych urządzeń, w których następuje konwersja energii chemicznej paliwa na inne jej postaci, z wykorzystaniem procesu spalania. Z punktu widzenia energetyki można wymienić trzy najważniejsze grupy urządzeń:

- piece,
- kotły,
- silniki cieplne.

W każdej z wymienionych grup urządzeń występuje zjawisko „wyzwolenia” energii chemicznej paliwa za pomocą ciepła w procesie spalania, przy czym różne są końcowe efekty użyteczne oraz sposoby ich dalszego wykorzystania w łańcuchu przemian energetycznych.

### 6.1. Piece

*Piec* jest urządzeniem przeznaczonym do prowadzenia procesu spalania paliwa dla celów grzewczych lub technologicznych, przy czym jest on posadowiony bezpośrednio w miejscu odbioru efektu użytecznego. Rozpatruje się dwa podstawowe typy pieców:

- piece do ogrzewania miejscowego,
- piece przemysłowe.

*Piece do ogrzewania miejscowego* są podobne konstrukcyjnie do kotłów, jednak efekt ogrzewania uzyskuje się w miejscu ustawienia pieca (na przykład: piec kaflowy z rys. 6.1a, kominki z komorą spalania, ogrzewacze gazowe itp.). Wśród pieców do ogrzewania miejscowego rozróżnia się piece stałe lub przenośne, a z uwagi na rodzaj paliwa piece: na paliwo stałe, ciekłe i gazowe.

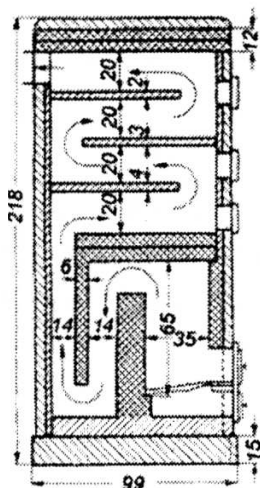
W *piecach przemysłowych* prowadzone są różne procesy technologiczne, w których występuje spalanie paliwa. Pod względem konstrukcyjnym można wyróżnić piece przemysłowe: szybowe, grzewcze, rurowe i specjalne. Do najczęściej spotykanych pieców należą takie jak: hutnicze (np. wielki piec – rys.6.1.b), hartownicze, odlewnicze, ceramiczne, szklarskie, emalierskie, do obróbki cieplnej, do obróbki plastycznej [17].

### 6.2. Kotły

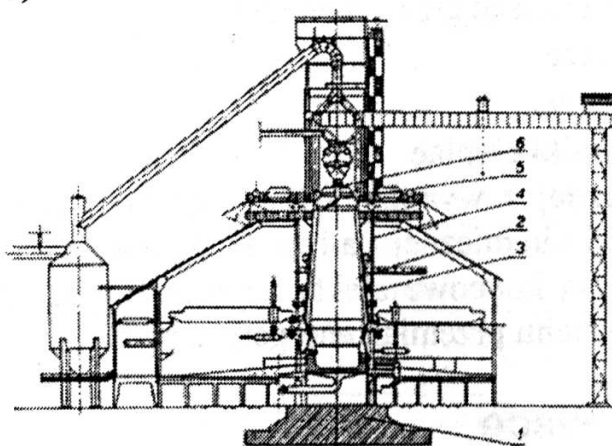
Kotły są podstawowymi urządzeniami energetycznymi, w których realizuje się spalanie paliwa. Pod nazwą *kocioł* należy rozumieć zespół układów służących do przygotowania i spalania paliwa oraz doprowadzenia ciepła do czynnika pośredniczącego. W skład kotła wchodzi: naczynia ciśnieniowe, wymienniki

ciepła, urządzenia do regulacji i kontroli procesu spalania, urządzenia do usuwania produktów spalania oraz regulacji przepływu i parametrów czynnika pośredniczącego. Zadaniem kotła jest przekazywanie energii za pomocą ciepła na drodze od paliwa do nośnika energetycznego, którym są zwykle para wodna lub woda.

a)



b)



Rys. 6.1. Przykładowe konstrukcje pieców [17, 25]

a) przekrój pieca kaflowego wielokanałowego do ogrzewania miejscowego b) schemat wielkiego pieca: 1-fundament betonowy, 2-profil pieca, 3-obmurze pieca, 4-kolumna, 5-konstrukcja nadgardzielowa, 6-urządzenie zasypowe

Ze względu na rodzaj czynnika pośredniczącego wyróżnia się kotły parowe lub wodne.

*Kocioł parowy* - stanowi naczynie ciśnieniowe, którego zadaniem jest wytworzenie z wody, jako cieczy energetycznej, pary wodnej o ciśnieniu wyższym od atmosferycznego do użytkowania wewnątrz lub na zewnątrz naczynia [135].

*Kocioł wodny* - pełni podobne funkcje jak kocioł parowy, przy czym służy do wytworzenia i utrzymywania fazy ciekłej, bez produkcji pary wodnej.

*Urządzenie kotłowe* jest zespołem współpracujących urządzeń zdolnych jako całość do podgrzania wody lub wytworzenia pary wodnej. Kocioł „właściwy” stanowi element składowy urządzenia kotłowego.

### 6.2.1. Klasyfikacja kotłów

Obecnie produkuje się wiele typów kotłów z przeznaczeniem do zastosowań w ciepłownictwie, energetyce zawodowej, transporcie i w innych dziedzinach.



Przyjmując różne kryteria przedstawiono poniżej wybrane klasyfikacje kotłów ze względu na:

- *na rodzaj czynnika pośredniczącego*: kotły wodne i parowe;
- *parametry czynnika i moc cieplną*: kotły grzewcze (do 1 MW) – wodne ( $t < 115^{\circ}\text{C}$ ) lub parowe ( $p < 0,17 \text{ MPa}$ ) oraz kotły energetyczne (moc  $> 1 \text{ MW}$ ,  $p > 0,17 \text{ MPa}$ ).

W niektórych opracowaniach podaje się następującą umowną klasyfikację kotłów uwzględniającą parametry (ciśnienie) czynnika:

kotły grzewcze           do 0,07 MPa,  
 kotły ciepłownicze      $> 0,07 \text{ MPa}$ ,  
 kotły przemysłowe      $1,2 \div 8 \text{ MPa}$ ,  
 kotły energetyczne      $16 \div 21 \text{ MPa}$  i więcej.

Ze względu na poziom temperatury czynnika dzieli się *kotły wodne* na: niskotemperaturowe (do  $100^{\circ}\text{C}$ ), średniotemperaturowe ( $100 \div 115^{\circ}\text{C}$ ) i wysokotemperaturowe ( $t > 115^{\circ}\text{C}$ ).

Kotły parowe dzieli się ze względu na ciśnienie na: niskociśnieniowe (do 0,17 MPa) i wysokociśnieniowe ( $p > 0,17 \text{ MPa}$ );

- *wydajność kotła*: małe – dostarczające czynnik pośredniczący do ogrzewania, suszenia i innych potrzeb, kotły przemysłowe (do 130 ton/h) i kotły energetyczne (130÷6500 ton/h) [17];
- *rodzaj paliwa*: na paliwo stałe, ciekłe (olejowe), gazowe lub kotły dwupaliwowe;
- *rodzaj paleniska* : kotły rusztowe, komorowe lub fluidalne;
- *system obiegu czynnika w kotle*: kotły z cyrkulacją naturalną lub wymuszoną;
- *cechy konstrukcyjne przestrzeni wodnej*: kotły o dużej lub małej pojemności wodnej,
- *umiejscowienie parownika*: kotły opromieniowane lub opromienio-wano-konwekcyjne.

### 6.2.2. Wielkości charakteryzujące kocioł

Wśród ważniejszych wielkości, które charakteryzują kocioł należy wymienić: wydajność, parametry czynnika, natężenie cieplne powierzchni, obciążenie cieplne, sprawność.

- *Wydajność kotła* może być wyrażona albo w postaci jednostek natężenia przepływu czynnika, albo w jednostkach mocy cieplnej. Dlatego wyróżnia się:
  - *wydajność masową kotła* - ilość produkowanej pary wodnej lub wody w jednostce czasu: [ kg/h ], [ t/h ],

- *wydajność cieplna kotła* - ilość ciepła jaką kocioł dostarcza z czynnikiem energetycznym.

Wydajność kotła oblicza się z podstawowych wzorów:

- dla kotła parowego:

$$\dot{Q} = \dot{m}_p \cdot (h_p - h_w), \quad (6.1)$$

- dla kotła wodnego

$$\dot{Q} = \dot{m}_w \cdot c_w \cdot (t_2 - t_1), \quad (6.2)$$

- gdzie:  $\dot{m}_p$  - wydajność masowa (w „technice kotłowej” stosuje się zamiennie również symbol  $D$ ),  
 $h_p, h_w$  - entalpia właściwa odpowiednio odprowadzanej pary i wody zasilającej kocioł,  
 $\dot{m}_w$  - masowe natężenie przepływu wody,  
 $c_w$  - ciepło właściwe wody,  
 $t_1, t_2$  - temperatura wody, odpowiednio za i przed kotłem właściwym.

- Ciśnienie czynnika

Wyróżnia się następujące rodzaje ciśnienia:

- *obliczeniowe* - najwyższe ciśnienie, przy jakim kocioł może pracować.,
- *dopuszczalne* - ciśnienie ustalone przez dozór techniczny,
- *robocze* - ciśnienie mierzone pary wodnej za przegrzewaczem lub pary nasyconej suchej od prowadzanej z kotła.

- Temperatura czynnika

Podobnie jak ciśnienie wyróżnia się temperaturę: obliczeniową, dopuszczalną i roboczą a dodatkowo podaje się również temperaturę wody zasilającej kocioł.

- Natężenie powierzchni ogrzewalnej

- jest to ilość ciepła przejęta przez 1 m<sup>2</sup> powierzchni ogrzewalnej w jednostce czasu:

$$q_{p.o} = \frac{\dot{Q}}{A_{p.o}}, \quad (6.3)$$

gdzie  $\dot{Q}$  jest wydajnością cieplną kotła, zaś  $A_{p.o}$  jego powierzchnią ogrzewalną (powierzchnię ogrzewalną kotła mierzy się po stronie spalin).

- Obciążenie komory paleniskowej

- określone jest stosunkiem ilości ciepła  $\dot{Q}_{kom.}$  doprowadzanego do jednostki objętości  $V_{kom}$  komory paleniskowej:

$$q_V = \frac{\dot{Q}_{kom.}}{V_{kom.}} \quad (6.4)$$

- Natężenie powierzchni rusztu:

- *masowe* - stosunek ilości paliwa spalonego na ruszcie  $\dot{m}_{pal}$  do czynnej powierzchni rusztu  $A_R$ :

$$b_R = \frac{\dot{m}_{pal}}{A_R}, \quad (6.5)$$

- *cieplne* - stosunek ilości ciepła uzyskanego podczas spalania paliwa na ruszcie  $\dot{Q}_R$  do czynnej powierzchni rusztu  $A_R$ :

$$q_R = \frac{\dot{Q}_R}{A_R}. \quad (6.6)$$

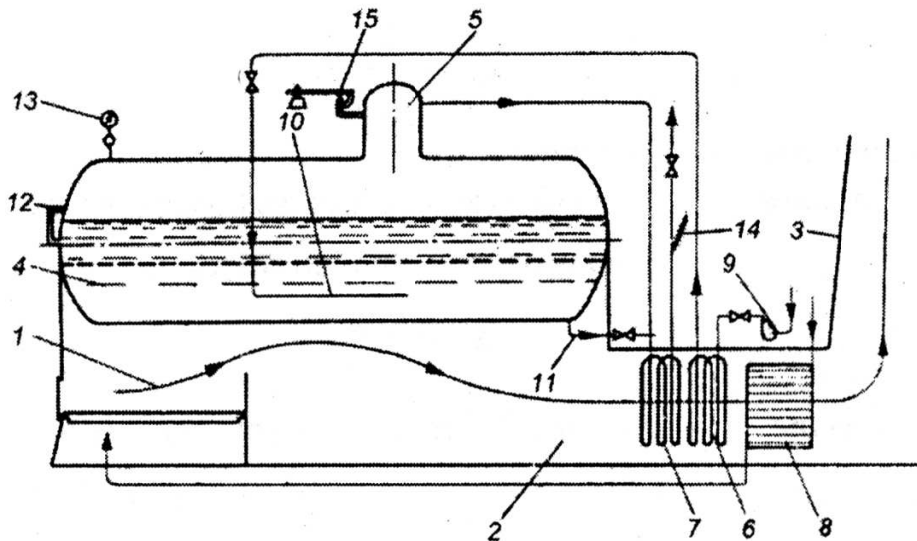
- Sprawność urządzenia kotłowego
  - wyraża się stosunkiem wydajności cieplnej kotła do ilości energii zawartej w dostarczonym paliwie (ilość energii przekazanej za pomocą ciepła w procesie spalania paliwa).

### 6.2.3. Podstawowe elementy składowe kotła

Do podstawowych elementów składowych kotła zalicza się:

- kocioł właściwy (zawiera naczynie ciśnieniowe łącznie z wymiennikami ciepła),
- palenisko,
- obmurze komory paleniskowej,
- płaszcz ochronny kotła z izolacją cieplną,
- czopuch,
- urządzenia do wywołania ciągu, urządzenia do usuwania spalin i żużła,
- wyposażenie kontrolno-pomiarowe.

Do kotła właściwego nie należą urządzenia zasilające go w paliwo, odpopielające, zewnętrzne podgrzewacze wody zasilającej, stacje uzdatniania wody oraz rurociągi parowe lub wodne z zaworami odcinającymi kocioł od instalacji. Na rysunku 6.2 pokazano, na przykładzie kotła parowego, schemat ideowy zawierający wszystkie podstawowe elementy kotła oraz instalacji kotłowej.



Rys. 6.2. Schemat ideowy budowy kotła i instalacji kotłowej;

1 – palenisko, 2 – kanał spalinowy, 3 – komin, 4 – wymiennik ciepła (parownik), 5 – kołpak zbiornika ciśnieniowego, 6 – wymiennik ciepła (podgrzewacz wody), 7 – wymiennik ciepła (przegrzewacz pary), 8 – wymiennik ciepła (podgrzewacz powietrza), 9 – pompa wodna, 10 – przewód zasilający w wodę, 11 – przewód do odmulniania, 12 – wodowskaz, 13 – manometr, 14 – termometr, 15 – zawór bezpieczeństwa

### **Palenisko**

*Palenisko* jest wyodrębnioną częścią kotła przystosowaną do prowadzenia spalania paliwa i usuwania jego produktów. Ze względu na konstrukcję wyróżnia się paleniska:

- wewnętrzne* - jeżeli palenisko mieści się w obrysie kotła właściwego, czyli stanowi część jego powierzchni ogrzewalnej,
- zewnętrzne* - gdy znajduje się poza obrysem kotła właściwego; niekiedy palenisko zewnętrzne nazywane jest *przedpaleniskiem* – stosowane obecnie w kotłach do spalania biomasy (trociy, słoma).

Wymiana ciepła z powierzchnią ogrzewalną odbywa się w paleniskach wewnętrznych na drodze konwekcji i promieniowania, natomiast w paleniskach zewnętrznych nie występuje praktycznie wymiana ciepła przez promieniowanie.

Wśród palenisk kotłowych wyróżnia się paleniska: rusztowe, komorowe i fluidalne. Paleniska rusztowe są przeznaczone do warstwowego spalania paliwa stałego. W paleniskach komorowych następuje spalanie paliw stałych (w postaci np. pyłu), paliw ciekłych lub gazowych, przy czym komora paleniskowa i popielnik tworzą razem jedną całość. W celu prowadzenia procesu spalania w warunkach fluidyzacji – tworzenie zawiesiny drobnych cząstek paliwa w strumieniu powietrza – budowane są paleniska fluidalne.

### ***Charakterystyka palenisk rusztowych***

Podstawowym elementem takiego paleniska jest ruszt, którego zadaniem jest podtrzymywanie płonącego paliwa oraz umożliwienie dopływu do niego odpowiedniej ilości powietrza, a także odprowadzenie produktów spalania.

Wyróżnia się następujące paleniska rusztowe:

- ze względu na ruch paliwa względem paleniska:
  - stałe (nieruchome),
  - ruchome – paliwo przemieszcza się w palenisku.
- w zależności od sposobu wykonania rusztu mogą być:
  - paleniska ręczne lub półmechaniczne z rusztem nieruchomym (w tym z rusztem: poziomym płaskim, pochyłym lub schodkowym),
  - paleniska mechaniczne z rusztem ruchomym (a wśród nich z rusztem: taśmowym, podsuwowym lub wstrząsowym).

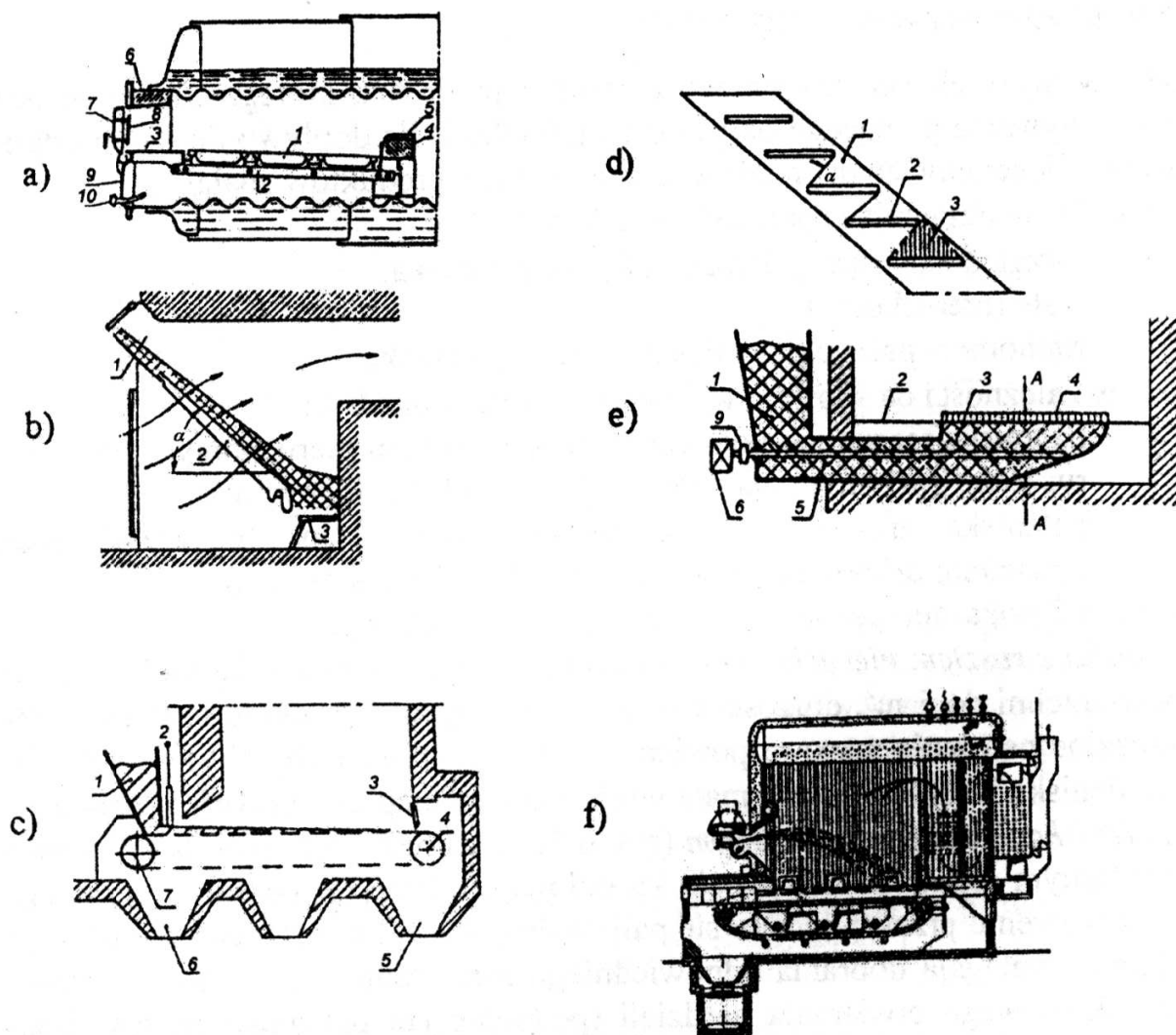
Na rys. 6.3 pokazano podstawowe typy palenisk rusztowych.

*Paleniska z rusztem nieruchomym* płaskim (rys. 6.3a) – paleniska budowane są o powierzchni do 5 m<sup>2</sup>, długości około 2,4 m i wysokości około 0,75 m, a dopuszczalne natężenie masowe powierzchni rusztu wynosi 80÷100 kg/m<sup>2</sup>·h. Zaletą paleniska jest niski koszt i mała wrażliwość na nieprawidłowości obsługi.

W *paleniskach z rusztem pochyłym* (rys. 6.3b) i schodkowym (rys. 6.3c) paliwo pod własnym ciężarem obsuwa się ku dołowi, przy czym ruszciek 3 zapobiega przypadkowemu przesypywaniu się paliwa do popielnika. Paleniska z tego typu rusztami wymagają dobrania odpowiedniego sortymentu paliwa oraz konieczności okresowego otwierania gardzieli (podobnie jak palenisko na rys. 6.3a) w celu wykonania zasypu paliwa.

Interesującym rozwiązaniem konstrukcyjnym *paleniska podsuwowego* (rys. 6.3d) jest to, że nowa porcja paliwa wsuwana jest pod płonąca już warstwę. Świeże paliwo jest zapalane od góry, zaś odgazowane części lotne przepływają przez płonąca warstwę paliwa, co zapewnia im właściwy zapłon. Palenisko zapewnia ciągłość i prawidłowość procesu spalania.

Obecnie większe jednostki kotłowe wyposaża się zwykle w *paleniska mechaniczne taśmowe* (rys. 6.3e) pozwalające na zapewnienie ciągłości procesu spalania, wyrównanie bilansu powietrza w poszczególnych strefach paleniska (możliwość stosowania powietrza wtórnego) oraz ograniczenie niektórych strat spalania. Paleniska budowane są o długości ok. 8÷9 m, z regulowaną prędkością przesuwu taśmy (w zależności od obciążenia cieplnego) w zakresie 2÷22 m/h. *Palenisko narzutowe* (rys. 6.3f) obejmuje ruszt mechaniczny taśmowy i urządzenie narzutowe. Ruszt przesuwa się w kierunku odwrotnym, niż na rys. 6.3.e, a lej żuźłowy usytuowany jest przed kotłem [19].



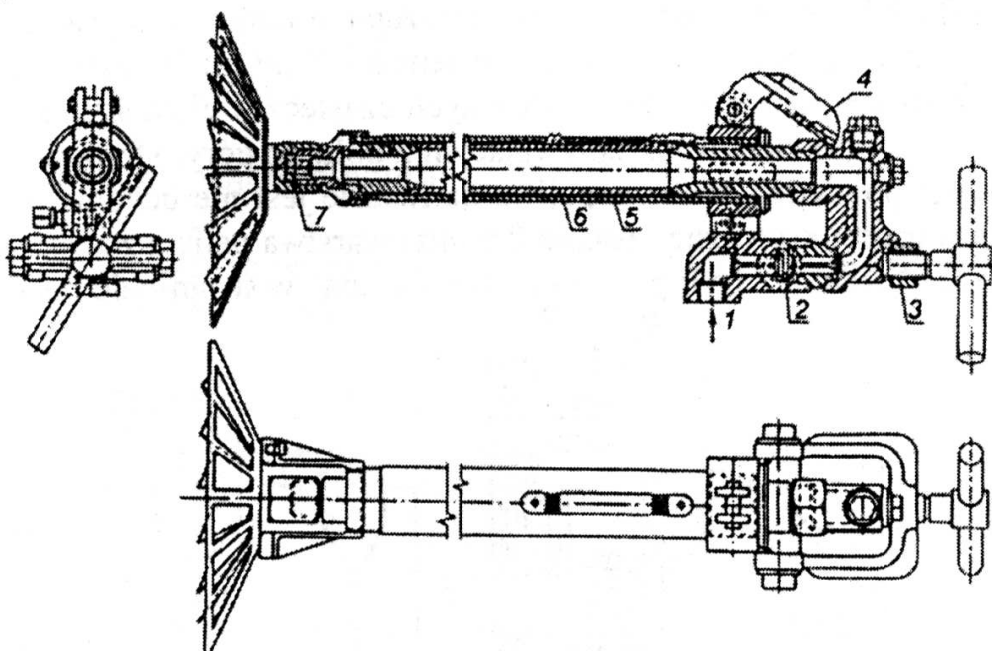
Rys. 6.3. Podstawowe typy palenisk rusztowych [19, 22, 24];

a) palenisko z rusztem płaskim obsługiwane ręcznie: 1-rusztowiny, 2 – belka rusztowa, 3 – płyta ogniowa, 4 – przewał; b) palenisko z rusztem pochyłym: 1 – gardziel, 2 – rusztowiny, 3 – ruszcik; c) palenisko z rusztem taśmowym; 1 - kosz nasypowy, 2 - warstwownica, 3-spiętrzacz, 4 - koło, 5 - lej żużlowy, 6 - lej przesypowy, 7 – koło; d) palenisko z rusztem schodkowym: 1 – belki rusztowe, 2- płytki rusztowe, 3 - zarzewie; e) palenisko z rusztem podsuwowym (typu *Stocker*): 1 - kosz zasypowy, 2 - płyty, 3 - retorta, 4 - szczeliny powietrzne, 5 - ślimak, 6 - silnik elektryczny; f) palenisko narzutowe

### Charakterystyka palenisk komorowych

W paleniskach komorowych może być spalane paliwo stałe (w postaci pyłu), ciekłe (oleje opałowe) lub gazowe. Podstawowym elementem konstrukcyjnym paleniska jest palnik. Stosuje się, w zależności od sposobu przygotowania mieszanki powietrzno-paliwowej, palniki: wirowe (w przypadku paliw stałych o dużej zawartości części lotnych powyżej 40%) lub strumieniowe – do paliw o małej zawartości części lotnych do 20%.

Palniki obu typów mogą być w różny sposób rozmieszczone w komorze paleniskowej.



Rys. 6.4. Schemat konstrukcyjny palnika wirowego olejowego [17]

1-olej opałowy, 2-zawór zwrotny, 3-śruba, 4-klapa zamykająca podczas demontażu palnika, 5,6-przewody rurowe, 7-końcówka wirnika rozpylającego

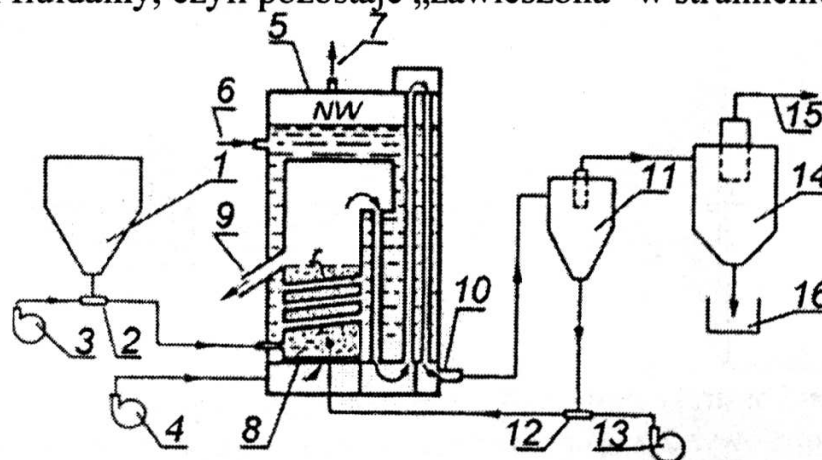
Olej opałowy przed spalaniem w palenisku musi być odpowiednio przygotowany, na przykład zamieniony w mgłę parowo-olejową, albo rozpylony na drobne cząstki i dobrze wymieszany z powietrzem – spalanie jest prowadzone przy niskim współczynniku nadmiaru powietrza. Do tego celu służą palniki olejowe o odpowiedniej konstrukcji, a w tym:

- ciśnieniowe* - rozpylenie paliwa następuje wskutek gwałtownego rozprężania powietrza wypływającego z dyszy z prędkością  $50 \div 70$  m/s, olej podawany jest o ciśnieniu  $8 \div 40$  bar;
- parowe* - czynnikiem powodującym rozpylenie paliwa jest para wodna, zaś olej opałowy doprowadza się pod niewielkim ciśnieniem;
- powietrzne* - czynnikiem rozpylającym jest powietrze doprowadzane do głowicy pod dużym ciśnieniem;
- wirnikowe (rotacyjne)* - w konstrukcji palnika występuje specjalny kielich obrotowy powodujący rozbitcie doprowadzonego paliwa na drobne cząstki.

Ograniczenie emisji tlenków azotu i węgla do atmosfery uzyskuje się stosując tzw. palniki niskoemisyjne. Rys. 6.4 przedstawia schemat konstrukcyjny wirowego palnika olejowego.

### Charakterystyka palenisk fluidalnych

Paleniska fluidalne są podstawowym wyposażeniem kotłów o tej samej nazwie. Istotą ich działania jest wywołanie w palenisku fluidyzacji. *Fluidyzacja* jest zjawiskiem tworzenia się zawiesiny drobnych cząsteczek ciała stałego (np. węgla) w płynie (w powietrzu) przepływającym z dołu do góry. Do pewnej wartości prędkości powietrza warstwa paliwa na ruszcie jest nieruchoma a po przekroczeniu wartości krytycznej (około 2,5 m/s) warstwa paliwa zostaje wprowadzona w stan fluidalny, czyli pozostaje „zawieszona” w strumieniu powietrza.



Rys. 6.5. Schemat ideowy budowy kotła z paleniskiem fluidalnym [17];

1 – zasobnik węgla, 2 – dozownik, 3 – wentylator do transportu ziaren paliwa, 4 – wentylator podmuchowy, 5 – kocioł, 6 – króciec zasilający, 7 – króciec wypływu pary, 8 – płyta rusztowa, 9 – kanał przesypowy popiołu, 10 – wylot spalin, 11 – oddzielnik cyklonowy pierwszego stopnia, 12 – dozownik unosu, 13 – wentylator transportu nie spalonych cząstek paliwa, 14 – oddzielnik cyklonowy drugiego stopnia, 15 – wlot spalin do wentylatora sztucznego ciągu i komina, 16 – zbiornik popiołu

W kotłach fluidalnych mogą występować paleniska dwóch typów, to znaczy: ze *złożem stacjonarnym* lub ze *złożem cyrkulacyjnym*. Paleniska fluidalne charakteryzują się tym, że mogą być w nich spalane różne rodzaje paliwa, w tym węgiel kamienny (począwszy od wartości opałowej około 6300 kJ/kg), węgiel brunatny, muły i przerosty węglowe, odpadki komunalne, łupki bitumiczne itp. Spalanie charakteryzuje się obniżoną temperaturą ( $800\div 900^{\circ}\text{C}$ ), spadkiem zawartości tlenków  $\text{NO}_x$  (spadek emisji tych tlenków o  $50\div 80\%$ ) w spalinach, niską zawartością dwutlenku siarki – siarka zawarta w paliwie spala się na  $\text{SO}_2$ , a z dodatkiem tlenku wapnia tworzy siarczan wapnia usuwany razem z popiołem (skuteczna forma odsiarczania spalin - odsiarczenie spalin do około 95%). Na rys. 6.5 pokazano schemat kotła wyposażonego w palenisko fluidalne.



## 6.2.4. Spalanie paliwa w palenisku kotłowym

W rozdziale przedstawiono charakterystyczne aspekty realizacji spalania paliwa stałego, ciekłego i gazowego w paleniskach kotłowych. Stanowią one ilustrację rzeczywistej realizacji spalania, którego podstawy omówiono w rozdziale 5.

### 6.2.4.1. Spalanie paliw stałych

Najbardziej rozpowszechnionym paleniskiem do spalania paliwa stałego jest palenisko rusztowe. Paliwo stałe (np. węgiel kamienny) dostarczane jest do paleniska rusztowego w postaci ziaren o określonych wymiarach, czyli o odpowiednim sortymencie. Jest ono spalane w warstwie o różnej grubości, zależnej głównie od chwilowego obciążenia cieplnego. Warstwowe spalanie paliwa wymaga dostarczenia odpowiedniej ilości powietrza w przewidzianym zakresie liczby nadmiaru powietrza  $\lambda$ . Proces spalania paliwa można umownie podzielić na cztery fazy:

- faza I* - polega na podgrzewaniu paliwa z jednoczesnym odparowaniem wilgoci; można tą fazę nazwać *suszeniem* paliwa, a kończy się ona w temperaturze około 105°C, gdy odparuje wilgoć nie tylko z powierzchni paliwa, ale również z jego wnętrza;
- faza II*- nosi nazwę *odgazowania* paliwa, czyli suchej destylacji, podczas której paliwo zostaje pozbawione części lotnych (części lotne – smoliste węglowodory o dużej wartości opałowej); w tej fazie wymagane jest dostarczanie odpowiednio dużej ilości powietrza, znacznie większej, niż w fazie I; jeżeli nie zostanie zagwarantowana odpowiednia ilość powietrza może wystąpić proces spalania niezupełnego;
- faza III*- zwana *zgazowaniem* polega na utlenieniu części palnych pozostałych w masie paliwa po odgazowaniu w etapie drugim; proces zgazowania ma charakter powierzchniowy, a główną jego treść stanowi dyfuzja tlenu do powierzchni ziaren przez warstwę wytworzonych już wstępnie produktów spalania;
- faza IV*- stanowi dopalenie cząstek palnych paliwa – w tej fazie następuje ostateczne, w zależności od warunków, dopalenie tlenku węgla do produktu zupełnego (czyli dwutlenku węgla).

Zapotrzebowanie powietrza jest w poszczególnych fazach procesu spalania zróżnicowane, przy czym w fazie drugiej jest największe, natomiast w pierwszej, z uwagi na małą wartość temperatury paliwa, nie musi być zbyt duże. Rys. 6.6 przedstawia teoretyczny rozkład zapotrzebowania powietrza od czasu przebywania paliwa w palenisku podczas spalania warstwowego z umownym podziałem na wyżej wymienione fazy.

Poszczególne fazy spalania nie przebiegają w warunkach eksploatacyjnych w określonej wyżej kolejności, co oznacza, że mogą występować strefy wzajemnego częściowego zachodzenia dwóch różnych faz. Zależy to głównie od rodzaju paleniska rusztowego i sposobu prowadzenia procesu.

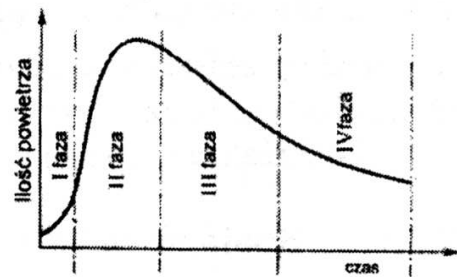
### ***Spalanie paliwa stałego w palenisku rusztowym nieruchomym***

Wprowadzenie kolejnej porcji świeżego paliwa do paleniska wyposażonego w nieruchomy ruszt płaski poziomy (lub pochyły) dokonywane jest zwykle ręcznie przez palacza. Po narzuceniu na ruszt porcji świeżego paliwa zostaje ono ułożone na części zgaszowanego i dopalonego paliwa z poprzedniego zasypu. Następuje początkowo proces suszenia świeżej porcji paliwa, któremu towarzyszy spadek temperatury w komorze paleniskowej i spadek (prawie do zera) zapotrzebowania powietrza. W miarę upływu czasu zaczyna wzrastać zapotrzebowanie powietrza w procesie oraz temperatura w komorze, wskutek spalania wydzielających się części lotnych. Następuje realizacja trzeciej fazy spalania (czyli zgaszowanie), przy czym masa paliwa na ruszcie staje się coraz mniejsza, a w związku z tym zmniejsza się również zapotrzebowanie powietrza.

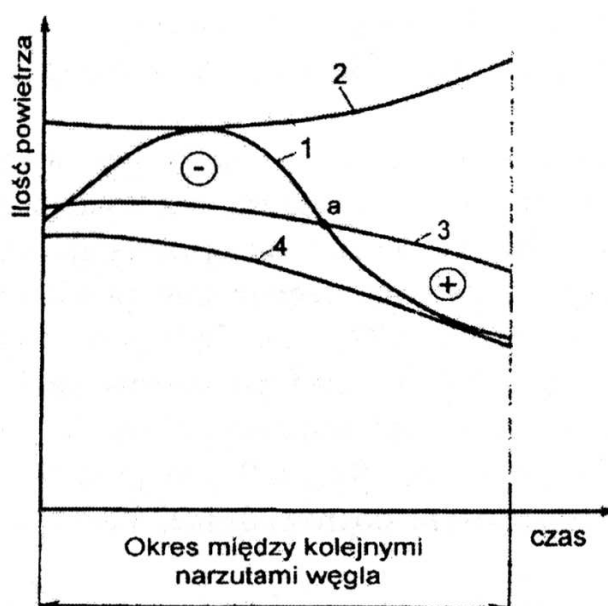
W paleniskach z rusztem nieruchomym trudno jest zagwarantować warunki dopływu powietrza, zgodnie z zapotrzebowaniem teoretycznym (rys. 6.7). Intensywność dopływu powietrza do komory paleniskowej wynika z oporu przepływu powietrza przez warstwę paliwa o ciągle zmniejszającej się grubości. Dlatego ilość powietrza rzeczywiście dopływającego do paleniska w czasie jednego cyklu zasypu paliwa rośnie (krzywa 2 na rys. 6.7). Rysunek 6.7 pokazuje graficzny obraz zmian zapotrzebowania i rzeczywistej ilości powietrza dopływającego do paleniska w okresie między kolejnymi zasypami paliwa. Widać wyraźnie możliwość powstawania nadmiaru (+) i niedoboru powietrza (-) w stosunku do jego zapotrzebowania. Ważną rolę w prowadzeniu spalania paliwa odgrywa prawidłowa kontrola tego procesu przez palacza. Warstwa świeżego paliwa powinna być równomiernie rozprowadzona na powierzchni rusztu, a ilość narzucanego jednorazowo porcji nie powinna być nadmierna

### ***Spalanie paliwa stałego w palenisku rusztowym taśmowym***

W większości dużych jednostek kotłowych z paleniskiem rusztowym stosuje się palenisko z rusztem taśmowym (rys. 6.3c).

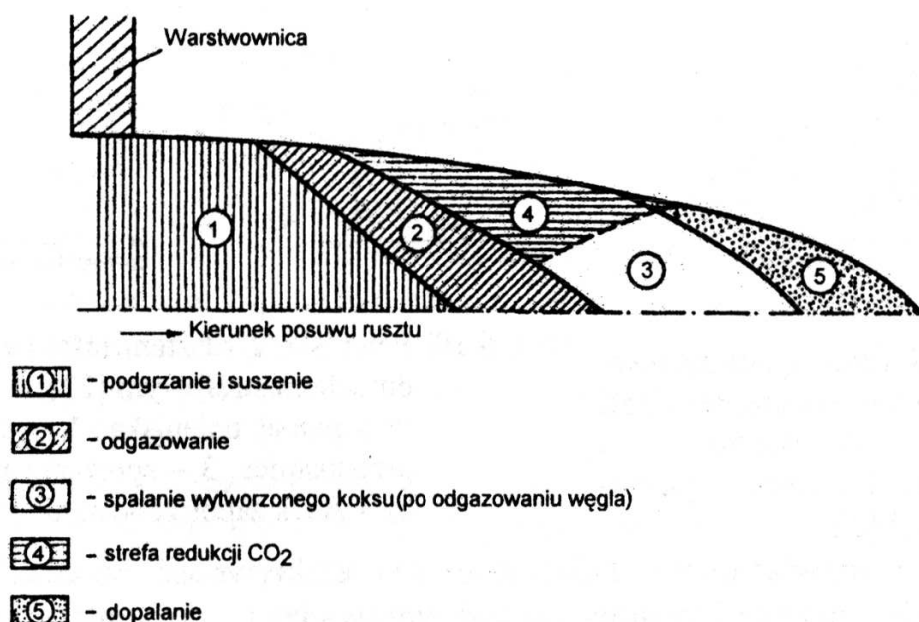


Rys. 6.6. Teoretyczne zapotrzebowanie powietrza w czasie spalania paliwa stałego w palenisku rusztowym



Rys. 6.7. Rozkład zapotrzebowania i rzeczywistej ilości powietrza doprowadzanego w okresie między kolejnymi zasypami paliwa w palenisku z rusztem nieruchomym [19];

1 – zapotrzebowanie powietrza do spalania, 2 – rzeczywisty dopływ powietrza, 3 – prowadzenie paleniska ze zmniejszoną ilością powietrza (znak minus oznacza niedomiar, znak „+” nadmiar powietrza), 4 – dopływ powietrza do spalania paliwa już odgazowanego



Rys. 6.8. Schemat spalania paliwa stałego na ruszcie taśmowym [22];

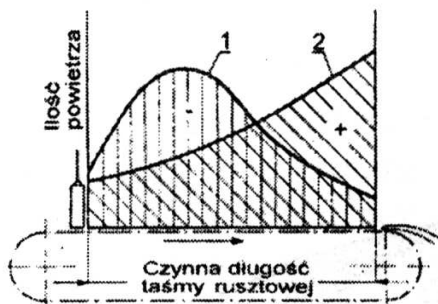
1 – podgrzanie i suszenie, 2 – odgazowanie, 3 – spalanie wytworzonego koksu (po odgazowaniu paliwa), 4 – strefa redukcji  $\text{CO}_2$ , 5 – dopalanie

Cechą charakterystyczną tego typu paleniska jest to, że paliwo nie wykonuje żadnych ruchów względem rusztu, który przemieszcza się wzdłuż komory paleniskowej. Grubość warstwy paliwa podawanego na ruszt jest regulowana za

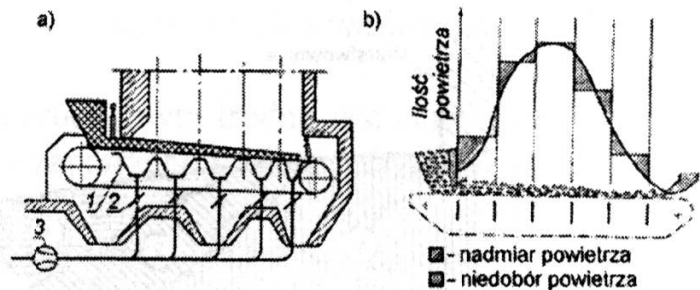
pomocą tzw. warstwowicy. W przypadku takiego paleniska rozpatruje się proces spalania paliwa wzdłuż długości komory paleniskowej, co przedstawiono na rys. 6.8.

W fazie pierwszej następuje podgrzanie i suszenie paliwa z wydzielaniem wilgoci, natomiast w fazie drugiej – odgazowanie z wydzielaniem części lotnych i paleniem całej masy paliwa; w fazie trzeciej powstają warunki do uzyskania dwutlenku węgla, przy dużym zapotrzebowaniu powietrza. Faza czwarta to wiązanie węgla z wytworzonym  $CO_2$  oraz  $H_2O$  pod wpływem intensywnego strumienia ciepła, co powoduje rozkład produktów spalania – tlenek węgla i wodór spalają się w tej fazie nad warstwą paliwa. W fazie piątej następuje dopalenie węgla pierwiastkowego. Rys. 6.9 podaje wykresy zapotrzebowania teoretycznego (1) i rzeczywiście doprowadzanej ilości powietrza (2) wzdłuż komory paleniskowej.

Podczas spalania paliwa na ruszcie taśmowym następuje zmniejszanie grubości warstwy paliwa. Dopasowanie ilości doprowadzanego powietrza do jego zapotrzebowania uzyskuje się przez zastosowanie tzw. *podmuchu strefowego*. Oznacza to regulowane doprowadzenie powietrza na długości komory paleniskowej (rys. 6.10). Powietrze podawane jest za pomocą sprężarki powietrznej 3 do zespołu dysz 1 rozmieszczonych wzdłuż długości rusztu, przy czym natężenie wypływu powietrza reguluje się przepustnicami 2.



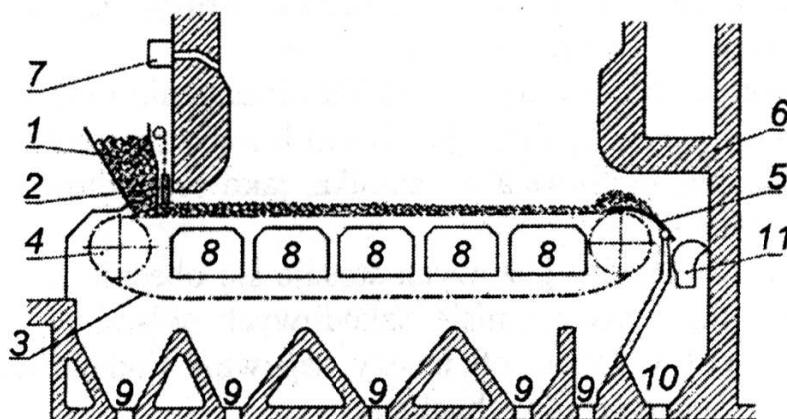
Rys. 6.9. Wykres zapotrzebowania i doprowadzanej ilości paliwa w zależności od długości komory paleniskowej [22]



Rys. 6.10. Palenisko z rusztem taśmowym i podmuchem strefowym [22];  
a) schemat paleniska: 1 – dysze, 2 – przepustnice, 3 – sprężarka powietrza,  
b) wykres zapotrzebowania powietrza

Interesującym rozwiązaniem, które zwiększa efektywność procesu spalania w paleniskach z rusztami taśmowymi jest wprowadzanie do komory paleniskowej tzw. *powietrza wtórnego* (rys. 6.11). Dodatkowy strumień powietrza (powietrze wtórne) doprowadzany jest za pomocą układu dysz (7) umieszczonych na ścianie czołowej paleniska. Powietrze wtórne ma za zadanie zwiększyć intensywność wymieszania gazów spalinowych w palenisku oraz zmniejszyć ilość

powietrza w strefach podrusztowych. Wpływa to pozytywnie na lepsze efekty bilansu powietrza w procesie spalania na długości rusztu.



Rys. 6.11. Schemat paleniska taśmowego z podmuchem strefowym i powietrzem wtórnym [22, 24];

1 – kosz zasypowy, 2 – warstwownica, 3 – taśma rusztu, 4 – bęben napędowy, 5 – zgarniacz, 6 – obmurze, 7 – powietrze wtórne, 8 – strefy podmuchowe, 9 – leje przesypu, 10 – lej żużlowy, 11 – przepustnica tylna

#### 6.2.4.2. Spalanie paliw ciekłych

W procesie spalania paliwa ciekłego w paleniskach komorowych wyszczególnia się następujące etapy [17]:

- podgrzewanie i odparowanie paliwa,
- rozkład termiczny paliwa ciekłego (na lekkie i ciężkie węglowodory),
- tworzenie mieszanki paliwa w stanie gazowym z utleniaczem (powietrzem),
- zapłon i spalanie mieszanki gazowej.

Paliwo jest wtryskiwane bezpośrednio do komory paleniskowej. Proces spalania przebiega jednocześnie z parowaniem i mieszaniem pary paliwa z tlenem zawartym w dostarczonym powietrzu. Najlepsze warunki spalania zupełnego powstają wtedy, gdy procesy ogrzewania i odparowania przebiegają szybko i w obecności dostatecznie dużej ilości utleniacza. Z tego punktu widzenia lepiej jest używać do rozpylenia paliwa sprężone powietrze, niż parę wodną. Uzyskuje się wówczas nie tylko dobre rozpylenie, ale również równomierne rozprowadzenie kropeł paliwa w strudze utleniacza.

#### 6.2.4.3. Spalanie paliw gazowych

W przypadku spalania paliwa gazowego nie występuje praktycznie problem uzyskania skończonego rozmiaru cząstek paliwa biorącego udział w procesie spalania (jest to istotny problem spalania paliw stałych i ciekłych w paleniskach komorowych – konieczność ich rozpylenia). Spalanie paliwa gazowego z zasto-

sowaniem palników polega na doprowadzeniu odpowiedniej ilości paliwa i utleniacza, ich wzajemnym zmieszaniu i utrzymywaniu stabilizacji czoła płomienia. Spalanie może mieć charakter spalania dyfuzyjnego, kinetycznego lub mieszanego. Stosowane są z reguły dwa sposoby:

- a) paliwo i utleniacz dopływają do palnika niezależnie i mieszają się dopiero u jego wylotu – proces spalania jest kontrolowany przez proces dyfuzji,
- b) paliwo i utleniacz dopływają do palnika, jako przygotowana mieszanka – jest to tzw. spalanie kinetyczne.

Do spalania paliw ciekłych i gazowych stosuje się obecnie tzw. palniki niskoemisyjne zapewniające niską emisję szkodliwych składników do atmosfery. Podczas spalania paliw gazowych należy zapewnić dodatkowo odpowiednie systemy zabezpieczające przed wybuchem.

### 6.3. Przegląd konstrukcji kotłów

Omówienie najczęściej stosowanych rozwiązań konstrukcyjnych kotłów przekracza objętość tego opracowania. W rozdziale przedstawiono tylko wybrane charakterystyczne typy konstrukcji. Zastosowano umowny podział kotłów na kotły grzewcze, ciepłownicze, przemysłowe i energetyczne.

#### 6.3.1. Kotły grzewcze

Kotły grzewcze są stosowane jako źródła ciepła w układach centralnego ogrzewania (np. w kotłowniach indywidualnych) lub w centralach ciepła (ciepłownie, kotłownie osiedlowe, małe elektrociepłownie niskoparametrowe itp.). Do celów ogrzewania stosuje się zarówno kotły wodne, jak i parowe. Ze względu na materiał, z jakiego wykonana jest powierzchnia ogrzewana kotła wyróżnia się:

- kotły żeliwne,
- kotły stalowe.

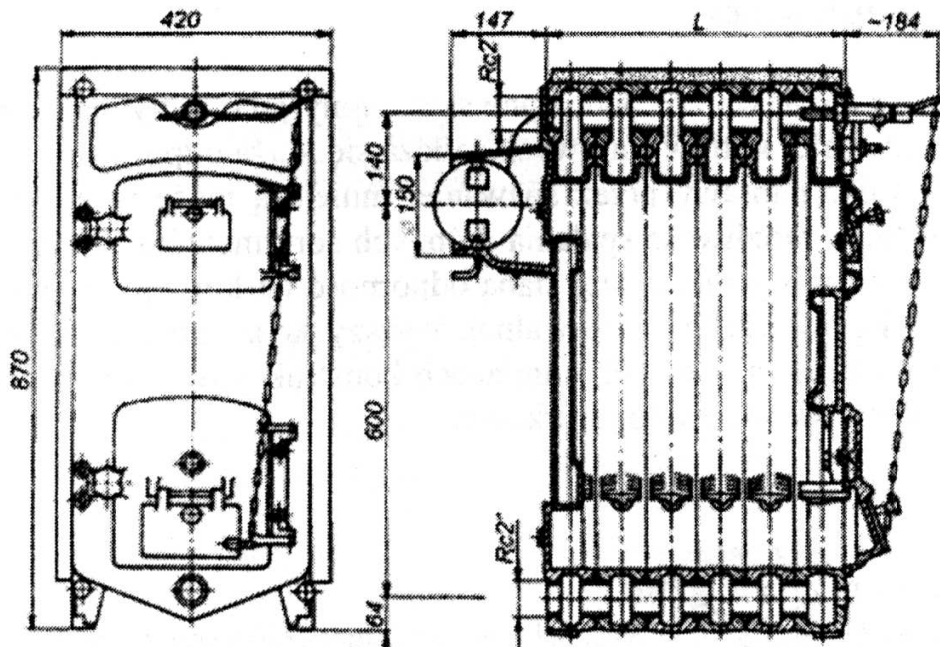
##### *Kotły żeliwne*

Kotły żeliwne są produkowane jako kotły wodne (do 100÷115°C) lub parowe (o nadciśnieniu do 70 kPa – w praktyce do 50kPa). Z zasady są to kotły członowe (konstrukcja podobna do grzejników żeliwnych centralnego ogrzewania), w których występują dwa człony skrajne i pojedyncze człony środkowe o zmiennej liczbie ogniw. Wśród aktualnie produkowanych kotłów żeliwnych można wyróżnić:

- kotły wodne ze spalaniem górnym: *Camino* I i II (0,9÷2,5 m<sup>2</sup>), *KWD-K* i *KWD-Camino* (0,7÷1,5 m<sup>2</sup>) oraz *KZ-3K* (1,65÷4,35 m<sup>2</sup>);

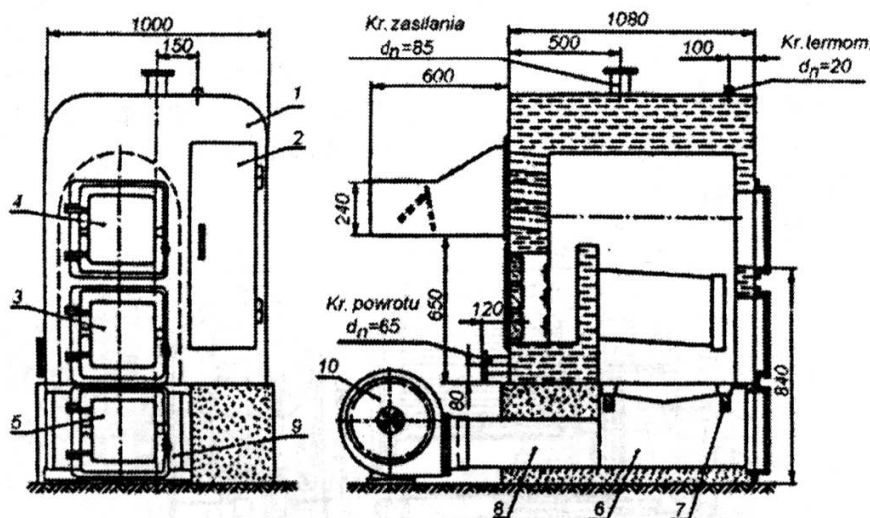
- kotły wodne i stalowe ze spalaniem dolnym: *KZ-5* i *Eca IN* ( $6,5 \div 18,5 \text{ m}^2$ ), *Eca IVA* ( $17 \div 53 \text{ m}^2$ ), *EcaI-SK* ( $6 \div 18 \text{ m}^2$ ).

Na rys. 6.12 pokazano kocioł żeliwny wodny typu *KWD – Camino*.



Rys. 6.12. Kocioł żeliwny wodny typu *KWD – Camino* [25].

### Kotły stalowe



Rys. 6.13. Kocioł grzewczy stalowy wodny typu *KMR-55* [19];

- 1 – korpus, 2 – drzwiczki rewizyjne, 3 – drzwiczki kontrolne, 4 – drzwiczki zasypowe, 5 – drzwiczki popielnikowe, 6 – przestrzeń wewnętrzna, 7 – belki podrusztowe, 8 – powietrze podmuchowe, 9 – pokrywa popielnika, 10 – wentylator powietrza podmuchowego

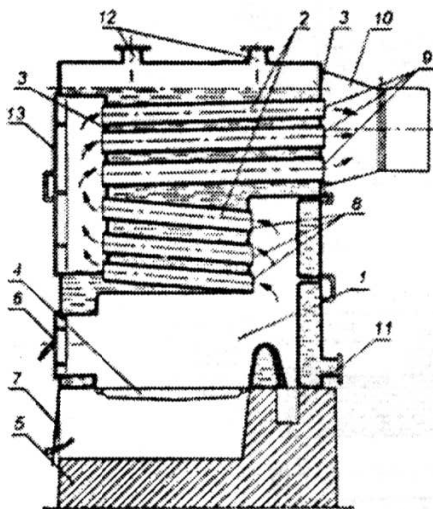
Wśród małych kotłów grzewczych stalowych należy wyróżnić następujące produkowane typy kotłów: *Ogniwo SJ* ( $0,8 \div 2,2 \text{ m}^2$ ), wodne *SWC* ( $14 \div 28 \text{ m}^2$ ), *ES-KA* ( $1 \div 50 \text{ m}^2$ ), wodne i parowe kotły typu *SŻ*, *UKS* ( $1,8 \div 70 \text{ m}^2$ ), wodne

i parowe typu *KMR* rys. 6.13). Kotły stalowe produkowane są jako płomieniówkowe, płomienicowe lub płomienicowo-płomieniówkowe

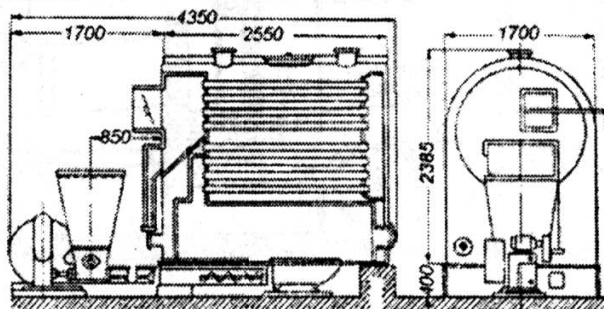
### 6.3.2. Kotły ciepłownicze

Jednostki kotłowe ciepłownicze budowane są z reguły jako kotły stalowe wodne lub parowe. Do zalet kotłów stalowych zalicza się: dużą odporność na zanieczyszczenia, łatwość naprawy przez spawanie, mniejszą masę w porównaniu z kotłami żeliwnymi, możliwość spalania drobnych sortymentów węgla. Wśród wad tego typu kotłów wymienia się: słabą odporność na korozję, trudności ze zmianą wielkości powierzchni ogrzewalnej, wyższy koszt produkcji. Stalowe kotły wodne budowane są w dwóch odmianach konstrukcyjnych, a mianowicie jako kotły płomieniówkowe i wodnorurkowe.

#### *Kotły płomieniówkowe*



Rys. 6.14. Kocioł płomieniówkowy typu SŻ [25];  
1 – komora paleniskowa, 2 – przepływ spalin przez płomieniówki, 3 – przestrzeń wodna, 4 – ruszt, 5 – fundament, 6 – drzwi paleniskowe, 7 – drzwi popielnikowe, 8,9 – płomieniówki, 10 – dymnica, 11 – doprowadzenie skroplin, 12 – wylot pary, 13 – drzwi rewizyjne



Rys. 6.15. Kocioł ciepłowniczy stalowy płomieniówkowy typu WCO-80 [22]

Podstawową powierzchnię ogrzewalną tworzą tzw. *płomieniówki*, czyli rury omywane od zewnątrz wodą, przez które przepływają spaliny. W kotłach tego typu nie występuje praktycznie obmurze, zaś palenisko wewnętrzne tworzy jakoby dodatkową powierzchnię ogrzewalną kotła. Na rys. 6.14 przedstawiono schemat kotła płomieniówkowego typu *ES-ŻET* (konstrukcja inż. *Żołędowskiego*) w wersji parowej. Typowym kotłem stalowym ciepłowniczym płomieniów-

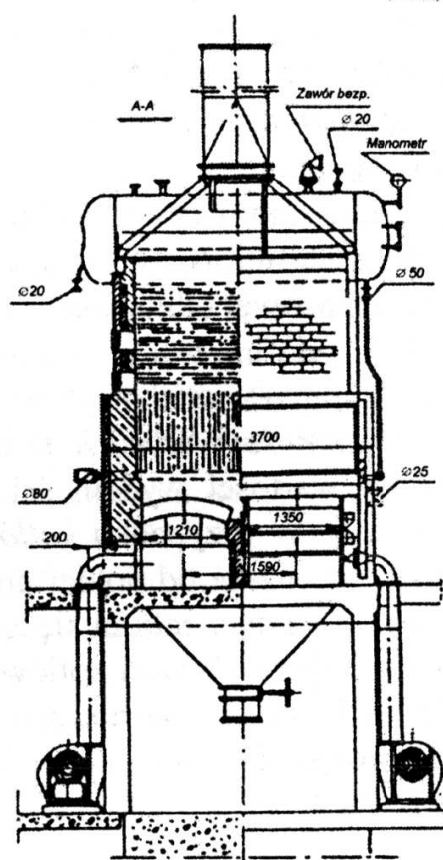
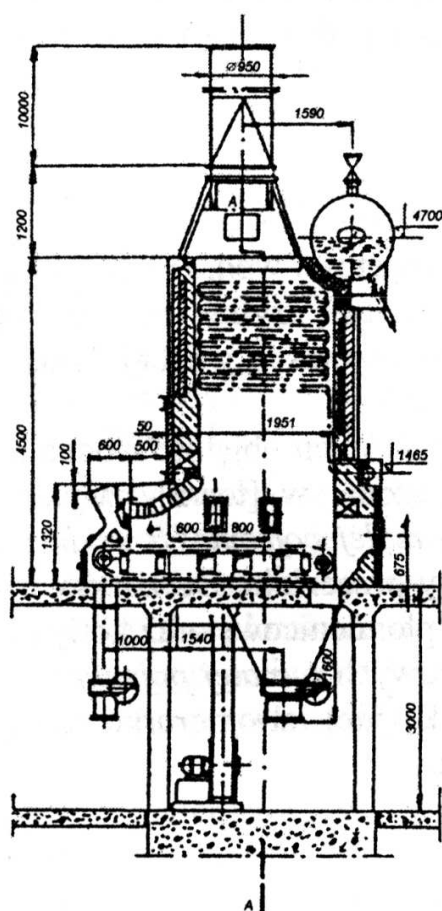
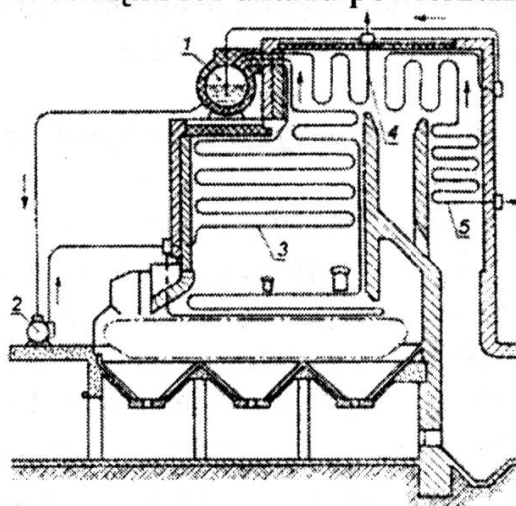


kowym jest kocioł wodny *WCO-80* lub parowy *PCO-80*. Szkic ideowy kotła typu *WCO-80* pokazano na rys. 6.15. Jest to kocioł o powierzchni ogrzewalnej  $80 \text{ m}^2$  i wydajności  $9,5 \cdot 10^5 \text{ W}$ .

### Kotły wodnorurkowe

Zasada konstrukcji kotła stalowego wodnorurkowego różni się w sposób zasadniczy od kotła płomieniówkowego. Wewnątrz rur układu powierzchni

Rys. 6.16. Schemat ideowy kotła typu La Monta w wersji parowej o wymuszonym przepływie wody [22]; 1 – walczak, 2 – pompa przewałowa, 3 – system rur, 4 – przegrzewacz pary, 5 – podgrzewacz wody



Rys. 6.17. Kocioł ciepłowniczy stalowy wodnorurkowy parowy typu PLM 2,5-1 [22];

ogrzewalnej przepływa woda, natomiast od zewnątrz rury są omywane przez spaliny. Takie rozwiązanie jest ze względów wytrzymałościowych korzystniejsze, niż stosowane w kotłach płomieniówkowych i stwarza lepsze warunki wymiany ciepła [22]. Układ wygiętych rur węzownicowych stosowany w budowie powierzchni ogrzewalnej powoduje samokompensację wydłużeń termicznych. Przedstawicielami tego typu kotłów stalowych są tzw. kotły *La Monta* w odmianach: *WLM* – jako wodne oraz *PLM* – w wersji parowej. Zasadę działania kotła typu *La Monta* przedstawiono na rys. 6.16, natomiast na rys. 6.17 pokazano kocioł ciepłowniczy typu *PLM*.

### 6.3.3. Kotły przemysłowe i energetyczne

W rozdziale przedstawiono wybrane konstrukcje kotłów, które znajdują zastosowanie jako kotły przemysłowe oraz w energetyce zawodowej. Kotły tego typu stanowią źródło ciepła nie tylko do obsługi procesów technologicznych w przedsiębiorstwach różnych branż (np. w przemyśle spożywczym, chemicznym, drzewnym itp.), ale służą także do zaopatrzenia układów ciepłowniczych osiedli i miast stanowiąc ogniwo w łańcuchu elektroenergetycznym. Z reguły są to kotły stalowe parowe, wysokociśnieniowe, opalane paliwem stałym (obecnie również ciekłym lub gazowym), które można podzielić na dwie podstawowe grupy konstrukcyjne, to znaczy na kotły:

- o dużej pojemności wodnej,
- o małej pojemności wodnej.

Kryterium podziału stanowią następujące wskaźniki [19, 22]:

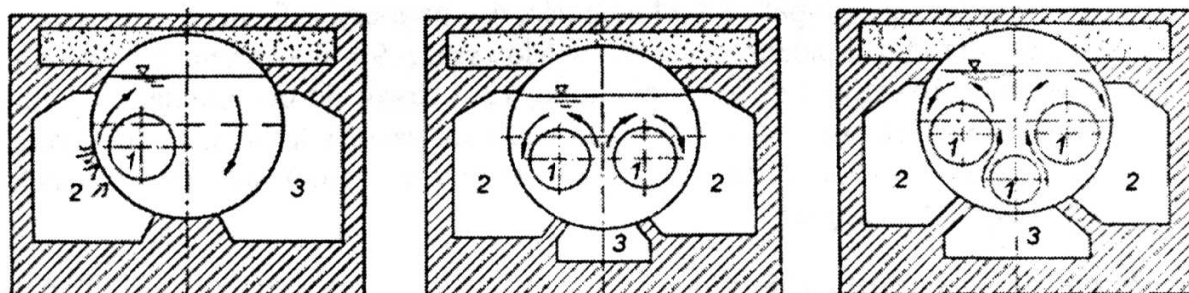
- wskaźnik zdefiniowany stosunkiem objętości wodnej kotła do jego wydajności masowej odniesionej do 1 godziny, czyli w  $[m^3 / (\text{ton/h})]$ ,
- wskaźnik zdefiniowany stosunkiem objętości wodnej kotła do powierzchni ogrzewalnej, czyli w  $[m^3 / m^2]$ .

*Kotły o dużej pojemności wodnej* są to kotły, których objętość wodna jest kilka razy większa od wartości wydajności wyrażonej w  $[\text{ton/h}]$ , zwykle  $3,5 \div 14 m^3 / (\text{ton/h})$  i więcej. W przypadku *kotłów o małej pojemności wodnej* wartość tego wskaźnika jest niższa od dolnej granicy przedziału. Do kotłów parowych *o dużej pojemności wodnej* zalicza się kotły płomienicowe oraz kotły płomienicowo – płomieniówkowe. Wśród kotłów parowych *o małej pojemności wodnej* można wyróżnić kotły: wodnorurkowe (sekcyjne), stromorurkowe, opromieniane oraz opromieniano – konwekcyjne.

### 6.3.3.1. Kotły parowe o dużej pojemności wodnej

#### *Kotły płomienicowe*

Kocioł płomienicowy zbudowany jest w postaci walczaka o średnicy  $1,4 \div 2,5$  m i długości do 10 metrów. Walczak zamknięty jest dnami sitowymi, w których zamocowane są płomienice. Pod nazwą *płomienica* należy rozumieć rurę o średnicy do 1000 mm i przekroju kołowym, przy czym jej powierzchnia ma profil o charakterze falistym (tzw. rura *Foxa*), co powoduje wzrost powierzchni ogrzewalnej o kilkanaście procent. W przedniej części płomienicy usytuowane jest palenisko - zwykle jest to palenisko obsługiwane ręcznie lub półmechanicznie. Płomienica umieszczona jest asymetrycznie względem pionowej osi walczaka, co umożliwia i wspomaga naturalne krążenie wody w walczaku, przy wykorzystaniu utworzonej w ten sposób formy zwężkowej. Ze względu na liczbę płomienic umieszczonych wewnątrz walczaka można budować kotły jednopłomienicowe, dwupłomienicowe lub trójpłomienicowe (rys. 6.18). W praktycznych zastosowaniach spotyka się kotły z jedną lub dwiema płomienicami. Najkorzystniejsze warunki naturalnej cyrkulacji uzyskuje się w przypadku jednej płomienicy, a wzrost liczby płomienic wpływa niekorzystnie [22].

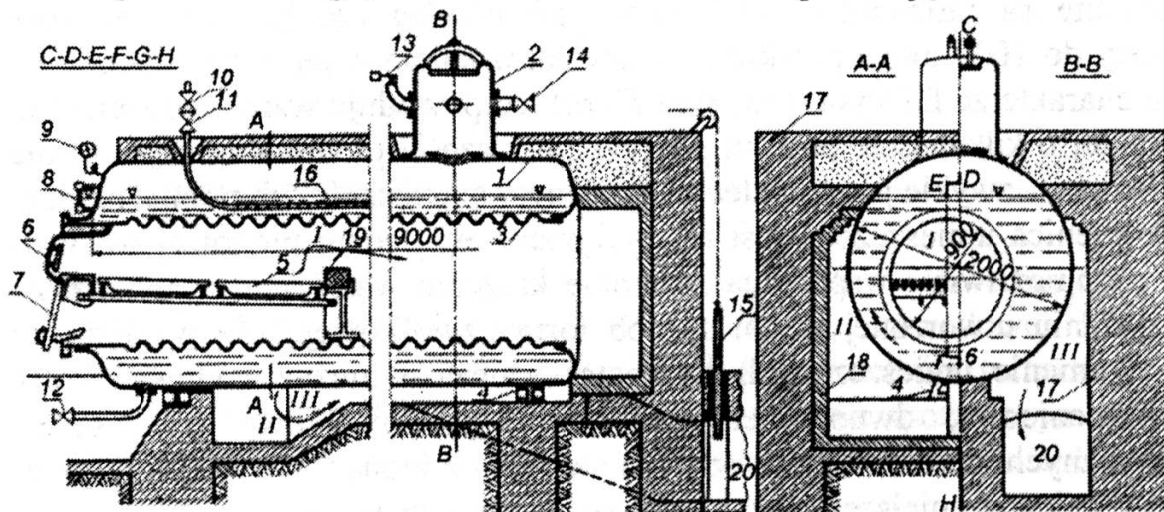


Rys. 6.18. Układy kotłów płomienicowych [22];  
kocioł jednopłomienicowy, b) kocioł dwupłomienicowy, c) kocioł trójpłomienicowy; 1 – płomienica, 2 - 3 – kanały boczne przepływu spalin

Przemysł krajowy produkuje kotły jednopłomienicowe typu *P1* oraz dwupłomienicowe typu *P2*. Kotły jednopłomienicowe *P1* mają wydajność  $625 \div 1000$  kg/h pary, przy ilości spalanego węgla  $124 \div 200$  kg/h oraz sprawności do 62%. W grupie kotłów dwupłomienicowych *P2* wydajność pary wynosi  $1430 \div 2750$  kg/h, ilość spalanego paliwa  $360 \div 685$  kg/h a sprawność do 55% [37]. Na rys. 6.19 przedstawiono przykładowo konstrukcję kotła jednopłomienicowego typu *P1*.

Kotły płomienicowe są bardzo chętnie stosowane jako kotły przemysłowe z uwagi na swoje zalety, a wśród nich: prostotę konstrukcji, łatwe dostosowanie obciążenia kotła do zmiennego zapotrzebowania pary (istotne w pracy kampanijnej niektórych zakładów przemysłu rolno-spożywczego), łatwość czyszczenia powierzchni, małą wrażliwość na właściwości wody i dużą niezawodność.

wodność działania. Do wad tych kotłów zalicza się: przestarzałe rozwiązania konstrukcyjne, zbyt duże zapotrzebowanie miejsca na posadowienie kotła, stosunkowo małą sprawność (zbyt duża strata kominowa), niekorzystne wskaźniki materiałochłonności, ograniczenie ciśnienia pary do około 1,5 MPa. W starszych konstrukcjach kotłów płomienicowych nie przewidywano instalacji powietrza podmuchowego, co znacznie utrudniało eksploatację.



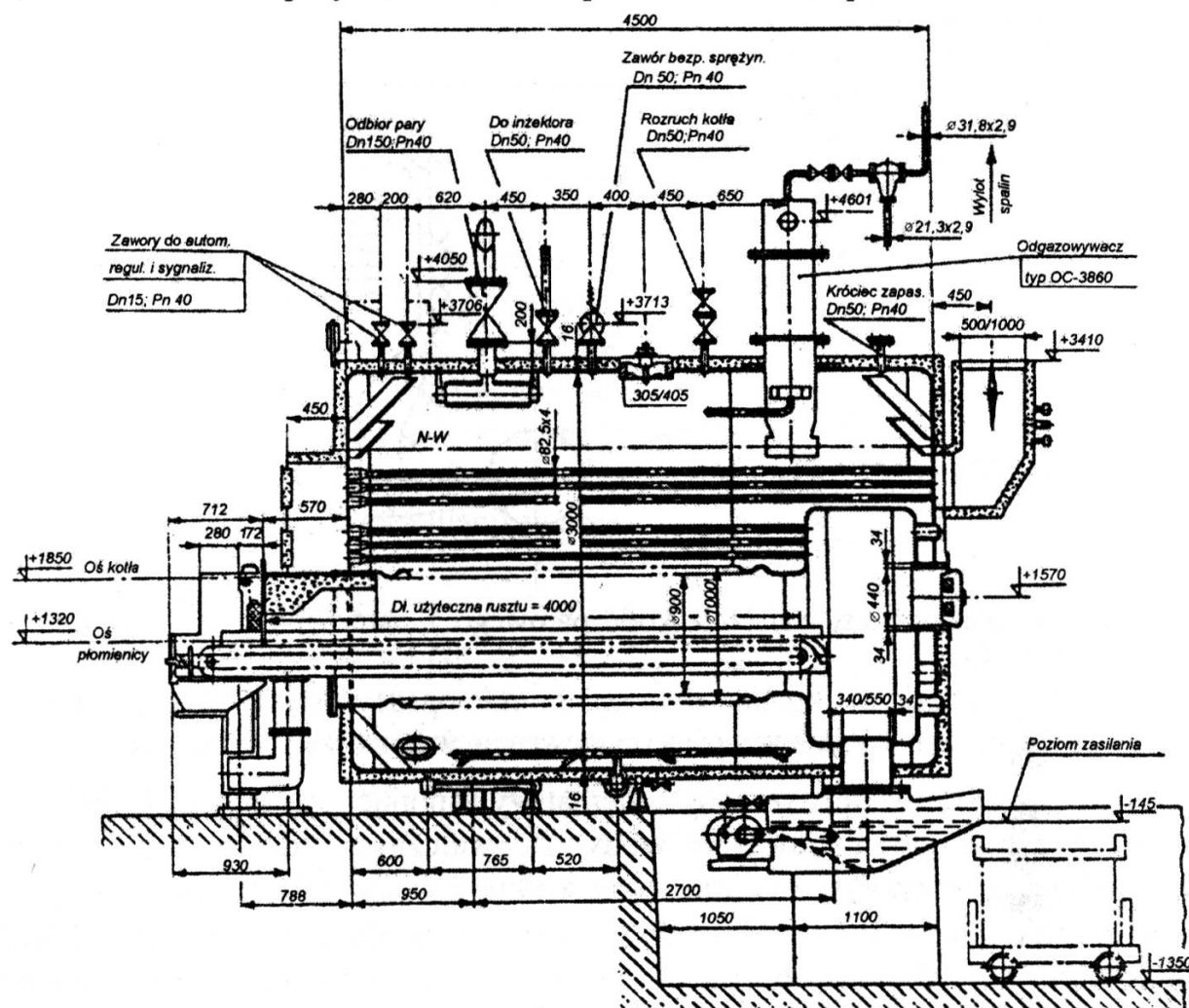
Rys. 6.19. Kocioł jednopłomienicowy typu P1 [37]

1 – walczak, 2 – kołpak, 3 – płomienica, 4 – podpory żeliwne, 5 – rusztowiny, 6 – drzwiczki paleniskowe, 8 – wodowskaz, 9 – manometr, 10 – zawór zwrotny, 11 – zawór do zasilania kotła, 12 – zawór do odmulania, 13 – zawór bezpieczeństwa, 14 – zawór parowy, 15 – zasuwa kominowa, 16 – rura zasilająca, 17 – obmurze kotła, 18 – obmurze szamotowe, 19 – mostek ogniowy, 20 – czopach

### Kotły płomienicowo-płomieniówkowe

Konstrukcje kotłów płomienicowo-płomieniówkowych wynikały z dążenia do budowy jednostek o większej wydajności przy zmniejszonych kosztach. Wadą starszych konstrukcji kotłów płomienicowo-płomieniówkowych (w tym kotłów typu *E125-010* zwanych powszechnie *Ekonomikami*) było symetryczne usytuowanie płomienicy z płomieniówkami w osi walczaka. Pogarszało to znacznie naturalną cyrkulację wody w walczaku. Znaczący postęp w budowie kotłów płomienicowo-płomieniówkowych osiągnięto w latach osiemdziesiątych wprowadzając do produkcji kotły typu *ERm* (rys. 6.20). W konstrukcji kotłów zastosowano układ jednopłomienicowy z mechanicznym paleniskiem taśmowym i automatyczną regulacją wydajności, co poprawiło efektywność eksploatacji kotła. Cechą charakterystyczną było również to, że ruszt taśmowy umieszczono praktycznie na całej długości płomienicy, natomiast ciąg płomieniówek znajdował się za komorą nawrotną spalin uchodzących z płomienicy. Kotły *ERm* produkowano w następujących zakresach parametrów: powierzchnia ogrzewal-

na  $30,5 \div 305 \text{ m}^2$ , wydajność masowa pary  $0,8 \div 10 \text{ t/h}$ , wydajność cieplna  $0,6 \div 6,5 \text{ MW}$ , ciśnienie pary  $1,37 \text{ MPa}$ , temperatura  $194^\circ\text{C}$ , sprawność  $77 \div 78\%$ .



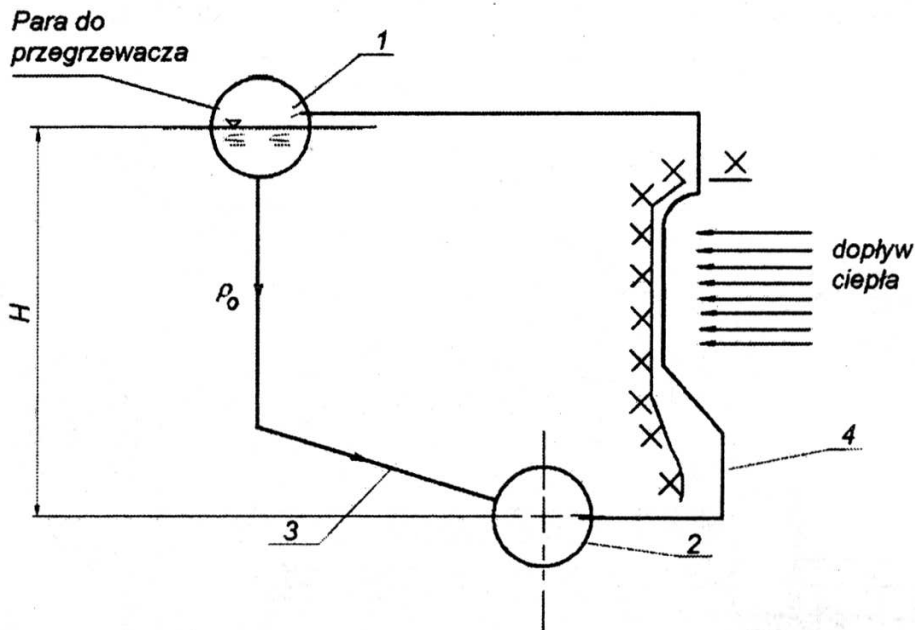
Rys. 6.20. Kocioł płomienicowo-płomieniówkowy typu ERm [19]

### 6.3.3.2. Kotły parowe o małej pojemności wodnej

Do grupy kotłów o małej pojemności wodnej można zaliczyć: kotły wodnorurkowe, stromorurkowe, opromieniowane i opromieniowano – konwekcyjne. Kotły wodnorurkowe, zwane również *opłomkowymi* (opłomka jest rurą, wewnątrz której przepływa woda lub para wodna, na zewnątrz jest omywana spalinami) znalazły szerokie zastosowanie dzięki małemu zapotrzebowaniu powierzchni oraz łatwej obsłudze.

Istotnym problemem w wymienionych wyżej kotłach jest sposób realizacji obiegu wody w kotle. Z tego względu wyróżnia się następujące typy kotłów: kocioł z naturalnym obiegiem wody, kocioł ze wspomaganym obiegiem wody, kocioł z wymuszonym obiegiem wody, kocioł przepływowy.

### Kocioł z naturalnym obiegiem wody



Rys. 6.21. Schemat zasady działania kotła parowego z naturalnym obiegiem wody [22, 39];

1 – walczak, 2 – komora zbiorcza, 3 – rura opadowa (usytuowana poza paleniskiem), 4 – rura wznosna (ogrzewana – w komorze paleniskowej)

Rys. 6.21 przedstawia uproszczony schemat wyjaśniający zasadę działania kotła parowego z naturalnym obiegiem wody. Do walczaka 1 dopływa podgrzana (w rurach wznosnych 4) mieszanina pary wodnej i wody. W walczaku następuje separacja mieszaniny parowo – wodnej, to znaczy woda gromadzi się w dolnej części walczaka i dopływa do rur opadowych, natomiast para wodna gromadzi się nad lustrem wody i jest odprowadzana do przegrzewacza. Woda wielokrotnie cyrkuluje w układzie pod działaniem siły wyporu wywołanej zmianą gęstości mieszaniny parowo – wodnej. Ruch mieszaniny parowo – wodnej jest zapewniony w układzie wówczas, gdy spełniona jest zależność [22, 39]:

$$H \cdot g \cdot (\rho_o - \rho) > \sum R, \quad (6.7)$$

gdzie:

- $H$  – odległość między osiami walczaka i komory zbiorczej,
- $\rho_o$  – gęstość wody w rurach opadowych
- $\rho$  – gęstość mieszaniny parowo – wodnej w rurach wznosnych (umieszczonych w palenisku),
- $\sum R$  – suma oporów przepływu w rurach opadowych i wznosnych

Utrzymanie cyrkulacji naturalnej w kotle jest możliwe do poziomu ciśnienia około  $16 \div 18$  MPa, natomiast powyżej tego zakresu wprowadza się zwykle dodatkową pompę wspomagającą uzyskując *kocioł z tzw. wspomaganym obiegiem wody*.

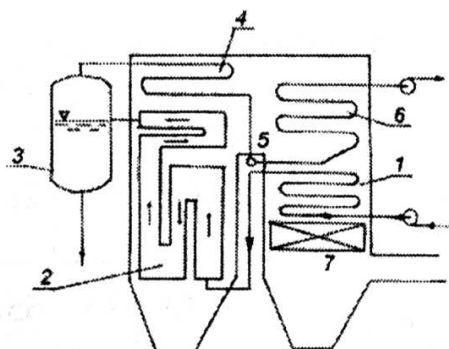
W kotłach z wymuszonym obiegiem wody stosuje się rozwiązania jak w kotłach *La Monta*, którego schemat przedstawiono na rys. 6.16. Wydajność pompy dobiera się w ten sposób, aby była ona  $5 \div 6$  razy większa od wydajności masowej kotła, co zabezpiecza odpowiednią wielokrotność cyrkulacji w obiegu.

Duże kotły energetyczne budowane są jako kotły przepływowe. Na rys. 6.22 pokazano schemat zasady działania tego typu kotłów. W kotłach przepływowych podgrzewacz wody 1, parownik 2 i przegrzewacze pary 4 i 6 są połączone szeregowo, natomiast brak jest typowego walczaka. Woda podawana przez pompę przepływa w utworzonym w ten sposób układzie szeregowym. Kotły przepływowe budowane są w trzech typach, jako kocioł: *Bensona*, *Ramzina* lub *Sulzera*. Kotły te pracują przy parametrach zbliżonych do krytycznych (około 22,1 MPa) lub nawet w zakresie ponadkrytycznym.

Szczególne miejsce wśród kotłów energetycznych o małej pojemności wodnej, zajmują kotły opromieniowane oraz opromieniowano – konwekcyjne. Na ogół są to kotły wodnorurkowe z ekranowanymi komorami paleniskowymi i z dodatkowym pęczkiem rur konwekcyjnych stanowiącymi część powierzchni ogrzewalnej parownika. Podstawowym rodzajem wymiany ciepła w tych kotłach jest wymiana ciepła przez promieniowanie, przy czym:

- w kotłach *opromieniowanych* – nie występuje pęczek rur konwekcyjnych (np. kocioł typu OR-4-010),
- kotły *opromieniowano – konwekcyjne* są wyposażone w pęczek rur konwekcyjnych (kocioł typu OR-64).

Współczesne kotły parowe stosowane w energetyce zawodowej umożliwiają osiąganie w układach skojarzonych mocy elektrycznej do 1300 MW. W tablicy 6.1 podano moc elektryczną bloku energetycznego zamontowanego w elektrociepłowni oraz wydajność masową kotłów stosowanych w energetyce zawodowej.



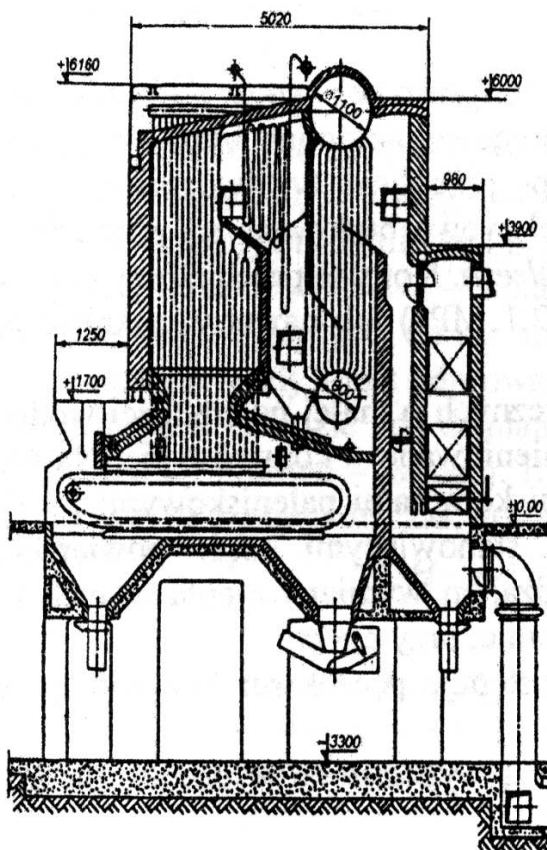
Rys. 6.22. Schemat zasady działania kotła parowego przepływowego (*kocioł typu Sulzer*) [19]; 1 – podgrzewacz wody, 2 – parownik, 3 – wodooddzielacz, 4 – I stopień przegrzewacza pary, 5 – wtrysk wody, 6 – II stopień przegrzewacza pary, 7 – podgrzewacz powietrza

Zależność mocy elektrycznej bloku energetycznego elektrociepłowni od wydajności masowej kotła [17]

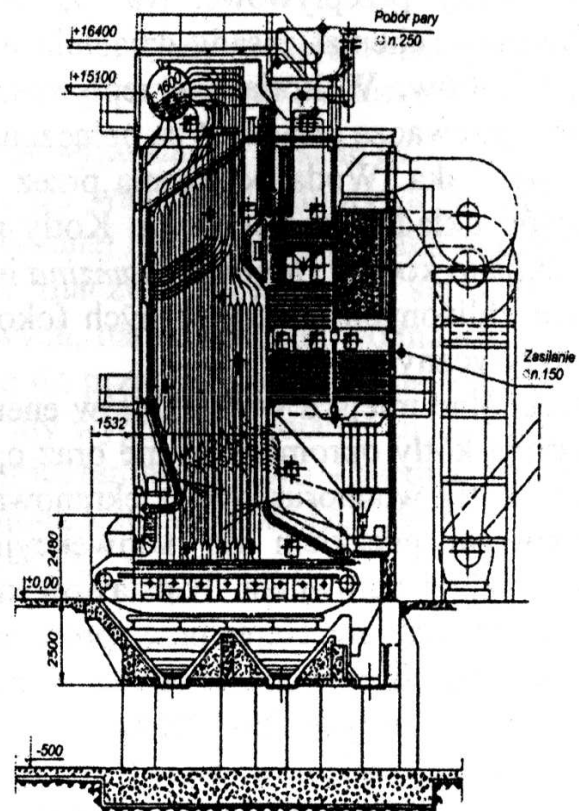
Moc elektryczna, [MW]	25	50	125	200	300	360	400	500	1000	1300
Wydajność kotła, [t/h]	130	230	380	650	950	1150	1300	1650	3200	4200

W dużych kotłach energetycznych produkujących powyżej 100 t/h pary wodnej nie stosuje się praktycznie palenisk rusztowych, lecz komorowe paleniska pyłowe, w których węgiel (kamienny lub brunatny) spalany jest w postaci drobno zmielonego pyłu. Niektóre rozwiązania przewidują stosowanie układów dwupaliwowych

Na rys. 6.23 przedstawiono schemat kotła opromieniowano-konwekcyjnego a na rys. 6.24 kotła opromieniowanego. Przykładem typowego kotła energetycznego jest kocioł typu OB-650 (rys. 5.25).

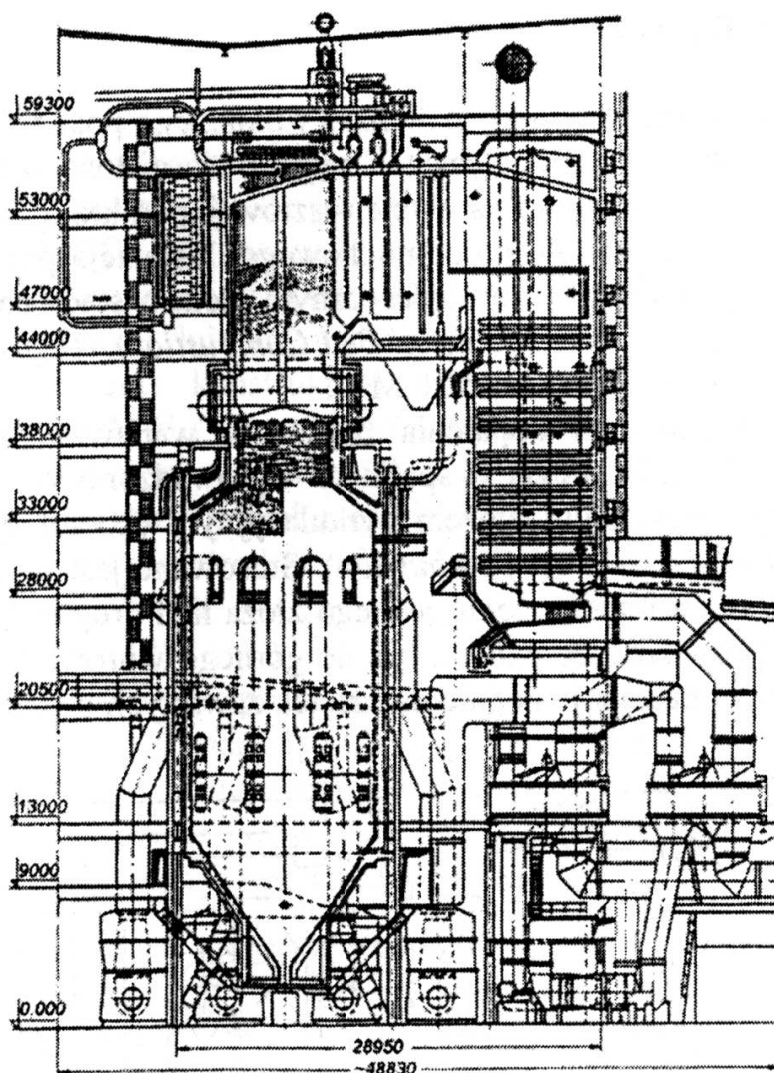


Rys. 6.23. Kocioł parowy opromieniowano-konwekcyjny typu OR-4-010 (4 t/h, 1,6 MPa, 380°C) [19]



Rys. 6.24. kocioł parowy opromieniowany typu OR-64 (64 t/h, 3,6 MPa, 450°C) [19]





Rys. 6.25. Kocioł energetyczny typu OB-650 (650 t/h, 13,8 MPa, 800°C) [ 27]

#### 6.3.4. Kotły niekonwencjonalne

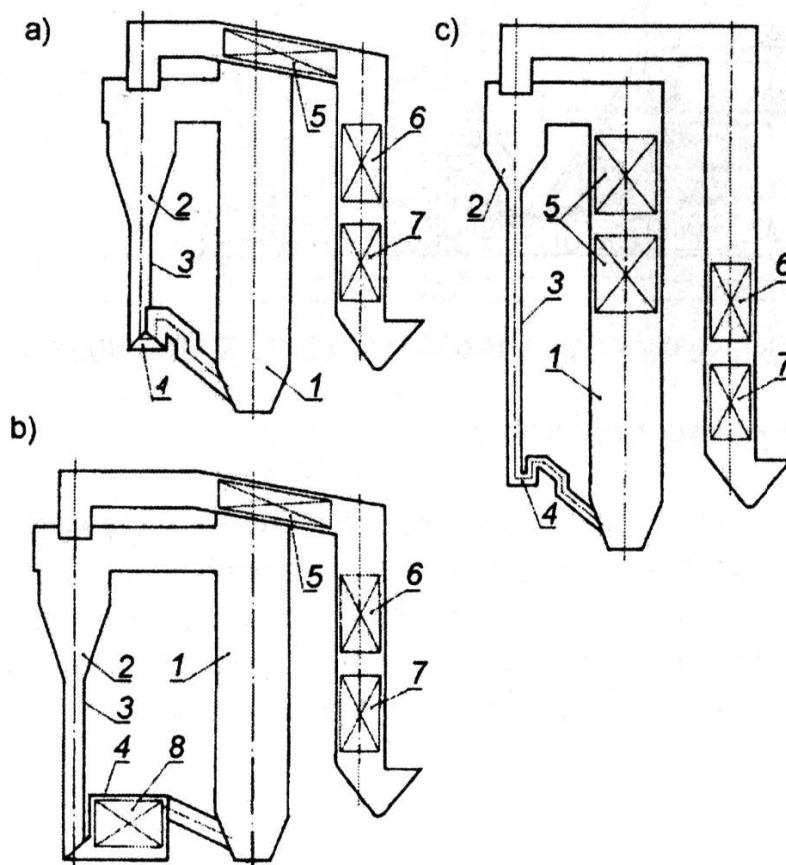
W poprzednich rozdziałach przedstawiono schematy budowy kotłów, w których spalane jest paliwo stałe, ciekłe i gazowe w typowych paleniskach rusztowych lub komorowych. Oddzielną grupę stanowią kotły, które nie mogą być, zwłaszcza na specyfikę prowadzenia procesu spalania, zaliczone do powyższych typów. Można tu wymienić następujące przykładowe typy tzw. kotłów niekonwencjonalnych:

- kotły wyposażone w paleniska fluidalne,
- kotły do spalania biomasy,
- kotły kondensacyjne,

### 6.3.4.1. Kotły fluidalne

Typowe rozwiązanie stacjonarnego paleniska fluidalnego pokazano na rys. 6.5. Złoże nieruchome składające się z cząstek węgla o ziarnistości  $0,3\div 8$  mm i wysokości  $600\div 1000$  mm spoczywa na płycie rusztowej, pod którą doprowadza się powietrze za pomocą wentylatora podmuchowego. Instalacja pokazana na rys. 6.5 dotyczy kotła fluidalnego z atmosferycznym złożem stacjonarnym (kocioł typu *AFBC* – ang.: *Atmospheric Fluidized Bed Combustion*). Tego typu kotły są budowane o mocy cieplnej do około 20 MW.

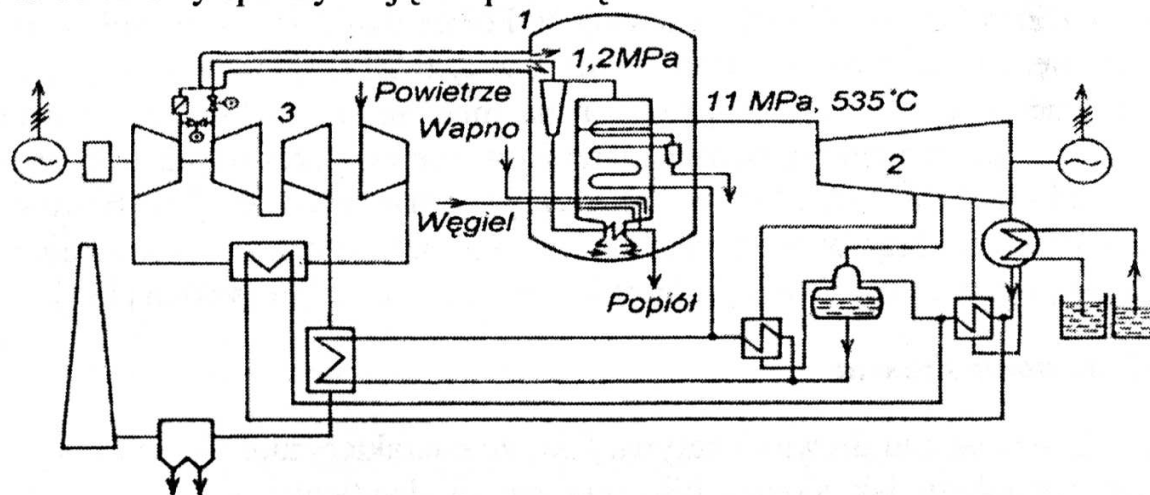
W celu polepszenia dopalenia paliwa w warstwie fluidalnej oraz zmniejszenia emisji tlenku węgla w spalinach wprowadzono konstrukcję kotła fluidalnego z atmosferycznym złożem cyrkulacyjnym (kocioł typu *CFBC* – ang.: *Circulating Fluidized Bed Combustion*). Stosowane jest na przykład rozwiązanie polegające na umieszczeniu jednego złoża nad drugim [26]. Do paleniska dolnego doprowadza się paliwo, zaś do górnego wprowadza się spaliny. W palenisku górnym następuje dopalenie cząstek zawartych w spalinach opuszczających złożo.



Rys. 6.26. Schemat ideowy kotłów fluidalnych z cyrkulacyjną warstwą fluidalną [27]; a) palenisko z nawrotem gorącego popiołu, b) palenisko ze wstępnym chłodzeniem popiołu, c) palenisko z nawrotem zimnego popiołu; 1 – palenisko, 2 – cyklon, 3 – podgrzewacz wody, 4 – podgrzewacz powietrza, 5 – podgrzewacz pary, 6 – syfon popiołowy, 7 – schładzacz popiołu

W złożach cyrkulacyjnych występuje zwiększona prędkość powietrza w przedziale 3÷7 m/s. Stosowane są również cyklonowe separatory oddzielające i kierujące pył węglowy do ponownego spalania. Na rys. 6.26 przedstawiono schematy kotłów fluidalnych z cyrkulacyjną warstwą fluidalną. Moc cieplna kotłów fluidalnych z atmosferycznym złożem cyrkulacyjnym jest ograniczona do zakresu 10÷100 MW. W konstrukcjach produkowanych kotłów spotyka się rozwiązania z kilkoma złożami stacjonarnymi (kotły typu *MBC* – ang.: *Multi Bed Combustion* – kocioł fluidalny wielozłożowy).

Efektym dążenia konstruktorów do zbudowania kotła fluidalnego o mocy cieplnej 500 MW i więcej było rozwiązanie dotyczące kotłów ciśnieniowych (pracujących przy nadciśnieniu) ze złożem zarówno stacjonarnym, jak i cyrkulacyjnym. Pierwszy kocioł z ciśnieniowym złożem fluidalnym (kocioł typu *PFBC* – ang.: *Pressurized Fluidized Bed Combustion*, lub według oznaczeń amerykańskich *CCFBC* – *Combined Cycle Fluidized Bed Combustion*) został zbudowany w 1985 roku [24, 26]. Kotły tego typu charakteryzują się bardzo wysoką efektywnością procesu spalania, zaś spaliny opuszczające kocioł mogą być wykorzystane do napędu turbiny gazowej (zastępują komory spalania konieczne do współpracy z turbinami). Dlatego można je zastosować na przykład w układach elektrowni gazowo-parowej (rys. 6.27), przy czym na dopływie do turbiny spaliny mają temperaturę około 830°C.



Rys. 6.27. Schemat ideowy elektrowni gazowo-parowej z fluidalnym kotłem ciśnieniowym typu PFBC [27];

1 – kocioł fluidalny, 2 – turbina parowa, 3 – turbina gazowa

Produkowane są także kotły z ciśnieniowym złożem cyrkulacyjnym (typu *PCFB*) oraz z wewnętrzną cyrkulacją (typu *PICFB*). Kotły fluidalne przystosowane do pracy w układach elektrowni gazowo-parowych produkuje, między innymi, szwedzka firma *ABB*. Projektowaniem i produkcją kotłów fluidalnych w Polsce zajmowały się: Centralne Biuro Konstrukcji Kotłów w Tarnowskich Górach oraz Biuro Projektów Urządzeń Energetycznych Raciborskiej Fabryki

Kotłów (*RAFAKO*) w Raciborzu. Zaprojektowano typoszeregi kotłów fluidalnych wodnych typu *WF* (-3,5, -3,6, -6, -14, -40) oraz parowych typu *OF* (-5, -10, -25, -50, -60, -80). Biuro *RAFAKO* w Raciborzu przygotowało pełną dokumentację konstrukcyjną kotłów fluidalnych o mocy cieplnej 100÷350 MW, wodnych typu *WPF* i parowych *OPF*. Kotły te mogą pracować przy parametrach pary 9÷13 MPa, 510÷540°C, ich wydajność 140÷430 t/h, przy sprawności obliczeniowej 90÷91% [26].

### 6.3.4.2. Kotły do spalania biomasy

*Biomasa* to ogólnie masa organiczna zawierająca węgiel powstała w wyniku akumulacji energii promieniowania słonecznego [9, 35]. Do celów energetycznych wykorzystuje się następujące *postacie biomasy*: drewno i odpady drewnopochodne, słomę, odpady organiczne, biopaliwa płynne i biogaz [29]. Jednym z możliwych sposobów pozyskania energii z biomasy jest jej spalanie w odpowiednio przystosowanych kotłach. Proces spalania biomasy różni się w istotny sposób od procesu spalania paliw konwencjonalnych. Opracowanie właściwej technologii spalania biomasy i odpowiedni dobór kotłów do prowadzenia tego procesu odgrywa ważną rolę w praktyce inżynierskiej. Problem jest o tyle istotny, że dotychczasowe doświadczenia dotyczące procesów spalania biomasy nie są w Polsce zbyt bogate. Aktualnie pracuje w Polsce około 150 kotłowni spalających słomę o łącznej mocy ponad 50 MW, w tym 20 ciepłowni o mocy jednostkowej powyżej 500 kW (największa ma moc około 8 MW) oraz ponad 16000 kotłów do spalania drewna i materiałów drewnopochodnych o łącznej mocy ponad 600 MW [57, 130]. W tym względzie trzeba wykorzystywać również doświadczenia krajów, w których spalanie biomasy jest stosowane od dłuższego czasu, np. w Danii, Szwecji i innych państwach skandynawskich [131].

#### *Kotły do spalania drewna*

Istotną rolę w spalaniu drewna odgrywa fakt, że charakteryzuje się ono prawie zerowym (podobnie jak słoma) bilansem emisji dwutlenku węgla. Drzewa (i zboża) wykorzystują dwutlenek węgla do budowy biomasy w procesie fotosyntezy odbierając go z atmosfery w okresie plonowania, a podczas spalania emitowany jest on do atmosfery, z której został pobrany. Pomimo tych zalet drewno jest jednak trudnym technologicznie paliwem.

W *procesie spalania drewna* można wyodrębnić trzy charakterystyczne fazy: nagrzewanie drewna i odparowanie wilgoci, pirolizę i odgazowanie termiczne oraz właściwe spalanie produktów pirolizy z towarzyszącym procesem spopielenia substancji stałej, czyli węgla drzewnego [93]. Spalanie drewna w płomieniu jest procesem trudnym do prowadzenia i regulacji, zaś w wyniku

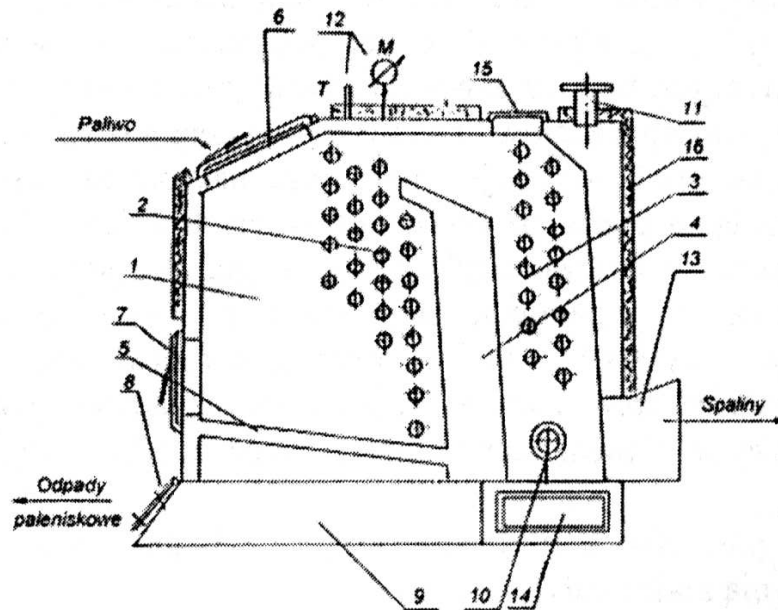
utrąty zdolności regulacyjnych proces szybko wchodzi w zakres spalania niezupełnego, z nieodczoną emisją tlenku węgla, tlenków azotu i węglowodorów w spalinach. Dużym utrudnieniem jest również znaczna wilgotność drewna – stąd ważną rolę odgrywa odpowiednie jego podsuszenie (do wilgotności około 20%). Pozytywnym jest fakt, że zawartość dwutlenku siarki i związków siarko-pochodnych w spalinach z kotłów opalanych drewnem jest znikomo mała.

Dotychczasowe konstrukcje kotłów przeznaczonych do spalania drewna powstawały metodą adaptacji rozwiązań stosowanych w procesie spalania paliw konwencjonalnych, zwłaszcza węgla kamiennego. Przystosowując palenisko kotłów do spalania należy pamiętać, że palenisko powinno zapewnić efektywne spalanie gorszych gatunków drewna oraz materiałów drewnopochodnych, a więc: kory, wiórów, trocin, zrębków, produktów plantacji energetycznych – np. topoli, wierzby itd. Paleniskom takim stawiane są odpowiednie wymagania, a w tym [93]:

- stosowanie paleniska z drobnym rusztem lub paleniska bezrusztowego, które zapewnią małe straty przesypu,
- wydzielające się gazy w procesie pirolizy powinny mieć możliwość przepływu z małą prędkością przez gorącą strefę żarzenia zapewniającą całkowite spalanie,
- powietrze podmuchowe dostarczane do paleniska powinno być wstępnie podgrzane, a w komorze paleniskowej musi być zapewnione efektywne wymieszanie powietrza i gazów powstających w procesie,
- komora paleniskowa powinna być odpowiednio duża i podzielona na strefy zapewniające utrzymywanie zróżnicowanej temperatury w poszczególnych fazach procesu,
- wymagane są dobre warunki konwekcyjnej wymiany ciepła z czynnikiem grzejącym.

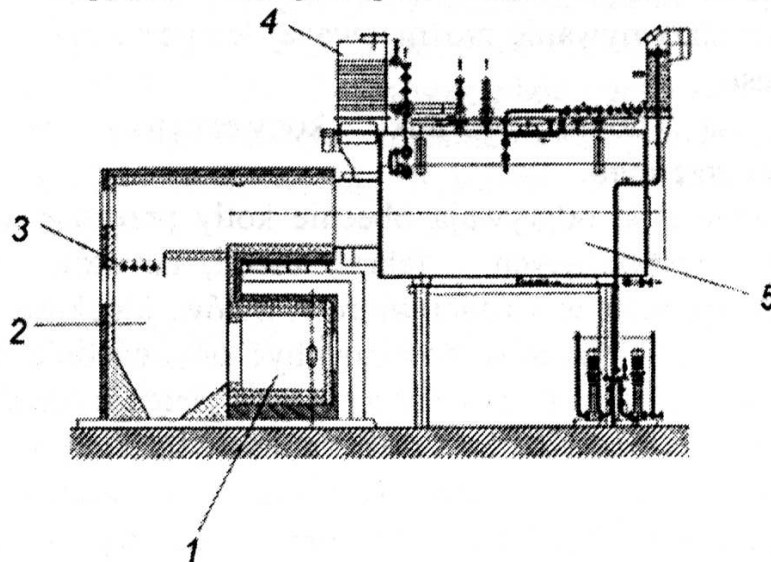
Ważne znaczenie odgrywają obecnie kotły przeznaczone do spalania odpadów drewna pochodzących z fabryk mebli, tartaków, ze stolarni itd. dostarczanych do spalania w postaci wiórów, pyłów, klocków, trocin itp. Komory paleniskowe takich kotłów powinny być odpowiednio skonstruowane. Oznacza to, że powinno być umieszczone tzw. *przedpalenisko* wyposażone w ruszt schodkowy na przykład z wodnym chłodzeniem lub w większych jednostkach kotłowych w konstrukcje specjalne (np. automatyczne zespoły do spalania odpadów [117]). Tego typu rozwiązania zapewniają tzw. *boczne ładowanie odpadów* do komory paleniskowej, bowiem zarzucenie górne (w przypadku trocin) może spowodować stan zagrożenia w postaci wybuchów wewnątrz instalacji. W urządzeniach produkowanych przez Zakłady Maszynowe *HAMECH* w Hajnówce stosuje się tzw. Automatyczne Zespoły Spalania Odpadów typu *AZSO* przystosowane do spalania odpadów drzewnych, zrębków, trocin i kory drzewnej w zakresie wydajności 50 ÷ 1000 kW [158]. Rys.

6.28 prezentuje schemat kotła grzewczego wodnego typu *MODERATOR M* produkcji Zakładów Kotlarskich w Hajnówce, natomiast rysunek 6.29 schemat



Rys. 6.28. Schemat kotła grzewczego wodnego typu „*MODERATOR M*” produkcji Zakładów Kotlarskich w Hajnówce;

1 – komora paliwowa, 2 – I ciąg opłomek, 3 – II ciąg opłomek, 4 – komory wodne, 5 – ruszt wodny, 6 – drzwiczki zasypowe, 7 – drzwiczki wyczystkowe, 8 – drzwiczki popielnikowe, 9 – popielnik, 10 – króciec wlotowy wody, 11 – króciec wylotowy wody, 12 – manometr, 13 – kanał spalinowy, 14,15 – klapy, 16 – izolacja cieplna



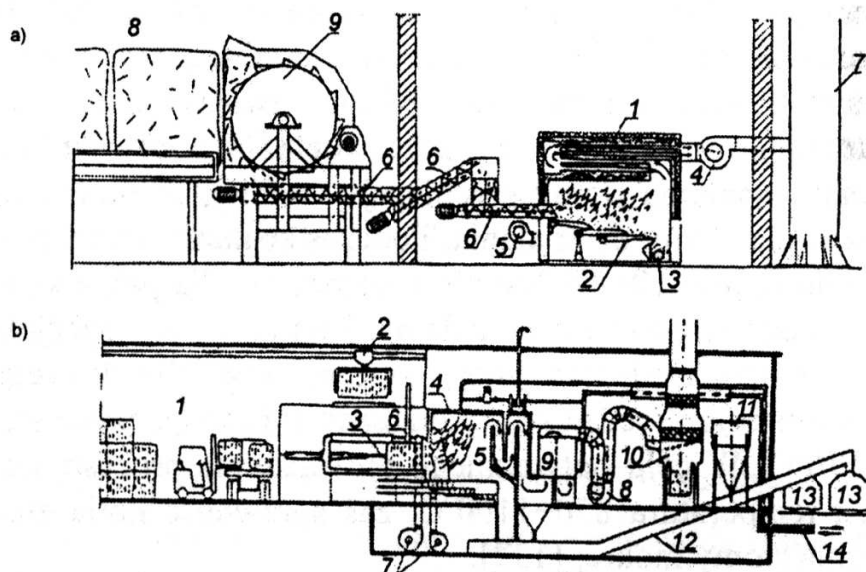
Rys. 6.29. Schemat ideowy kotła parowego płomienicowo-płomieniówkowego o parametrach: 6 ton/h pary przegrzanej, moc cieplna 4,5 MW z dobudowanym przedpaleniskiem do spalania pyłu drzewnego i trocin [90];

1 – cyklonowa komora spalania, 2 – komora dopalająca, 3 – dysze powietrza wtórnego, 4 – przegrzewacz pary, 5 – część płomienicowo-płomieniówkowa kotła właściwego

ideowy zmodernizowanego kotła płomienicowo-płomieniówkowego z dobudowanym przedpaleniskiem cyklonowym do spalania pyłu drzewnego i trocin. Spaliny opuszczające komorę cyklonową przedpaleniska kierowane są do komory dopalającej a następnie do kotła właściwego.

W nowoczesnych rozwiązaniach kotłów do spalania biomasy przewiduje się możliwość *współspalania* biomasy drzewnej i węgla kamiennego polegające na wspólnym spalaniu biomasy z dodatkiem węgla. Węgiel stabilizuje proces spalania, co ułatwia stosowanie biomasy o dużej zawartości wilgoci, natomiast dodatek biomasy drzewnej powoduje zmniejszenie emisji  $CO_2$ ,  $SO_2$  oraz innych zanieczyszczeń, a tym samym obniżenie ilości części palnych pozostających w żużlu. Według obecnego stanu badań nadają się do tego kotły komorowe oparte na technice górnego spalania w części złoża, kotły ze spalaniem dwustopniowym oraz kotły retortowe (kotły wyposażone w specjalne palenisko retortowe) [90]. W kotłach przeznaczonych do spalania odpadów drzewnych stosuje się zarówno paleniska rusztowe, jak i komory spalania ze złożem fluidalnym (zwłaszcza w jednostkach kotłowych o dużej mocy).

### Kotły do spalania słomy



Rys. 6.30. Schemat kotłowni produkcji duńskiej opalanych słomą [131];

- a) kotłownia firmy *REKA A/S* – spalanie słomy ciętej na sieczkę: 1 – kocioł, 2 – ruszt, 3 – popielnik, 4 – wentylator ciągu 5 – wentylator podmuchu, 6 – przenośnik śrubowy, 7 – komin, 8 – magazyn słomy, 9 – sieczkarnia;
- b) zmodernizowana kotłownia firmy *VOLUND* – spalanie słomy w balotach: 1 – magazyn słomy, 2 – podajnik, 3 – zapalnik słomy, 4 – kocioł, 5 – komora spalania, 6 – zamknięcie ogniowe, 7 – wentylator podmuchu, 8 – wentylator wyciągowy, 9 – wymiennik ciepła, 10 – oczyszczalnia spalin, 11 – zbiornik sedymentacyjny, 12 – system transportu popiołu i żużla, 13 – pojemniki na żużel, 14 – przewody sieci cieplnej

Słoma jest biopaliwem odnawialnym bardzo przyjaznym dla środowiska. Jej wartość opałowa zależy w dużym stopniu od wilgotności, rodzaju i warunków wędnięcia zboża i wynosi  $14,3 \div 15,2$  MJ/kg w porównaniu z węglem, dla którego wartość opałowa wynosi  $18,8 \div 29,3$  MJ/kg. Emisja związków siarkopochodnych przy spalaniu słomy jest  $5 \div 8$  razy mniejsza, niż podczas spalania węgla, a zawartość tlenku węgla w spalinach nie przekracza na ogół 0,5%. Podczas spalania słomy mogą być jednak emitowane *dioksyne*, czyli związki chemiczne zawierające węgiel, tlen, wodór i chlorki, przy czym niektóre z nich są mocno trujące (zjawisko dużej emisji dioksyn występuje zwłaszcza podczas spalania odpadów komunalnych w spalarniach śmieci). W celu zminimalizowania ich oddziaływania należy doprowadzać odpowiednio dużą ilość powietrza w strefach spalania.

Słoma wykorzystywana dla celów energetycznych musi spełniać określone wymagania. Wynikają one z faktu wysokiej jej wilgotności powodującej problemy w magazynowaniu, transporcie i zadawaniu do kotła. W praktyce spalanie słomy jest procesem znacznie bardziej kłopotliwym, od spalania drewna. Dlatego konstrukcje kotłów powinny spełniać wymagania zależne od sposobu spalania słomy. Słoma może być spalana w postaci: całych balotów, ciętej na sieczkę, ciętej warstwami z balotów, rozdrobnionej z balotów [131].

Spalanie słomy w kotłach rusztowych przebiega podobnie jak spalanie drewna. W fazie pierwszej odparowuje wilgoć i związki lotne, a w drugiej następuje bezpłomieniowe spalanie związków węgla. W porównaniu ze spalaniem drewna obie fazy spalania słomy przebiegają wolniej, co narzuca konieczność ciągłego podawania słomy do spalania. Podczas spalania słomy powstaje większa ilość popiołu (około  $10 \div 20$ -krotnie większa, niż dla paliw kopalnych) oraz skłonność do spiekania produktów spalania. Konieczna jest specjalna konstrukcja ruchomego rusztu i odpowiedniego systemu (np. ślimakowego) usuwania pozostałości na ruszcie. Początek fazy odgazowania rozpoczyna się w temperaturze około  $270^\circ\text{C}$ . W celu optymalnego prowadzenia procesu spalania słomy niezbędna jest temperatura  $850 \div 1100^\circ\text{C}$ , zaś sprawność kotła znacznie spada podczas spalania słomy mokrej [132].

Na rys. 6.30 a) przedstawiono schemat kotłowni produkcji (duńskiej firmy *REKA A/S*) opalanej słomą ciętą na sieczkę, natomiast na rys. 6.30 b) schemat zmodernizowanej kotłowni duńskiej systemu *VOLUND* [131].

Wśród krajowych producentów kotłów do spalania biomasy można obecnie wymienić:

- producenci kotłów do spalania drewna i paliw drewnopochodnych: Zakład Kotlewski w Hajnówce – kotły typu *MODERATOR M*, Przedsiębiorstwo Usługowo-Handlowe w Elblągu – kotły typu *UNIWEX* ( $200 \div 1000$  kW), *INNOWEX* ( $25 \div 1500$  kW), *ES-KA* ( $42 \div 1000$  kW);



- producenci kotłów do spalania słomy: Zakład „*Ekopał*” w Oławie, Przedsiębiorstwo „*Energomontaż Wybrzeże*” w Wiślinie-Koszwałach – kotły typu *RM* (30÷500 kW), Zakład „*Gizex*” w Pleszewie – kotły typu *PM* (41÷380 kW), Zakład „*Graso*” w Stargardzie Szczecińskim – kotły typu *KNS* (60÷500 kW), Zakład „*Waryński*” w Toruniu – kocioł typu *WCO-80/S* (1 MW), *WCO-160 S* (3,5 MW).

Dane porównawcze kosztów inwestycyjno-eksploatacyjnych kotłowni opalanej słomą zamieszczono w pracy [132]. Obecna cena zakupu wynosi: słomy energetycznej – ok. 50÷100 zł/tonę, zrębków drzewnych z lasów państwowych – ok. 35 zł/tonę, drewna opałowego – 50÷60 zł/m<sup>3</sup>. Dla typowego domku jednorodzinnego o powierzchni około 100 m<sup>2</sup> potrzeba w sezonie grzewczym około 5 ton słomy lub 10 m<sup>3</sup> drewna (250÷500 zł za słomę i 500÷600 zł za drewno).

Aktualna cena rynkowa jednostki mocy grzewczej ze spalania paliw kopalnych i biopaliw przedstawia się następująco:

- słoma – 0,09 zł/GJ,
- drewno – 0,10 zł/GJ,
- węgiel – 0,17 zł/GJ,
- koks – 0,19 zł/GJ,
- gaz ziemny – 0,30 zł/GJ,
- olej opałowy – 0,37 zł/GJ,
- energia elektryczna – 0,90 zł/GJ.

#### 6.3.4.3. Kotły kondensacyjne

Z rozdziału 5 wynika, że różnica między ciepłem spalania  $Q_s$  i wartością opałową  $Q_i$  paliwa wynosi:

$$Q_s - Q_i = m_{H_2O} \cdot r, \quad (6.8)$$

gdzie  $m_{H_2O}$  jest masą wody (pary wodnej) zawartej w spalinach uzyskaną podczas spalania 1 kg paliwa, zaś  $r$  - ciepłem parowania wody (lub skraplania pary wodnej; przykładowo w temperaturze 0°C wynosi  $r = 2500,64$  kJ/kg).

W typowych kotłach konwencjonalnych oblicza się ilość doprowadzonej energii chemicznej  $\dot{Q}_d$  zawartej w paliwie (w odniesieniu do wartości opałowej paliwa) według zależności

- dla paliwa stałego:

$$\dot{Q}_d = \dot{m}_{pal} \cdot Q_i, \quad (6.9)$$

gdzie:  $\dot{m}_{pal}$  - masowe natężenie paliwa,  
 $Q_i$  - jego wartość opałowa,

– dla paliwa gazowego:

$$\dot{Q}_d = \dot{V}_u \cdot Q_i \quad (6.10)$$

gdzie:  $\dot{V}_u$  – natężenie paliwa gazowego,

$Q_i$  – wartość opałowa.

Z uwagi na warunki spalania paliwa w kotłach tradycyjnych i wysoką temperaturę spalin opuszczających kocioł nie można praktycznie odzyskać ciepła skraplania pary wodnej zawartej w spalinach (proces jej wykroplenia następuje zwykle w atmosferze po opuszczeniu komina, niekiedy zaś wewnątrz komina przynosząc jednak niepożądane skutki).

Jeżeli udało by się obniżyć temperaturę spalin do poziomu tzw. *temperatury punktu rosy*, wówczas para wodna w spalinach osiągnęłaby stan nasycenia i rozpoczęłby się proces jej skraplania przed wyprowadzeniem spalin do czopucha kotła. Temperatura punktu rosy zależy od liczby nadmiaru powietrza  $\lambda$  i z jej wzrostem obniża się. Odzysk ciepła skraplania pary wodnej jest korzystny pod względem energetycznym i przyczynia się do podwyższenia sprawności kotła. Energetyczną jakość odzysku ciepła skraplania pary wodnej można opisać stosunkiem ciepła spalania do wartości opałowej paliwa, który wynosi dla: gazu miejskiego – 1,13, gazu ziemnego – 1,11, mieszaniny propanu – butanu – 1,08÷1,09, oleju opałowego lekkiego – 1,06. Teoretyczna ilość kondensatu uzyskana podczas wykraplania pary wodnej w spalinach, w odniesieniu do jednego umownego metra sześciennego ( $1 \text{ um}^3$ ) kształtuje się na poziomie: gaz miejski – 0,89 kg/um<sup>3</sup>, gaz ziemny – 1,53÷1,63 kg/um<sup>3</sup>, mieszanina propanu - butanu – 3,37 kg/um<sup>3</sup>. Podane wyżej wartości liczbowe określono na podstawie badań zamieszczonych w prospektach firmy *Viessmann*.

Pod pojęciem *kocioł kondensacyjny* należy rozumieć taki kocioł, w którym przewidziano możliwość wykraplania pary wodnej zawartej w spalinach. Rys. 6.31 przedstawia schemat ideowy takiego kotła.

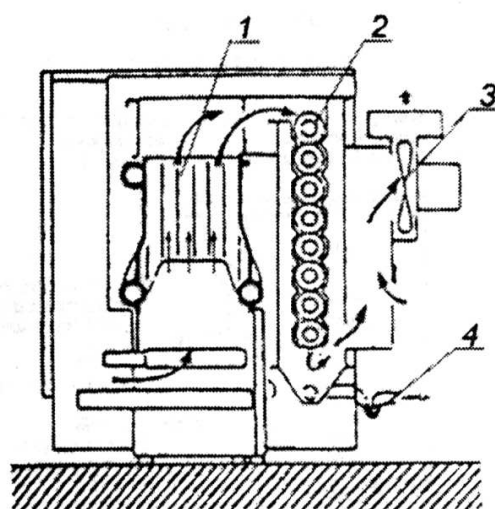
W budowie kotła kondensacyjnego można wyróżnić dwa charakterystyczne wymienniki ciepła, to znaczy wymiennik ciepła podstawowy 1 i dodatkowy 2. Zadaniem podstawowego wymiennika ciepła 1 jest schłodzenie spalin (podobnie jak w kotłach tradycyjnych) do temperatury wyższej od temperatury punktu rosy, natomiast wymiennik dodatkowy 2 realizuje schłodzenie spalin do poziomu temperatury niższej od temperatury punktu rosy, w połączeniu z wykraplaniem pary wodnej. W kotłach konwencjonalnych temperatura spalin za wymiennikiem ciepła podstawowym jest rzędu 140÷190°C, a na wypływie z kotła kondensacyjnego temperatura spalin opuszczających kocioł wynosi 40÷60°C i jest o około 5K wyższa od temperatury wody zasilającej kocioł (wody powrotnej z instalacji). Przy tak niskiej temperaturze spalin kocioł nie może pracować w warunkach ciągu naturalnego i konieczne jest wykorzystanie wentylatora wyciągowego spalin 3. W niektórych kotłach kondensacyjnych stoso-

wane jest chłodzenie jednostopniowe spalin prowadzone w jednym wymienniku ciepła [24].

Warunki eksploatacyjne kotłów kondensacyjnych różnią się niekiedy znacznie od warunków pracy kotłów tradycyjnych. Dlatego inne są również dla nich zalecenia eksploatacyjne. Oprócz konieczności stosowania sztucznego ciągu należy zwrócić uwagę na to, że część odprowadzanych spalin zawiera jeszcze pewną ilość pary wodnej, która może ulec wykropleniu w instalacji spalinowej. Powstający w tych warunkach kondensat, o wyraźnie kwaśnym odczynie przyspiesza procesy korozyjne. Dlatego nie bez znaczenia jest odpowiedni dobór materiałów konstrukcyjnych kotła (wykonanie ze stali nierdzewnej i kwasoodpornej), a kondensat musi przepływać przez tzw. *neutralizator*.

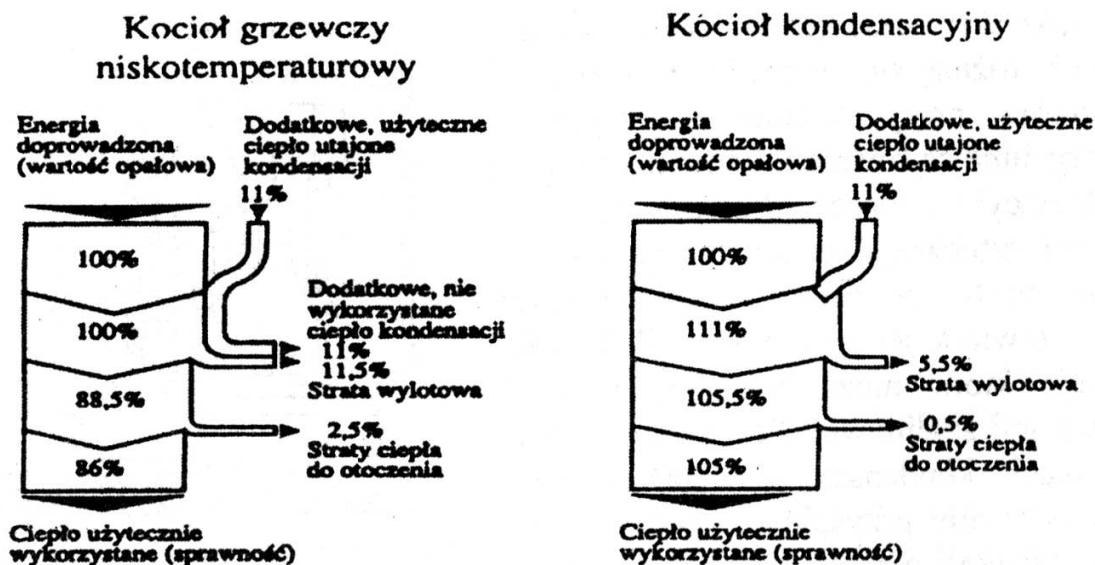
Wśród kotłów kondensacyjnych należy wyróżnić dwa ich typy, to znaczy kotły pracujące w *systemie zależnym lub niezależnym* od powietrza w pomieszczeniu, w którym zainstalowano kocioł. W pierwszej grupie kotłów na paliwo gazowe stosuje się palniki atmosferyczne z odpowiednimi dodatkowymi zabezpieczeniami, zaś w kotłach drugiej grupy stosuje się palniki ze wstępnym zmieszaniem.

Istotny problem stanowi właściwa interpretacja sprawności kotłów kondensacyjnych. W wielu materiałach katalogowych firm produkujących kotły kondensacyjne podaje się (na przykład w katalogach firmy *Viessmann*), że sprawność kotłów kondensacyjnych przekracza 100% (podaje się zwykle zakres sprawności 103÷109,5%. W uzupełnieniu stwierdza się, że jest to tak zwana sprawność znormalizowana odniesiona do wartości opałowej paliwa (rys. 6.32). Podanie wartości sprawności kotła kondensacyjnego powyżej 100% należy rozumieć, jako skuteczny „chwyt reklamowy” wynikający z nadinterpretacji pojęcia sprawności określonego postanowieniami polskiej normy *PN-72/M-34128*, [135] (w tym również niemieckiej normy *DIN1942* i amerykańskiej *ASME PTC*), według której do obliczenia sprawności bierze się pod uwagę energię chemiczną paliwa opisaną jego wartością opałową. Takie postępowanie rzeczywiście prowadzi do wartości sprawności ponad 100%. Należy jednak podkreślić, że w kotłach kondensacyjnych wykorzystuje się energię chemiczną, której wartość określono na podstawie ciepła spalania (a nie wartości opałowej



Rys. 6.31. Schemat ideowy zasady działania i konstrukcji kotła kondensacyjnego [43]; 1 – wymiennik ciepła podstawowy, 2 – wymiennik ciepła dodatkowy, 3 – wentylator wyciągowy spalin, 4 – odprowadzenie skroplin

paliwa). Według obliczeń autora [24] sprawność nowoczesnych kotłów kondensacyjnych odniesiona do ciepła spalania paliwa sięga wartości do 96%.

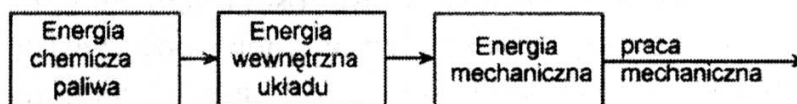


Rys. 6.32. Interpretacja graficzna sprawności znormalizowanej dla kotła tradycyjnego (a) i kotła kondensacyjnego (b)

Aktualnie kotły kondensacyjne opalane paliwem gazowym produkuje kilka firm. Można przykładowo wymienić niektóre typy kotłów znajdujących się na rynku polskim: firma *Viessmann* : kotły typu *Eurola C8* (8÷22 kW), *Mirora MB* (11÷18 kW), *Consola RN Unit* (22÷30 kW), *Veromat* (50÷895 kW), francuska firma *De Detrich*, firma polska *FAKOL* – fabryka kotłów w Nowej Soli – kotły typu *Z93* (olejowo-gazowe kotły wodne o wydajności 135÷600 kW).

## 6.4. Silniki ciepłne

Oprócz omówionych w rozdziałach 6.1 ÷ 6.3 urządzeń, w których występuje proces spalania (kwalifikowanych do grupy wymienników ciepła) wyróżnia się grupę silników ciepłnych. Sposób transformacji energii w łańcuchu przemian zachodzących w silnikach ciepłnych pokazano schematycznie na rys. 6.33.



Rys. 6.33. Schemat łańcucha przemian energetycznych w silniku ciepłnym

W klasycznym silniku ciepłnym realizowane są przemiany energetyczne wchodzące w skład zamkniętego prawobieżnego obiegu termodynamicznego. Obieg taki należy rozumieć jako zespół kolejno następujących po sobie przemian w ten sposób, że stan końcowy ostatniej przemiany pokrywa się ze stanem początkowym przemiany pierwszej. Celem stosowania obiegu silnikowego jest możliwość wykorzystania pracy obiegu w sposób ciągły. Do grupy silników

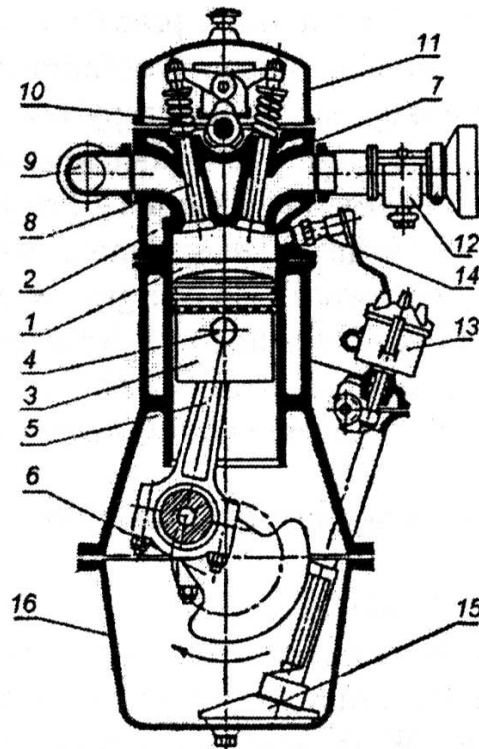
cieplnych realizujących zamknięty obieg prawobieżny zalicza się *silniki spalinowe wewnętrzznego spalania*. Jeżeli silnik pracuje w ten sposób, że są wykonywane tylko niektóre przemiany obiegu (zdefiniowanego wyżej), wówczas w ocenie autora [49] kwalifikuje się go do grupy tzw. *przetworników energii*, a wśród nich można wyróżnić silniki ze spalaniem zewnętrznym (np. turbiny parowe i gazowe). Problem interpretacji wynika z przyjętych kryteriów podziału. Wspólną cechą silników cieplnych ze spalaniem wewnętrznym i zewnętrznym jest to, że do układu doprowadza się energię „wyzwoloną” na drodze ciepła w procesie spalania paliwa. Powoduje to wzrost energii wewnętrznej układu, co w wyniku dalszej konwersji energii pozwala na uzyskanie efektu użytecznego w postaci pracy wyprowadzonej do otoczenia

#### **6.4.1. Silniki cieplne wewnętrzznego spalania**

Szczególne miejsce wśród silników cieplnych zajmują *silniki spalinowe*, zwłaszcza tłokowe silniki spalinowe, których zasadę działania i obiegi omówiono w rozdziale. Ogólnie rozróżnia się *silniki spalinowe tłokowe* o zapłonie iskrowym i samoczynnym. W silnikach tych następuje spalanie paliwa wewnątrz cylindra, przy czym tłok przemieszcza się między dwoma skrajnymi położeniami, zwanymi dolnym (*DMP*) i górnym (*GMP*) martwym położeniem.

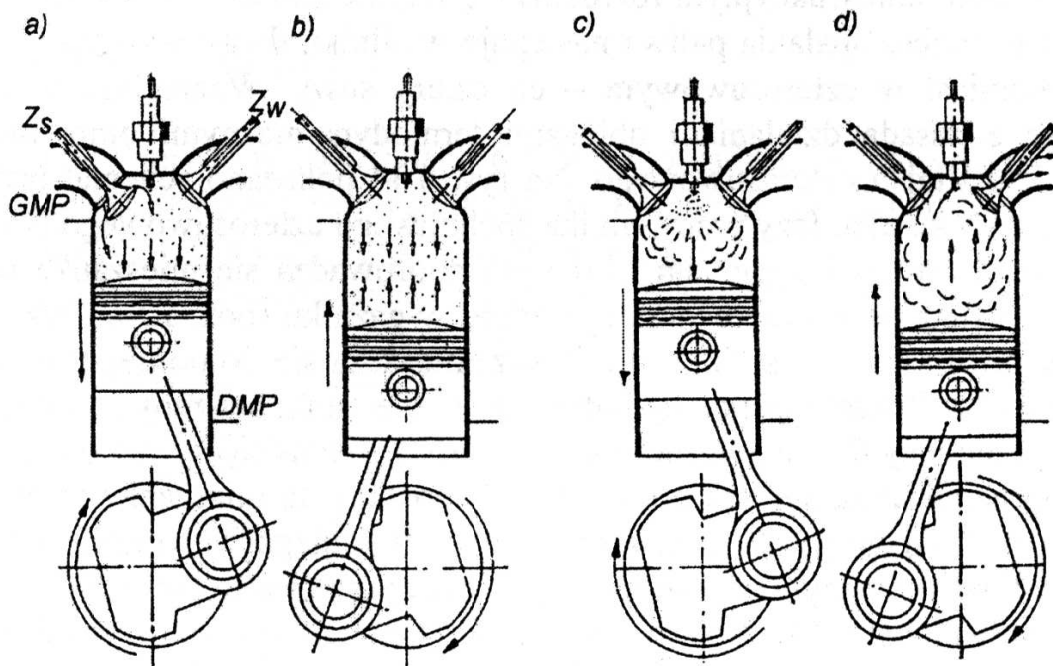
##### **6.4.1.1. Silnik spalinowy tłokowy o zapłonie iskrowym**

Pod względem konstrukcyjnym rozróżnia się zwykle silniki dwusuwowe i czterosuwowe. Proces spalania paliwa następuje w silniku dwusuwowym co drugi suw, natomiast w czterosuwowym – co cztery suwy. Ważniejsze problemy związane z zasadą działania i obiegami termodynamicznymi omówiono na przykładzie silnika czterosuwowego. Na rys. 6.34 pokazano schemat budowy, a na rys. 6.35 kolejne fazy pracy silnika spalinowego czterosuwowego. Do silnika czterosuwowego z zapłonem iskrowym doprowadza się mieszankę benzynowo – powietrzną przygotowaną uprzednio w gaźniku (poz. 12 na rys. 6.34). Podczas suwu ssania (rys. 6.35 a) tłok przemieszcza się do dolnego martwego położenia (*DMP*) zasysając do cylindra porcję mieszanki benzyny z powietrzem według przemiany 0-1 (pokazanej na rys. 6.36). Po zamknięciu zaworu ssawnego tłok przemieszcza się w kierunku *GMP* sprężając tą mieszankę (przemiana 1-2), a przed osiągnięciem górnego położenia zwrotnego w stanie 2 następuje zapłon od iskry świecy. Od tego momentu następuje gwałtowny wzrost ciśnienia (przemiana 2-3 zbliżona do izochorycznej) podczas spalania wybuchowego. Powstają spaliny o wysokim ciśnieniu i temperaturze. Wskutek oddziaływania



Rys. 6.34. Schemat ideowy budowy silnika spalinowego czterosuwowego o zapłonie iskrowym [13];

1 – cylinder, 2 – głowica, 3 – tłok, 4 – sworzeń tłokowy, 5 – korbowód, 6 – wał korbowy, 7 – zawór ssący, 8 – zawór wydechowy, 9 – kolektor, 10 – wał rozrządu, 11 – osłona, 12 – gaźnik, 13 – aparat zapłonowy, 14 – świeca



Rys. 6.35. Zasada działania silnika spalinowego czterosuwowego [13];

a) suw ssania, b) suw sprężania, c) suw pracy, d) suw opróżniania cylindra

tych efektów spalania występuje proces rozprężania (przemiana 3-4) podczas tzw. suwu pracy (rys. 6.35 c). Jednak w stanie 4, przed osiągnięciem dolnego położenia zwrotnego otwiera się zawór wydechowy, co rozpoczyna wypływ spalin do przewodu wylotowego obniżając ciśnienie w przemianie 4-5. Ciśnienie w stanie 5 jest w dalszym ciągu wyższe od ciśnienia  $p_{ot}$ . Na drodze 5-1 następuje opróżnianie cylindra z powstałych spalin (rys. 6.35 d).

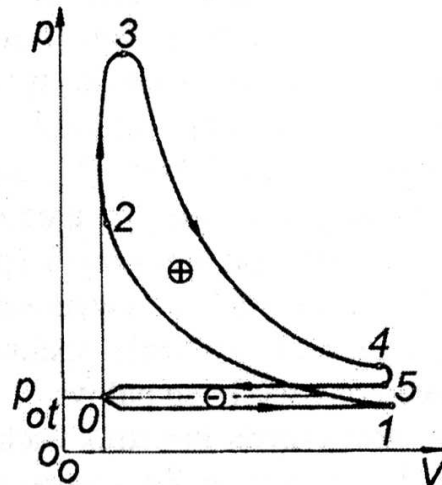
Czynnikiem roboczym w silniku jest początkowo mieszanka paliwo-powietrzna, a następnie spaliny. Procesy realizowane w rzeczywistym silniku spalinowym nie można w pełni zaliczyć do przemian zamkniętego obiegu termodynamicznego. W analizie teoretycznej modeluje się w uproszczeniu przemiany termodynamiczne wprowadzając gaz doskonały jako czynnik zastępczy (lepsze efekty obliczeniowe można by osiągnąć biorąc pod uwagę gaz *półdoskonały*). Wprowadza się również inne uproszczenia, w tym traktując przemiany składowe obiegu jako *quasistatyczne*. W ten sposób otrzymuje się obieg porównawczy silnika spalinowego o zapłonie iskrowym, znany jako *obieg Otta* (rys. 6.37). Założono, że doprowadzenie ciepła do obiegu *Otta* następuje w izochorycznej przemianie 2-3. Prowadząc analizę termodynamiczną wyznacza się sprawność termiczną obiegu *Otta* w postaci zależności [18]:

$$\eta_{t,O} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}, \quad (6.11)$$

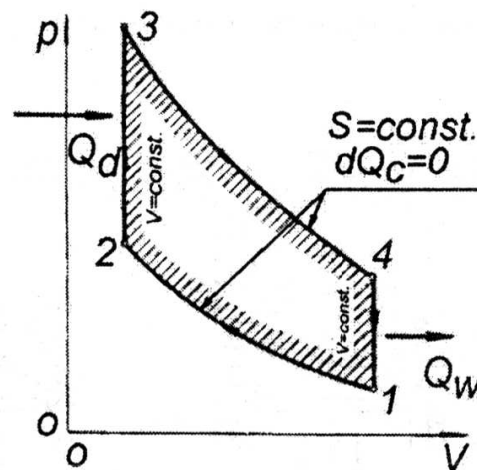
gdzie  $k$  jest wykładnikiem adiabaty, zaś  $\varepsilon$  stosunkiem kompresji według zależności:

$$\varepsilon = \frac{V_1}{V_2}. \quad (6.12)$$

Sprawność porównawczego obiegu *Otta* jest tym większa, im większy jest stosunek kompresji  $\varepsilon$ . Górna granica wzrostu sprawności tego obiegu jest wyzna-



Rys. 6.36. Wykres indykatorowy czterosuwowego silnika spalinowego o zapłonie iskrowym



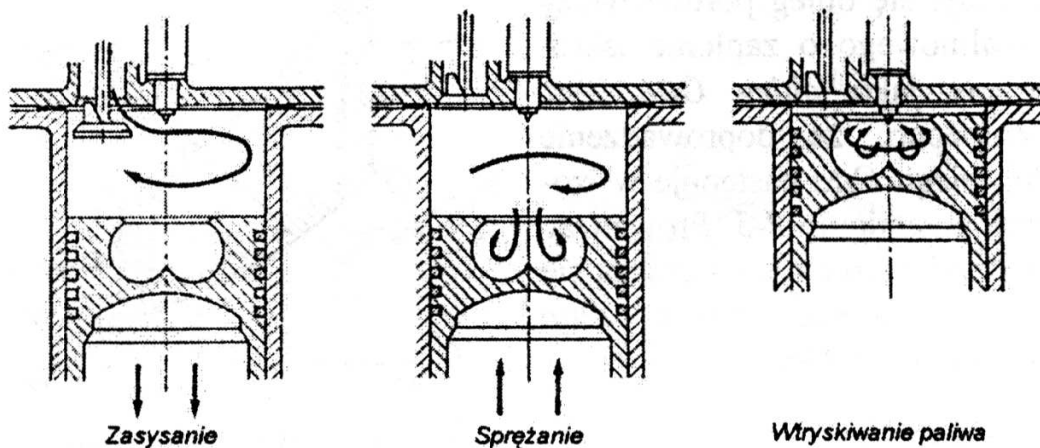
Rys. 6.37. Obieg porównawczy *Otta* w układzie współrzędnych  $p$ - $V$

czona występującym zjawiskiem samozapłonu mieszanki paliwowo-powietrznej. Krytyczny stosunek kompresji  $\varepsilon_k$  dla benzyny z dodatkami przeciwstukowymi wynosi  $\varepsilon_k = 7 \div 12$  [18, 49].

#### 6.4.1.2. Silnik spalinowy tłokowy o zapłonie samoczynnym

Jeżeli w cylindrze silnika sprężane będzie powietrze (a nie mieszanka paliwowo-powietrzna), zaś przy końcu procesu kompresji dostarczy się paliwo, wówczas można przekroczyć krytyczny stosunek kompresji  $\varepsilon_k$  i nie będzie on ograniczony temperaturą samozapłonu paliwa. Na tym polega zasada działania silników spalinowych tłokowych o zapłonie samoczynnym. Ze względu na sposób podawania paliwa (oleju napędowego) do cylindra wyróżnia się *klasyczne silniki z zapłonem samoczynnym (potocznie zwane dieslami sprężarkowymi)* oraz *silniki bezsprężarkowe* (wyposażone w pompę wtryskową). Rysunek 6.38 przedstawia zasadę działania spalinowego silnika o zapłonie samoczynnym z bezpośrednim wtryskiem paliwa.

W pierwszych konstrukcjach silników z zapłonem samoczynnym dostarczano do cylindra paliwo zmieszane z powietrzem o ciśnieniu około 5÷6 MPa za pomocą specjalnej sprężarki powietrznej napędzanej przez silnik. Podczas tego procesu sprężone w cylindrze powietrze miało ciśnienie 3÷4 MPa. Nadwyżkę ciśnienia wykorzystywano do lepszego rozpylenia paliwa w cylindrze. Mimo tego czas trwania wtrysku paliwa był jednak stosunkowo duży.



Rys.6.38. Schemat zasady działania spalinowego silnika o zapłonie samoczynnym z bezpośrednim wtryskiem paliwa [13]

Na podstawie analizy rzeczywistego wykresu indykatorowego dla tego typu silników spalinowych określono, że proces spalania ma charakter zbliżony do przemiany izobarycznej [51]. Dlatego wprowadzono porównawczy *obieg Diesla* modelujący procesy zachodzące w silnikach z zapłonem samoczynnym (rys. 6.39).



Sprawność termiczna obiegu porównawczego *Diesla* wynosi [13]:

$$\eta_{t,D} = 1 - \frac{1}{k} \cdot \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\varphi^k - 1}{\varphi - 1}, \quad (6.13)$$

gdzie  $\varepsilon$  jest stosunkiem kompresji (6.12),  $k$  wykładnikiem adiabaty, natomiast  $\varphi$  stopniem (stosunkiem) obciążenia silnika:

$$\varphi = \frac{V_3}{V_2} = \frac{T_3}{T_2}. \quad (6.14)$$

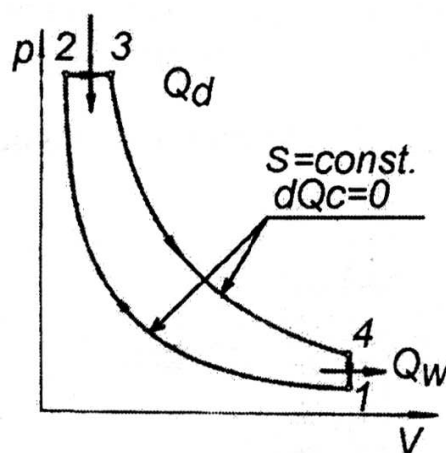
Sprawność silnika *Diesla* jest tym wyższa, im większe są wartości  $k$  i  $\varepsilon$ , a mniejsze  $\varphi$  (w rzeczywistych silnikach  $\varepsilon = 12 \div 20$ ). Jeżeli przyjąć, że praca obiegów *Otta* i *Diesla* ma taką samą wartość i oba obiegi pracują przy tym samym ciśnieniu  $p_3$ , wówczas  $\eta_{t,D} = \eta_{t,O}$ .

We współczesnych silnikach o zapłonie samoczynnym ciekłe paliwo sprężane jest do ciśnienia 20÷60 MPa w pompie wtryskowej i podawane do cylindra w końcu suwu sprężania. W pierwszej fazie następuje natychmiastowy proces spalania (o charakterze izochorycznym) w miejscach dostarczenia paliwa przez pompę, co powoduje dobre wymieszanie spalin, paliwa i powietrza w cylindrze, a ich dopalenie przebiega w drugiej fazie i ma charakter izobaryczny. Obiegiem porównawczym dla bezsprężarkowych silników spalinowych o zapłonie samoczynnym jest obieg *Seiligera-Sabathego* pokazany na rys.6.40. Sprawność termiczna obiegu *Seiligera-Sabathego* opisana jest zależnością [18]:

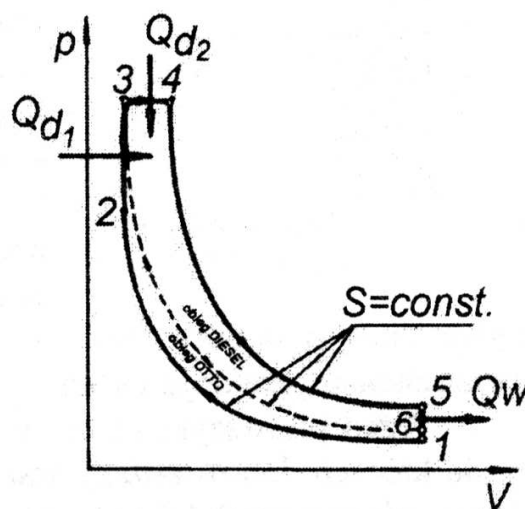
$$\eta_{t,S} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\lambda \cdot \varphi^k - 1}{\lambda - 1 + k \cdot \lambda \cdot (\varphi - 1)}, \quad (6.15)$$

gdzie:

$$\lambda = \frac{T_3}{T_2} = \frac{p_3}{p_2}. \quad (6.16)$$



Rys.6.39. Obieg porównawczy *Diesla*



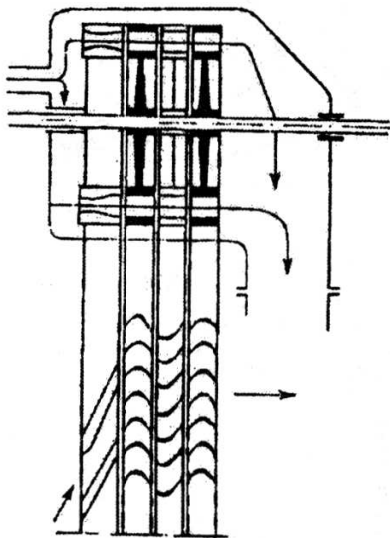
Rys.6.40. Obieg porównawczy *Seiligera-Sabathego*

Z rys. 6.40 łatwo zauważyć, że prowadząc przez punkt 3 izentropę można podzielić obieg *Seiligera-Sabathego* na dwa obiegi tzn. *Otta* i *Diesla* i traktować go jako superpozycję wymienionych dwóch. Jeżeli przyjąć, że najwyższa temperatura obiegu jest jednakowa dla wymienionych trzech obiegów, to znaczy  $T_{3,O} = T_{3,D} = T_{3,S}$ , wówczas zachodzi relacja:

$$\eta_{t,D} > \eta_{t,S} > \eta_{t,O}. \quad (6.17)$$

Przy tym samym stosunku kompresji  $\varepsilon$  sprawność obiegu *Otta* ma wartość największą, a *Diesla* najmniejszą.

### 6.4.2. Silniki cieplne ze spalaniem zewnętrznym



Rys. 6.41. Schemat przekroju turbiny [49]

Do grupy silników cieplnych ze spalaniem zewnętrznym zalicza się podstawowe maszyny energetyczne, które z uwagi na rodzaj czynnika roboczego dzieli się na: parowe, gazowe i spalinowe. Turbina jest wirnikowym silnikiem przepływowym pozwalającym na odbiór efektu użytecznego w postaci pracy mechanicznej. Zainstalowany w turbinie wirnik obraca się wskutek dynamicznego oddziaływania strumienia czynnika roboczego. Składa się on z zespołu tarcz, na których są umieszczone łopatki. Nieruchomy wieniec łopatek tworzy tzw. *kierownicę* współpracującą z wirującym wieńcem łopatek umieszczonych na obracającym się wirniku. Układ taki nosi nazwę *stopień turbiny*.

Turbiny są budowane jako jedno- lub wielostopniowe. Rys. 6.41 przedstawia schemat przekroju turbiny.

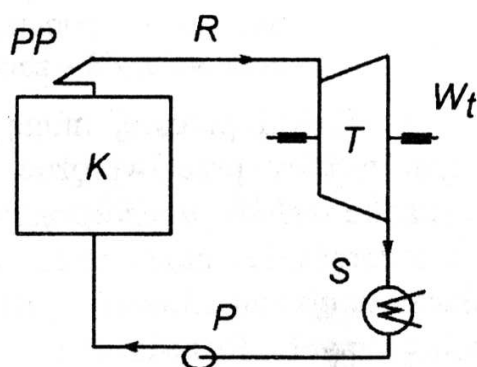
Przed pierwszym kołem wirnikowym umieszczone są nieruchome dysze, do których doprowadzany jest czynnik roboczy (np. świeża para wodna – w turbinach parowych lub spaliny – w turbinach spalinowych). Czynnik rozpręża się w dyszach i w tym stanie dopływa do kanałów międzyłopatkowych, gdzie następuje zmiana kierunku przepływu i przekazanie do wirnika części energii kinetycznej strumienia. Po opuszczeniu łopatek wirnikowych czynnik roboczy dopływa do łopatek kierowniczych, przy czym rozpręża się w kanałach międzyłopatkowych kierownicy zmieniając również kierunek przepływu. Jeżeli czynnik roboczy rozpręża się tylko w nieruchomych dyszach oraz kierownicach, zaś w kanałach międzyłopatkowych wirnika następuje tylko zmiana kierunku przepływu (bez rozprężania czynnika), wówczas mamy do czynienia z konstrukcją *turbiny aktywnej*.

W przypadku, gdy proces rozprężania czynnika realizowany jest w kierownicach oraz w kanałach międzyłopatkowych wirnika, wtedy taką turbinę (lub stopień) nazywamy *reakcyjną*. Przy tym samym spadku entalpii w obu typach turbiny powinna występować w turbinie reakcyjnej większa prędkość obwodowa wirnika. Stopnie reakcyjne są stosowane dla niższego zakresu ciśnienia. Według [49] oba typy turbiny są pod względem termodynamicznym jednakowe, bowiem w obu tych przypadkach rozprężanie ma charakter adiabatyczny.

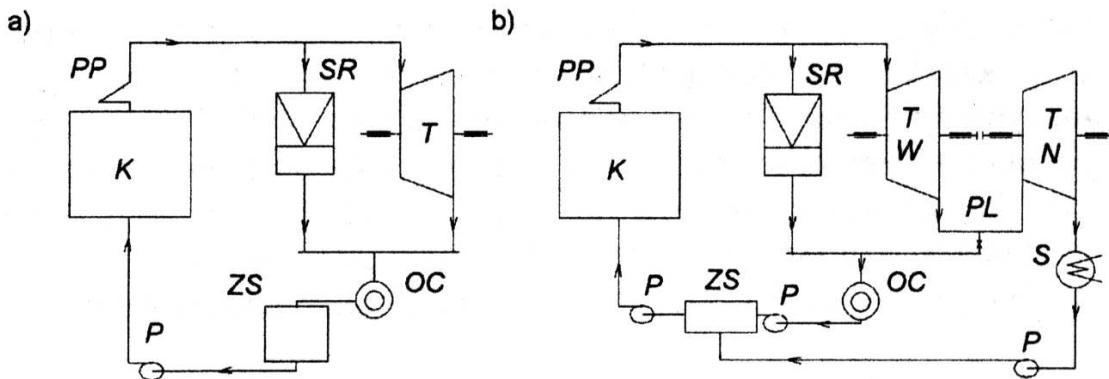
#### 6.4.2.1. Siłownie z turbinami parowymi

Pod pojęciem *siłownia cieplna* należy rozumieć zespół maszyn i urządzeń energetycznych stosowanych w celu transformacji energii chemicznej zawartej w paliwie na energię przekazywaną w postaci mechanicznej, elektrycznej itp. Wśród siłowni cieplnych można wyróżnić siłownie: z turbinami parowymi, gazowymi oraz spalinowymi. Turbina parowa jest jednym z elementów siłowni parowej (rys. 6.42).

Proces spalania prowadzony jest w palenisku kotła parowego  $K$  (według zasad omówionych w rozdziałach 6.2 i 6.3), a „wyprodukowany” czynnik roboczy w postaci pary wodnej (po przegrzaniu w przegrzewaczu  $PP$ ) dopływa rurociągiem  $R$  do turbiny parowej  $T$ , w której rozpręża się wykonując pracę techniczną  $W_t$ . Praca ta może być wykorzystana do napędu określonej maszyny roboczej – np. sprężarki lub generatora prądu elektrycznego – w przypadku elektrowni parowej. W siłowni pokazanej na rys. 6.42 zastosowano *turbinę parową kondensacyjną*, to znaczy para wodna opuszczająca turbinę kierowana jest do skraplacza  $S$ , w którym ulega całkowitemu skropleniu, a powstające skropliny są przetłaczane pompą  $P$  ponownie do kotła parowego  $K$ . Ciśnienie końcowe pary wodnej opuszczającej turbinę kondensacyjną zależy od warunków skraplania pary w skraplaczu  $S$  i jest teoretycznie równe ciśnieniu nasycenia skraplającej się pary wodnej. Obiegi porównawcze siłowni parowych wyposażonych w turbinę kondensacyjną są treścią wykładu z termodynamiki [51] i dlatego nie będą w tym opracowaniu szerzej omawiane.



Rys. 6.42. Schemat ideowy siłowni parowej;  $K$  – kocioł parowy,  $PP$  – przegrzewacz pary,  $R$  – rurociąg łączący kocioł z turbiną,  $T$  – turbina parowa,  $S$  – skraplacz,  $P$  – pompa



Rys. 6.43. Schemat siłowni parowej z zastosowaniem turbiny: przeciwnieprężnej (a) i upustowo-kondensacyjnej (b)

K - kocioł, T - turbina parowa, TW - wysoko prężna, TN - nisko prężna, S - skraplacz, P - pompa, SR - stacja redukcyjna, OC - odbiornik ciepła, PL - przelotnia, ZS - zbiornik skroplin

W siłowni parowej mogą być stosowane również inne typy turbin, a w tym turbiny przeciwnieprężne oraz upustowo-kondensacyjne (rys. 6.43). W przypadku *turbiny przeciwnieprężnej* (rys. 6.43a) wypływająca z niej para wodna (po rozprężaniu) może mieć ciśnienie wyższe od atmosferycznego (brak skraplacza w obiegu siłowni) i jest wykorzystywana do celów grzewczych lub technologicznych. Rozwiązaniem pośrednim między turbiną kondensacyjną i przeciwnieprężną jest turbina upustowo-kondensacyjna (rys. 6.43b). Turbina upustowo-kondensacyjna jest podzielona na część wysoko (*W*)- i niskoprężną (*N*). Po wykonaniu przemiany rozprężania w części wysokoprężnej turbiny para wodna dopływa do tzw. przelotni (*PL*), z której można część pary upuścić i skierować dla celów technologicznych lub grzewczych. Pozostała część pary po rozprężeniu w części niskoprężnej dopływa do skraplacza, pompy i wraca do kotła parowego. Wymienione turbiny przeciwnieprężna i upustowo-kondensacyjna są chętnie stosowane w obiegach siłowni parowych wykorzystywanych do realizacji skojarzonej gospodarki cieplnej.

#### 6.4.2.2. Siłownie z turbinami gazowymi

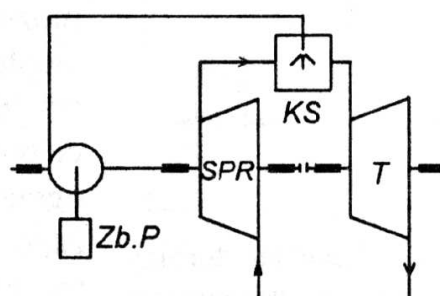
Zasadę działania turbiny gazowej pokazano na rysunku 6.44. W skład turbiny gazowej (nazywanej przez niektórych autorów siłownią gazową) wchodzi następujące urządzenia: sprężarka powietrza *SPR*, komora spalania *KS*, instalacja doprowadzająca paliwo ze zbiornika *Zb.P* do komory spalania oraz turbina gazowa *T* (w przypadku, gdy czynnikiem roboczym są spaliny używa się również nazwy *turbina spalinowa*). Do komory spalania *KS* doprowadzane jest powietrze sprężone w sprężarce wirnikowej *SPR* oraz wtryskiwane paliwo. Powstałe spaliny o wysokim ciśnieniu i temperaturze dopływają do turbiny *T* ulegając rozprężaniu i przekazują wirnikowi koła łopatkowego część energii kinetycznej.

W układzie pokazanym na rys. 6.44 rozprężone spaliny wypływają do otoczenia – jest to turbina spalinowa pracująca w tzw. układzie otwartym. Zasada działania turbiny gazowej (spalinowej) nie różni się (oprócz czynnika) od omówionej uprzednio turbiny parowej (z rys.6.42).. Podkreślić należy, że duża część mocy turbiny (do 70%) przekazywana jest do napędu sprężarki powietrza *SPR*, co nie wpływa korzystnie na efektywność energetyczną układu. Spalanie paliwa w komorze spalania *KS* przebiega przy wysokiej wartości liczby nadmiaru powietrza  $\lambda = 3\div 4$ , przez co uzyskuje się zredukowanie temperatury spalania od wartości ponad  $2000^{\circ}\text{C}$  w komorze spalania do poziomu około  $900^{\circ}\text{C}$ , jako bezpiecznej dla pracy układu łopatek turbinowych.

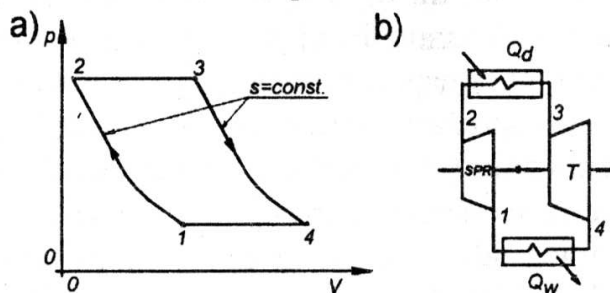
Turbiny pracujące w układzie otwartym znajdują praktyczne zastosowanie w lotnictwie. Ze względów ekologicznych wymagają one paliwa o wysokiej jakości, aby uzyskane spaliny zawierały jak najmniej szkodliwych składników odprowadzanych do atmosfery. W siłowni z turbinami gazowymi pracującymi w układach zamkniętych można spalać gorsze gatunki paliwa.

Wprawdzie praca turbiny gazowej w układzie otwartym nie odpowiada w pełni kryteriom stawianym prawobieżnym obiegom termodynamicznym, można jednak rozpatrywać zastępczy równoważny obieg pokazany w układzie współrzędnych  $p$ - $V$  na rys. 6.45a. Przemiana izentropowa 1-2 odwzorowuje w obiegu porównawczym sprężanie powietrza w sprężarce *SPR*, przemiana 2-3 izobaryczne spalanie w komorze *KS*, natomiast przemiana 3-4 przedstawia izentropowe rozprężanie spalin w turbinie *T*. Przemiana izobaryczna 4-1 odpowiada procesowi wyprowadzenia ciepła z obiegu  $Q_w$ , do wykonania którego trzeba zastosować chłodnicę umieszczoną pomiędzy turbiną *T* i sprężarką *SPR*. Wypełniając warunki konieczne do zrealizowania obiegu 1-2-3-4-1 (zwanego *obiegami porównawczymi Braytona*) dla turbiny gazowej (spalinowej) w układzie zamkniętym zaproponowano schemat podany na rys. 6.45 b.

Wprowadzając modelujący czynnik w postaci gazu doskonałego (zastępujący w układzie rzeczywistym powietrze oraz spaliny) i analizując przemiany



Rys. 6.44. Zasada działania turbiny gazowej; SPR – sprężarka powietrza, KS – komora spalania, T – turbina gazowa, Zb.P – zbiornik paliwa



Rys. 6.45. Obieg *Braytona* (a) w układzie współrzędnych  $p$ - $V$ , oraz schemat turbiny gazowej do jego realizacji (b)

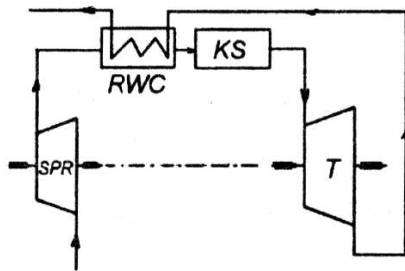
termodynamiczne obiegu *Braytona* określono sprawność termiczną tego obiegu w postaci zależności:

$$\eta_B = 1 - \frac{1}{\xi^{\frac{k-1}{k}}}, \quad (6.18)$$

gdzie

$$\xi = \frac{P_2}{P_1} \quad (6.19)$$

oznacza stosunek sprężania.



Rys. 6.46. Schemat turbiny gazowej z regeneracją ciepła

Sprawność obiegu *Braytona* turbiny gazowej można zwiększyć stosując w obiegu regenerację ciepła (rys. 6.46). W schemacie pokazanym na rys. 6.46 zastosowano regeneracyjny wymiennik ciepła *RWC*, w którym następuje izobaryczne ogrzewanie powietrza podawanego przez sprężarkę *SPR* spalinami wypływającymi z turbiny (po zakończeniu rozprężania). Teoretycznie można założyć, że w warunkach idealnej regeneracji ciepła uzyska się temperaturę powietrza na wy-

plywie z wymiennika *RWC* równą co do wartości temperaturze spalin dopływających do *RWC* (jeżeli *RWC* jest przeciwprądowym wymiennikiem ciepła o nieskończenie dużej powierzchni wymiany ciepła).

Jeżeli w obiegu porównawczym siłowni gazowej założy się, że procesy sprężania (w sprężarce wirnikowej) i rozprężania (w turbinie gazowej) zachodzą izotermicznie (przy pozostawieniu dwóch poprzednich przemian, jako izobarycznych), wówczas uzyskuje się możliwość stosowania pełnej regeneracji ciepła, a obieg taki nosi nazwę *obieg porównawczy Ericsona* [49]. Sprawność takiego obiegu jest równa sprawności obiegu *Carnota* (mówi się, że nastąpiła tzw. *karnotyzacja obiegu*).

### 6.4.3. Kombinowane układy gazowo-parowe

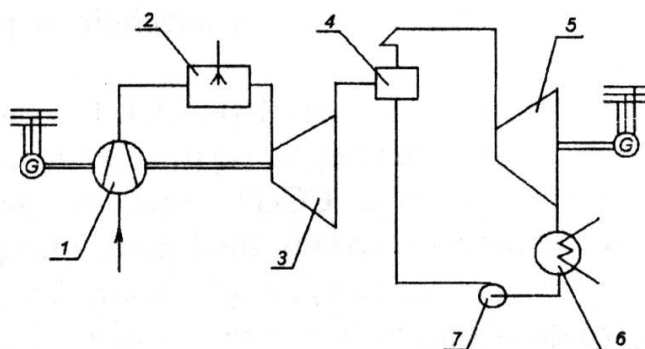
Rozważając w rozdziale 2.5 perspektywy zastosowania nowych technologii energetycznych zwrócono uwagę, że istnieją uzasadnione warunki rozwoju zintegrowanych układów gazowo - parowych, zwłaszcza związanych z czystymi technologiami węglowymi, w tym ze zgazowaniem węgla i kotłami fluidalnymi. Na rys. 6.27 przedstawiono już schemat elektrowni gazowo-parowej pracującej w takim układzie.

Stosując kombinowane układy gazowo-parowe należy wyróżnić dwa istotne problemy. Pierwszym jest to, że sprawność termiczna klasycznych si-

łowni parowych z turbinami kondensacyjnymi jest ograniczona i szanse bezpośredniego jej zwiększenia są niewielkie. Z drugiej strony w siłowniach z turbinami gazowymi spalanie paliwa prowadzone jest przy stosunkowo dużej wartości liczby nadmiaru powietrza, co powoduje skuteczne zmniejszenie sprawności takich siłowni. Okazało się, że zastosowanie połączonych kombinowanych układów gazowo-parowych wpływa w znacznym stopniu na lepsze wykorzystanie entalpii spalin i w konsekwencji podnosi sprawność układu. Rys. 6.47 przedstawia jeden z możliwych wariantów współpracy turbin gazowych (spalinowych) i parowych w kombinowanym układzie siłowni.

Znane już obecnie gazowo-parowe zintegrowane układy ze zgazowaniem węgla mają największe szanse perspektywicznego rozwoju. Istotnym jest dalszy sukcesywny rozwój i doskonalenie konstrukcji kotłów ze spalaniem fluidyzacyjnym. Układy gazowo-parowe znajdują szerokie zastosowanie w szeroko rozumianej skojarzonej gospodarce ciepłno-elektrycznej (uzyskiwanie produktów finalnych w postaci ciepła i energii elektrycznej). Prowadzone są szeroko zakrojone prace badawcze w kierunku projektowania układów o wysokiej sprawności energetycznej. Wśród przyszłościowych układów skojarzonych należy wymienić [27, 120]:

- *PFBC (Pressurized Fluidized Bed Combustion)* – spalanie ciśnieniowe w złożu fluidalnym; sprawność energetyczna na poziomie około 40%,
- *IGCC (Integrated Gasification Combined Cycle)* – kombinowany obieg zintegrowany ze zgazowaniem paliwa; sprawność około 42%,
- *IGHAT (Integrated Gasification Humid Air Turbine)* – obieg zintegrowany ze zgazowaniem paliwa i wykorzystaniem turbiny powietrznej; sprawność około 45%,
- *IGMCFE (Integrated Gasification Molten Carbonate Fuel Cell)* – obieg zintegrowany ze zgazowaniem paliwa połączony z kwasowęglowymi ogniwami paliwowymi; sprawność około 48%,
- *AGMCFE (Advance Gasification Molten Carbonate Fuel Cell)* – następna nowa generacja technologii *IGMCFE* o sprawności około 60%.



Rys. 6.47. Przykładowy schemat kombinowanego układu elektrowni z zastosowaniem turbin gazowej i parowej  
1 - sprężarka, 2 - komora spalania, 3 - turbina gazowa, 4 - kocioł parowy, 5 - turbina parowa, 6 - skraplacz, 7 - pompa kondensatu

Dwie ostatnie technologie energetyczne stanowią przyszłościowe zastosowanie węgla kamiennego. Poza tym technologie kombinowanych obiegów zintegrowanych typu *CCGT* (*Combined Cycle Gas Turbine*) stwarzają nowe pole ekspansji gazu ziemnego w energetyce, a w szczególności [120]:

- zmniejszenie kosztów inwestycyjnych w porównaniu z elektrowniami węglowymi o około 50%,
- elektrownia typu CCGT może być oddana do eksploatacji w czasie krótszym o 70%, w porównaniu z węglową,
- elektrownia gazowa zużywa o około 40% mniej wody chłodzącej i zajmuje o ok. 15% mniejszą powierzchnię w porównaniu z węglową o tej samej mocy,
- sprawność elektrowni typu CCGT wynosi około 55%, zaś typowej węglowej do 38%; zmniejsza się również znacząco emisja CO<sub>2</sub>,
- elektrownie typu CCGT mogą być budowane w systemie modułowym (kombinowane układy modułowe mogą być budowane z turbiną gazową, parową i generatorem prądu elektrycznego na wspólnym wale).

Bardzo duże znaczenie w rozwoju nowych technologii będzie miało doskonalenie konstrukcji znanych już obecnie urządzeń energetycznych. Ich zasada działania jest na ogół znana, lecz sprawność nie jest obecnie zadowalająca. Wśród tego typu urządzeń należy wymienić następujące:

- *pompę ciepła* (pozwala na transport energii za pomocą ciepła ze źródła o niskim potencjale energetycznym do źródła o potencjale wyższym; „pompowanie” energii za pomocą ciepła lub w języku potocznym „pompowanie ciepła” – stąd nazwa pompa ciepła);
- *ogniwo paliwowe* - zasada działania polega na zamianie w sposób ciągły i bezpośredni energii chemicznej w energię elektryczną, z pominięciem przenoszenia energii za pomocą ciepła;
- *rurę cieplną* - zasada działania: transport energii wewnątrz rury z wykorzystaniem przemian fazowych czynnika – parowanie i skraplanie – odbywających się na końcach rury;
- *generatory fotoelektryczne* (wykorzystanie zjawisk fotoelektrycznych i fotowoltaicznych);
- *generator termoelektronowy* - zjawisko termoemisji elektronów z nagrzanego ciała stałego wywołane impulsem cieplnym;
- *generator termoelektryczny* - zjawiska termoelektryczne zachodzące w obwodzie zamkniętym złożonym z dwóch różnych metali, których końce znajdują się w różnych temperaturach;
- *generator magnetohydrodynamiczny* - zasada działania polega na wytworzeniu energii elektrycznej bezpośrednio z cieplnej.

Niektóre z tych urządzeń przedstawiono w rozdziale 7.



## 7. Wybrane niekonwencjonalne urządzenia energetyczne

W rozdziale przedstawiono wybrane niekonwencjonalne urządzenia energetyczne, które mają perspektywiczne szanse zastosowania zarówno w skali gospodarstwa domowego, jak i szeroko pojętej energetyki. Szczególną uwagę zwrócono na te urządzenia, w których następuje bezpośrednia konwersja energii cieplnej w elektryczną, urządzenia związane z techniką solarną oraz pompy ciepła.

### 7.1. Urządzenia do bezpośredniej konwersji energii cieplnej w elektryczną

Powszechnie stosowane są konwencjonalne metody konwersji energii prowadzące do uzyskiwania, energii elektrycznej dla celów użytkowych. W tym łańcuchu przemian energetycznych występują ogniwa, w których strata energii jest bardzo duża. W klasycznych elektrowniach cieplnych zachodzą przemiany energetyczne w łańcuchu:

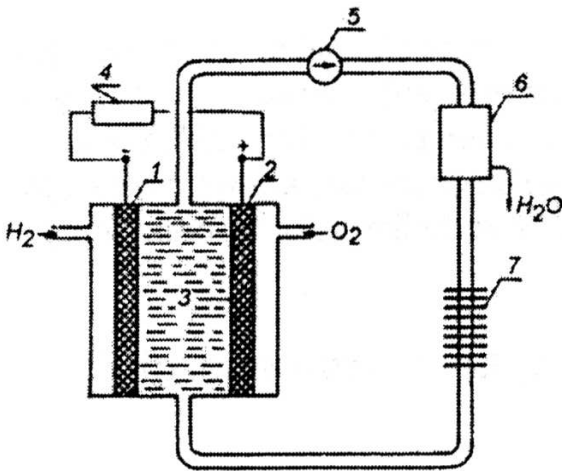
*spalanie* → *praca mechaniczna* → *przemiana elektromagnetyczna*.

Wyeliminowanie niektórych ogniw miałoby korzystny wpływ na uproszczenia konstrukcyjne urządzeń oraz wzrost sprawności procesu. Do przetworników pozwalających na bezpośrednią konwersję energii przekazywanej za pomocą ciepła w energię prądu elektrycznego należą ogniwo paliwowe oraz generatory: magnetohydrodynamiczny, fotowoltaiczny, termioniczny i termoelektryczny. Przedstawiono ogólną charakterystykę niektórych urządzeń tego typu.

#### 7.1.1. Ogniwo paliwowe

Ogniwo paliwowe (skonstruowane po raz pierwszy w 1839 roku przez *Williamą Grove'a*) pozwala na bezpośrednią zamianę energii chemicznej paliwa na energię przekazywaną za pomocą prądu elektrycznego („energię elektryczną”). W ogniwie realizuje się elektrochemiczną reakcję utleniania paliwa, zwaną niekiedy „zimnym spalaniem”. Ogólna zasada działania ogniwa paliwowego polega na wydzieleniu z paliwa elektronów, ich przeniesieniu przez obwód zewnętrzny do utleniacza i połączeniu (z udziałem elektrolitu) powstałych na elektrodach jonów w produkt końcowy. Ogniwo paliwowe należy do grupy ogniw galwanicznych, podobnie jak akumulatory i baterie jednorazowe, jednak różni się od nich tym, że związki wchodzące w reakcje elektrochemiczne nie są magazynowane wewnątrz ogniwa, ale dostarczane na zewnątrz w sposób ciągły.

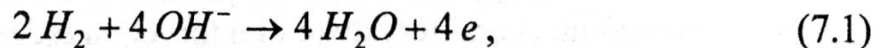
Na rys. 7.1 przedstawiono schemat ilustrujący zasadę działania wodorowo-tlenowego ogniwa paliwowego.



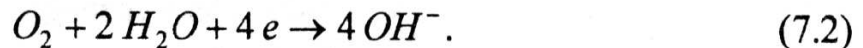
Rys. 7.1. Schemat zasady działania ogniwa paliwowego [18, 32];  
1 – elektroda ujemna, 2 – elektroda dodatnia, 3 – elektrolit, 4 – obwód zewnętrzny, 5 – pompa, 6 – oddzielnik wody, 7 – chłodnica

Podstawowymi elementami ogniwa paliwowego są: elektrody 1 i 2 (o strukturze porowatej), elektrolit 3, obwód zewnętrzny 4 oraz elementy pomocnicze, w tym: pompa 5, oddzielnik wody 6 i chłodnica 7. Elektrody wykonuje się ze sproszkowanych i spiekanych metali, węgla lub tworzyw sztucznych, przy czym dodaje się zwykle odpowiednie katalizatory powodujące intensyfikację procesów przy elektrodach. Na rys. 7.1 pokazano klasyczne ogniwo paliwowe wodorowo-tlenowe, w którym zastosowano elektrody węglowe, a między nimi przepływa elektrolit w postaci 30÷40 procentowego wodnego roztworu wodorotlenku potasu tworzący jony  $K^+$  i  $OH^-$ .

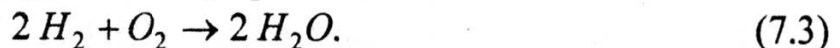
Elektrody powodują oddzielenie wodoru i tlenu od elektrolitu. W porowatej strukturze elektrod wyróżnia się obszary aktywne i pasywne w stosunku do paliwa (wodoru), utleniacza (tlenu z powietrza) i elektrolitu. Do elektrody ujemnej 1 doprowadza się wodór, który rozpuszczając się w elektrolicie bierze udział w elektrochemicznej reakcji typu:



gdzie symbolem  $e$  oznaczono elektron. Przy tej elektrodzie zachodzi proces utleniania paliwa (wodoru) połączony z uwolnieniem elektronów, które przepływają przez obwód zewnętrzny 4. Tlen doprowadzony do elektrody 2 reaguje (przy powierzchni elektrody) z cząsteczkami wody przy udziale elektronów dopływających z katody, według reakcji:



Jony  $OH^-$  przepływają wewnątrz ogniwa zamykając obwód. Cząstkowe reakcje (7.1) i (7.2) tworzą reakcję całkowitą o postaci:



Jest to reakcja odwrotna do elektrolizy. Z zasady działania ogniwa paliwowego typu wodorowo-tlenowego wynika, że końcowym produktem reakcji jest woda, przy czym należy ją odprowadzać w sposób ciągły z elektrolitu. Do tego celu stosuje się dodatkowe elementy 5, 6 i 7 (układu z rys. 7.1). Elementy te pozwalają także na odprowadzenie ciepła reakcji, bowiem praca ogniwa powinna

przebiegać w stałej optymalnej temperaturze, która dla omawianego typu ogniwa wynosi  $60\div 70^{\circ}\text{C}$ , zaś przy stosowaniu elektrod niklowych  $200\div 250^{\circ}\text{C}$ . Ogniwa takie należą do grupy ogniów niskotemperaturowych. Pojedyncze ogniwo wytwarza napięcie o wartości  $0,5\div 0,9\text{ V}$  i dlatego z reguły ogniwo paliwowe wykonuje się w postaci stosu generatora zawierającego nieraz kilkaset ogniów pojedynczych, w celu osiągnięcia wymaganego poziomu napięcia.

Sprawność termiczną idealnego procesu elektrochemicznego w ogniwie paliwowym określa się ze wzoru:

$$\eta_t = \frac{\Delta G}{\Delta H}, \quad (7.4)$$

gdzie  $\Delta G$  jest zmianą potencjału termodynamicznego (entalpii swobodnej), natomiast  $\Delta H$  zmianą entalpii (równą ciepłu reakcji chemicznej). W warunkach standardowych ( $t = 25^{\circ}\text{C}$ ,  $p = 0,1\text{ MPa}$ ) sprawność termiczna  $\eta_t$ , w zależności od rodzaju paliwa wynosi: dla wodoru – 83%, metanolu – 97,1%, węgla – około 100%. Sprawność rzeczywista procesu jest znacznie niższa wskutek polaryzacji elektrod, strat substancji czynnej, ubocznych reakcji chemicznych [32].

Ogniwa paliwowe dzieli się w zależności od rodzaju stosowanego elektrolitu oraz temperatury pracy. W literaturze [27, 128, 129] wymienia się następujące rodzaje ogniów paliwowych (OP):

- a) OP z elektrolitem polimerowym typu *PEFC* (ang.: *Polymer Electrolyte Fuel Cell*) oraz *PEMFC* (ang.: *Proton Exchange Membrane Fuel Cell*); elektrolit: stały polimer typu *NAFION*, elektrody: węglowe, utleniacz: tlen z powietrza; temperatura pracy około  $100^{\circ}\text{C}$  (ogniwo niskotemperaturowe);
- b) OP z elektrolitem zasadowym typu *AFC* (ang.: *Alkaline Fuel Cell*); elektrolit: 35÷38% wodny roztwór *KOH* lub *NaOH*, elektrody: metalowe lub węglowe, paliwo:  $\text{H}_2$ , utleniacz: tlen z powietrza, temperatura pracy  $60\div 220^{\circ}\text{C}$  (OP nisko- lub średniotemperaturowe);
- c) OP z elektrolitem w postaci kwasu fosforowego typu *PAFC* (ang.: *Phosphoric Acid Fuel Cell*); elektrolit: stężony kwas fosforowy  $\text{H}_3\text{PO}_4$ , elektrody: węglowe, paliwo: gaz ziemny, utleniacz: tlen z powietrza, temperatura pracy około  $200^{\circ}\text{C}$  (OP średniotemperaturowe);
- d) OP z elektrolitem w postaci stopionych węglanów typu *MCFC* (ang.: *Molten Carbonate Fuel Cell*); elektrolit: stopiony eutektyk  $\text{Li}_2\text{CO}_3 + \text{K}_2\text{CO}_3$  lub  $\text{Li}_2\text{CO}_3 + \text{Na}_2\text{CO}_3$ ; elektrody: metalowe, paliwo: gaz ziemny lub węglowy, utleniacz: tlen z powietrza, temperatura pracy około  $650^{\circ}\text{C}$  (OP wysokotemperaturowe);
- e) OP z elektrolitem rurkowym ze stałych tlenków typu *TSOFC* (ang.: *Tubular Solid Oxide Fuel Cell*); elektrolit: tlenek cyrkonowy  $\text{ZrO}_2$

z tlenkiem itru, paliwo: gaz węglowy, elektrody: ceramiczne, utleniacz: tlen z powietrza, temperatura pracy około 1000°C (*OP* wysokotemperaturowe);

- f) *OP* z elektrolitem ze stałych tlenków typu *ITSOFC* (ang.: *Intermediate Temperature Solid Oxide Fuel Cell*); elektrolit: cienkie warstwy z materiału stosowanego w ogniwach typu *TSOFC*; temperatura pracy: około 600÷800°C (*OP* wysokotemperaturowe);
- g) *OP* typu *DMFC* (ang.: *Direct Methanol Fuel Cell*), z elektrolitem podobnym jak w *PEFC*; następuje tu bezpośrednio utlenianie metanolu  $CH_3OH$ .

Do zalet ogniw paliwowych zalicza się to, że jedynymi ubocznymi produktami są woda i ciepło odpadowe (które można wykorzystać dla celów grzewczych), pracują cicho i efektywnie oraz istnieje możliwość pełnej automatyzacji pracy układu. Wśród wad ogniw paliwowych wymienia się przede wszystkim ich wysoki aktualnie koszt.

Pierwszą generację ogniw paliwowych stanowiły ogniwa typu *PAFC* (jednostka PC-25 miała moc elektryczną ok. 200 kW, moc cieplną 264 kW, przy temperaturze czynnika grzewczego około 60°C). Ogniwa *MCFC* i *SOFC* reprezentują odpowiednio drugą i trzecią generację, a w niedalekiej przyszłości ogniwa typu *PEM* mogą znaleźć dogodne warunki do ich komercjalizacji [128].

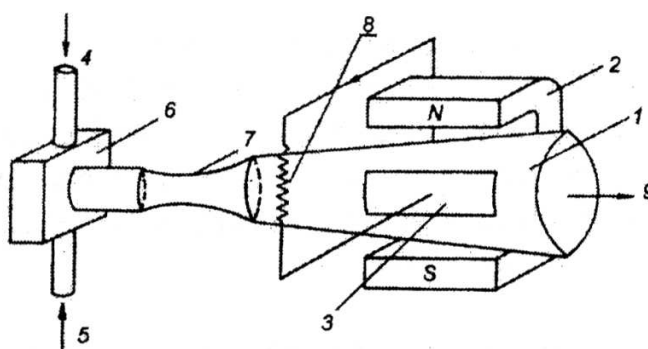
Należy zwrócić uwagę na bardzo szeroki zakres zastosowania ogniw paliwowych, począwszy od zasilania małych przenośnych odbiorników (telefony komórkowe, komputery), silników samochodowych i okrętów do zastosowania w elektrowniach stacjonarnych o mocy wielu megawatów (rzędu 200 MW – zwłaszcza ogniwa typu *MCFC*). Ogniwa paliwowe typu *PEFC* i *AFC* o mocy 1÷kW były z powodzeniem stosowane w programach kosmicznych *Gemini* i *Apollo*, a obecnie są wykorzystywane w silnikach samochodowych [27]. W energetyce znajdują w najbliższej przyszłości szersze, niż obecnie zastosowanie ogniwa paliwowe typu *PAFC*, *MCFC* i *SOFC*.

### 7.1.2. Generator magnetohydrodynamiczny

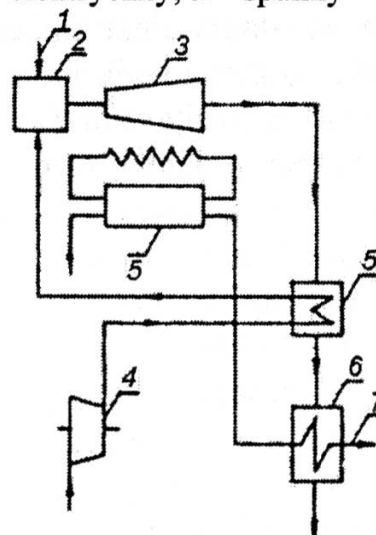
Generator magnetohydrodynamiczny (oznaczany symbolem *MHD*), zwany niekiedy również magnetoplazmodynamicznym [18], jest przetwornikiem energii, w którym realizuje się bezpośrednio konwersję energii cieplnej (to znaczy energii przekazywanej za pomocą ciepła) w energię elektryczną (przekazywaną na drodze pracy prądu elektrycznego).

Zasadę działania generatora *MHD* pokazano na rysunku 7.2. Nie różni się ona praktycznie od klasycznej metody indukcji siły elektromotorycznej w przewodniku metalowym poruszającym się w polu elektromagnetycznym. Rolę ruchomego przewodnika w generatorze *MHD* pełni strumień przepływającego silnie zjonizowanego gazu zwanego *plazmą*. Pod pojęciem *plazmy* należy rozumieć mieszaninę elektronów, jonów i cząsteczek neutralnych. W polu magnetycznym wytworzonym między biegunami elektromagnesu następuje hamowanie czynnika roboczego (procesowi hamowania podlegają tylko cząstki naładowane, których jest znacznie mniej od pozostałych). Według [32] plazma przepływająca z dużą prędkością w polu magnetycznym zużywa część swojej energii na pokonanie sił pola elektromagnetycznego, które powstają w wyniku wzajemnego oddziaływania z nim indukowanych prądów elektrycznych.

Do komory spalania 6 (rys. 7.2) dopływa paliwo 4 oraz utleniacz 5, przy czym do paliwa dodaje się pewną ilość soli metali alkalicznych (tzw. *posiew*), którego zadaniem jest zwiększenie przewodności elektrycznej plazmy. Spaliny o wysokiej temperaturze (podlegające jonizacji) opuszczają komorę spalania i dopływają do dyszy 7 (osiągając w niej prędkość rzędu 1000 m/s), a następnie do kanału generatora 1. Na przeciwległych ścianach kanału 1 umieszczono elektrody 3, do których podłącza się odbiornik energii elektrycznej 8. Spaliny po wypływie z generatora mają jeszcze bardzo wysokie parametry i mogą być wykorzystane w kotłach produkujących parę wodną do napędu turbin.



Rys. 7.2. Zasada działania generatora magneto-hydrodynamicznego (MHD) [32];  
1 – kanał przepływowy plazmy, 2 – elektromagnes, 3 – elektrody, 4 – paliwo z posiewem, 5 – utleniacz, 6 – komora spalania, 7 – dysza, 8 – odbiornik elektryczny, 9 – spaliny



Rys. 7.3. Schemat ideowy elektrowni cieplnej z członem MHD [32]  
1 – paliwo, 2 – komora spalania, 3 – generator MHD, 4 – sprężarka, 5 – wymiennik ciepła, 6 – wytwornica pary, 7 – dopływ do turbiny gazowej

W praktyce generatory *MHD* stosowane w elektrowniach magnetohydrodynamicznych mogą pracować w dwóch systemach, to znaczy jako jednostki autonomiczne i niezależne lub w skojarzeniu z konwencjonalnymi blokami elektrowni parowych. W drugim wariantcie pracy osiąga się sprawność przemian w przedziale 50÷60%. Na rys. 7.3 przedstawiono schemat ideowy elektrowni z członem *MHD*.

### 7.1.3. Generator fotowoltaiczny

Generator fotowoltaiczny jest przetwornikiem energii (zaliczanym do grupy fotoelektrycznych), w którym następuje bezpośrednia konwersja energii promieniowania (np. świetlnego) w energię elektryczną. *Zjawisko fotowoltaiczne* polega na powstawaniu siły fotoelektromotorycznej na złączu dwóch różnych materiałów (np. przewodnika i półprzewodnika lub dwóch półprzewodników) pod wpływem działania elektromagnetycznego (np. promieniowania słonecznego). Zjawisko to zostało odkryte w 1839 roku przez *A.C. Becquerela* [10, 29]. Obecnie ogniwa fotowoltaiczne (zwane też ogniwami słonecznymi) budowane są jako przetworniki półprzewodnikowe krzemowe. Wchodzą one w skład większych układów nazywanych modułami fotowoltaicznymi o mocy 10÷200 W prądu stałego. Moduły wykorzystuje się z kolei do budowy tzw. systemów fotowoltaicznych (np. systemy typu *PV*), które można już stosować w sprzężeniu z siecią energetyczną [30].

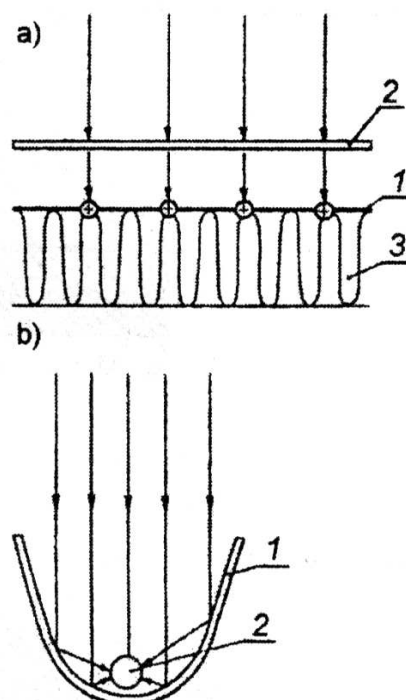
Obecnie produkowane moduły ogniwa fotowoltaicznych dostarczają energię elektryczną po kilkakrotnie wyższych kosztach, niż ze źródeł konwencjonalnych. Jednak mogą być atrakcyjnym źródłem energii elektrycznej przy utrudnionym dostępie odbiorcy do infrastruktury elektrycznej. Ogniwa tego typu dają bardzo dobre efekty przy współpracy z systemami solarnymi. Istnieją interesujące projekty orbitalnych elektrowni przesyłających energię elektryczną w układzie mikrofal [4]. Ogniwa fotowoltaiczne znajdują obecnie zastosowanie w takich przypadkach jak: zasilanie telewizyjnych stacji przekaźnikowych, łącz telekomunikacyjnych, automatycznych stacji meteorologicznych, latarni nawigacji morskiej, kolejowych urządzeń sygnalizacyjnych itp. Prowadzone prace badawcze zmierzają do zwiększenia sprawności tego typu przetworników energii oraz obniżenia ich kosztu [30, 32].

## 7.2. Urządzenia stosowane w energetyce słonecznej

Urządzenia stosowane w energetyce słonecznej są perspektywicznymi niekonwencjonalnymi rozwiązaniami, które będą szeroko stosowane w XXI wieku. W rozdziale przedstawiono zarys problemów zastosowania techniki solarnej, które mają największe szanse w warunkach polskich.

Gęstość energii promieniowania słonecznego docierającego do powierzchni Ziemi zależy głównie od szerokości geograficznej i pory roku. Największa gęstość promieniowania słonecznego występuje w strefie tropikalnej, a w dłuższym przedziale czasu również w strefie klimatu umiarkowanego, około  $40^\circ$  szerokości geograficznej. Polska leży pomiędzy  $49^\circ$  a  $54^\circ 30'$  szerokości geograficznej północnej, a więc ma porównywalne warunki nasłonecznienia do takich krajów jak Niemcy, Francja, czy Dania. Do oceny tych warunków bierze się pod uwagę dwa podstawowe kryteria: średnioroczne nasłonecznienie [godz./rok] oraz średnią roczną gęstość promieniowania słonecznego [ $\text{kW}\cdot\text{h}/(\text{m}^2\cdot\text{a})$ ]. Pierwsza z tych wartości wynosi dla obszaru Polski około 1600 godzin/rok (od  $1300\div 1900$  godz./rok w zależności od regionu kraju), zaś druga zmienia się w przedziale  $950\div 1250$   $\text{kW}\cdot\text{h}/(\text{m}^2\cdot\text{a})$  (największe wartości występują w regionach południowo-wschodnich) [29].

Systemy wykorzystujące energię promieniowania słonecznego dzielą się na dwie grupy [35]: systemy aktywne (czynne) i pasywne (bierne). W systemie *aktywnym* wykorzystuje się konwersję energii *fototermicznej* – z zastosowaniem absorberów w kolektorach słonecznych oraz konwersję *fotowoltaiczną* – umożliwiającą zamianę energii promieniowania słonecznego w energię elektryczną z ogniw słonecznych. *Systemy pasywne (bierne)* – są to systemy, w których konwersja energii zachodzi w sposób naturalny w samej konstrukcji obiektu (np. w budynku mieszkalnym), dzięki odpowiednio zaprojektowanym rozwiązaniom strukturalnym tego obiektu.

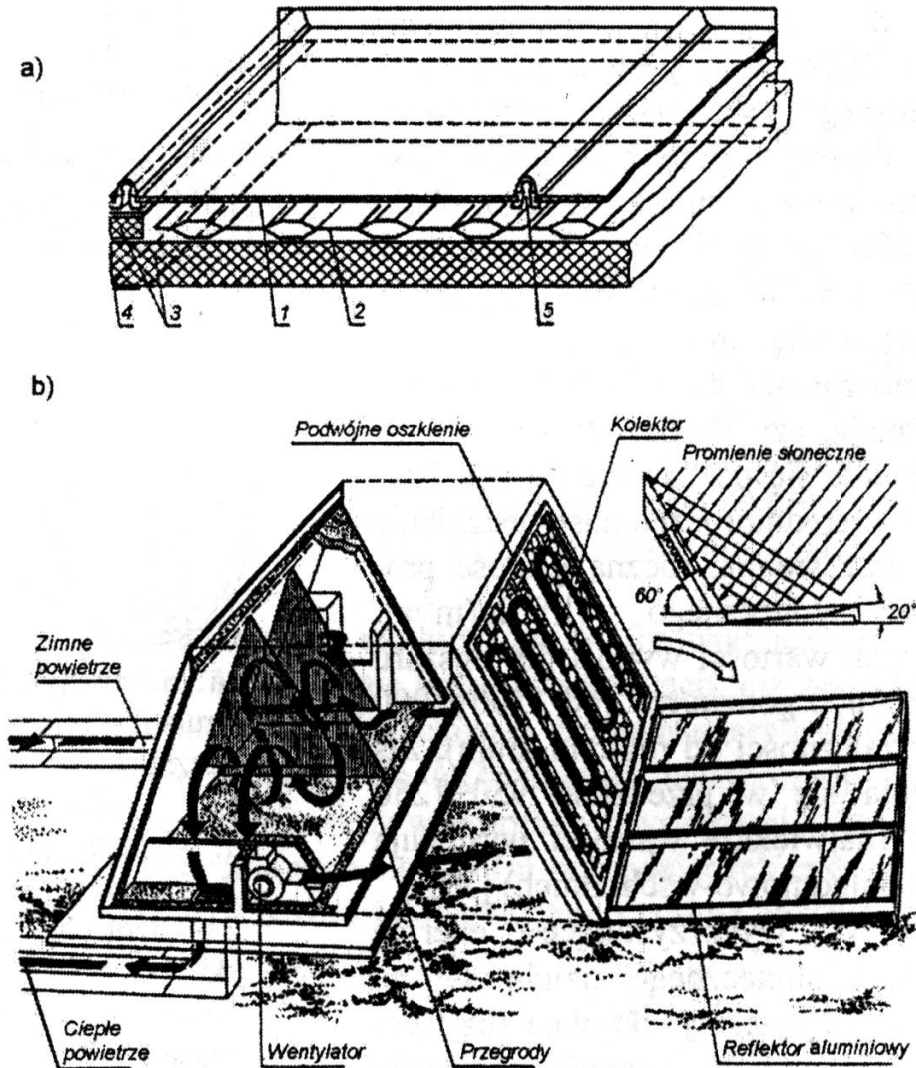


Rys. 7.4. Schematy ideowe konstrukcji kolektorów słonecznych

- a) kolektor płaski:  
 1 – płyta pochłaniająca,  
 2 – pokrycie przezroczyste,  
 3 – izolacja; b) kolektor skupiający:  
 1 – reflektor lustrzany,  
 2 – rura pochłaniająca

### 7.2.1. Aktywne systemy konwersji energii słonecznej

Podstawowym elementem aktywnego systemu konwersji energii promieniowania słonecznego jest kolektor słoneczny. Zadaniem kolektora słonecznego jest absorpcja energii słonecznej i jej transformacja w energię cieplną przekazywaną do czynnika roboczego. Wyróżnia się dwa typy konstrukcyjne kolektorów słonecznych, to znaczy kolektory płaskie oraz skupiające, których schematy ideowe przedstawiono na rys. 7.4.



Rys. 7.5. Typy konstrukcyjne kolektorów słonecznych płaskich [38]

kolektor wodny: 1 – płyta szklana, 2 – płyta pochłaniająca, 3 – izolacja, 4 – rama, 5 – listwa mocująca; b) kolektor powietrzny

W kolektorze płaskim następuje absorpcja promieniowania słonecznego przez całą powierzchnię absorbera, natomiast w kolektorze skupiającym znajdują się dodatkowe elementy tzw. koncentratory (np. w postaci rury) skupiające wiązki promieniowania przed procesem absorpcji (powierzchnia pochłaniania kolektorów skupiających jest więc znacznie mniejsza w porównaniu z płaskimi). Naj-



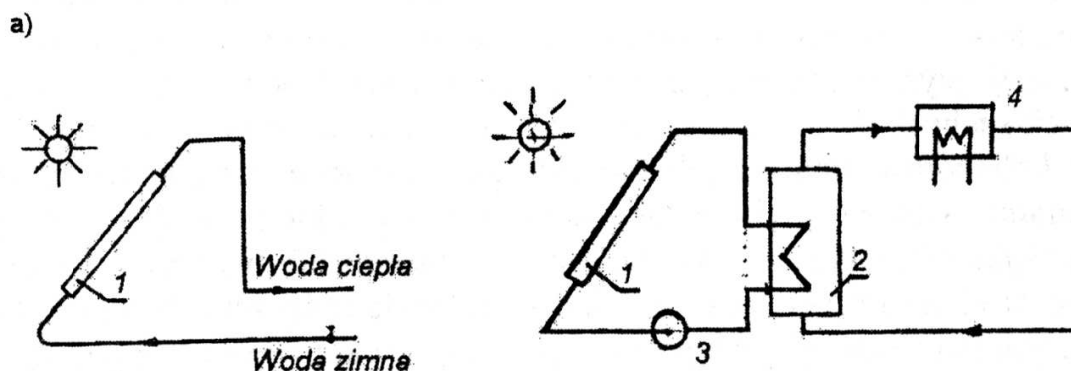
większe zastosowanie, zwłaszcza w warunkach polskich mają kolektory słoneczne płaskie. Czynnikiem roboczym w tego typu kolektorach może być ciecz (woda, olej, płyn niezamarzający) lub gaz (najczęściej powietrze) - w tzw. kolektorach suchych. Rys. 7.5 prezentuje przykładowe konstrukcje wymienionych typów kolektorów słonecznych cieczowego i suchego. Charakterystycznymi elementami składowymi kolektora słonecznego płaskiego są [35, 38]: *plyta pochłaniająca* (tzw. absorber) – wykonana z metalu lub tworzywa sztucznego (w postaci elementu płyty płaskiej lub w układzie połączonych rur) o dużym współczynniku absorpcji, *pokrycie* – wykonane zwykle w postaci płyty szklanej o dużej przepuszczalności promieniowania słonecznego oraz *obudowa kolektora* – konstrukcja wiążąca elementy kolektora.

W warunkach polskich kolektory płaskie mogą mieć z powodzeniem zastosowanie dla celów grzewczych w następujących przypadkach [103]:

- do podgrzewania ciepłej wody użytkowej w budownictwie (jedno- lub wielorodzinnym) oraz dla celów rolniczych,
- do podgrzewania wody w basenach kąpielowych odkrytych i zamkniętych i w innych obiektach sportowo-rekreacyjnych,
- do ogrzewania pomieszczeń w mono- i biwalentnych [79] warunkach pracy układów grzewczych,
- do suszenia płodów rolnych oraz podgrzewania warstwy ziemi uprawnej np. w szklarniach,
- do celów klimatyzacyjnych pomieszczeń w okresie letnim,
- do podgrzewania wody w stawach hodowlanych ryb.

Zasady szczegółowych obliczeń cieplno-przepływowych kolektorów słonecznych podano w dostępnej literaturze [9, 10, 35, 38, 114].

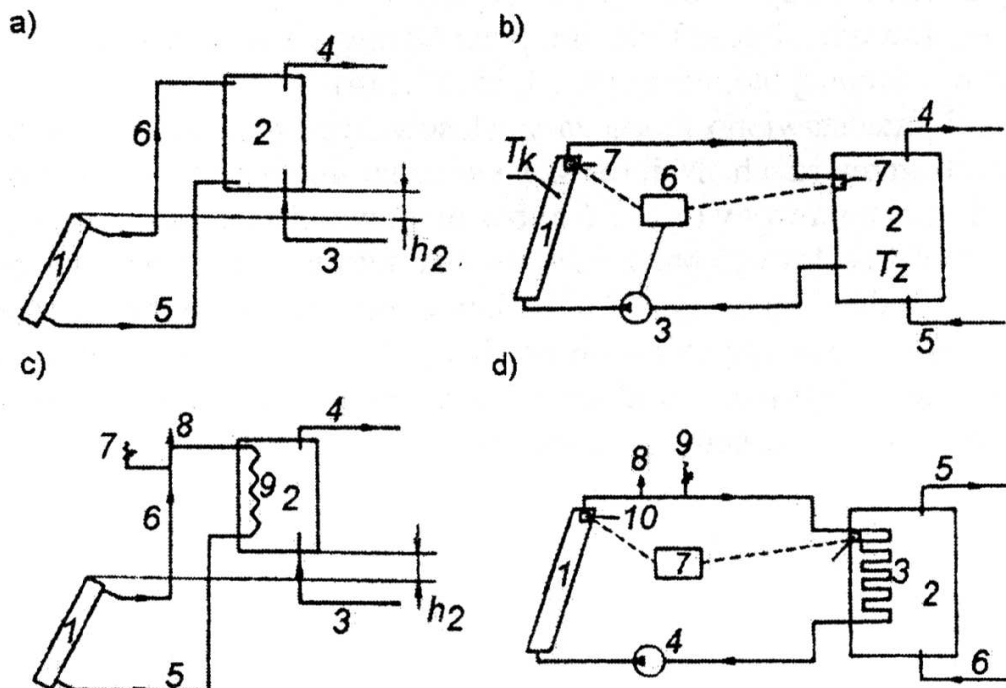
Poniżej przedstawiono krótki zarys stosowanych rozwiązań w słonecznych systemach grzewczych. Najprostszym rozwiązaniem jest system bezpośredniego podgrzewania wody (rys. 7.6 a) bez możliwości stabilizacji jej temperatury zależnej od chwilowego natężenia promieniowania słonecznego i poboru. W układach pośrednich (np. rys. 7.6 b) konieczne są dodatkowe elementy w postaci: pomp cyrkulacyjnych (w obiegach wymuszonych), wymienniki ciepła, zbiorniki akumulacyjne, urządzenia zabezpieczające, układy kontrolno-pomiarowe i dodatkowe elementy pomocnicze.



Rys. 7.6. Schematy ideowe podstawowych systemów grzewczych z kolektorami słonecznymi płaskimi ;

a) system grzewczy bezpośredni: 1 – kolektor słoneczny; b) system grzewczy pośredni: 1 – kolektor słoneczny, 2 – zbiornik magazynujący, 3 – pompa cyrkulacyjna, 4 – pomocniczy pod grzewacz wody

Na rys 7.7 ÷ 7.10 przedstawiono przykładowe rozwiązania wariantowe systemów słonecznych do podgrzewania wody. Rys. 7.8 podaje schemat instalacji ciepłej wody użytkowej z kolektorami słonecznymi w zastosowaniu do domku jednorodzinnego. Na rys. 7.9 przedstawiono przykład zastosowania instalacji słonecznej do suszenia płodów rolnych oraz podgrzewania warstwy gruntu w szklarniach i tunelach foliowych, zaś na rys. 7.10 schemat instalacji do podgrzewania wody w basenie kąpielowym (podobne rozwiązanie może być zastosowane w przypadku podgrzewania wody w stawach hodowlanych ryb).



Rys. 7.7. Wariantowe rozwiązania instalacji słonecznych do celów ciepłej wody użytkowej [71, 72];

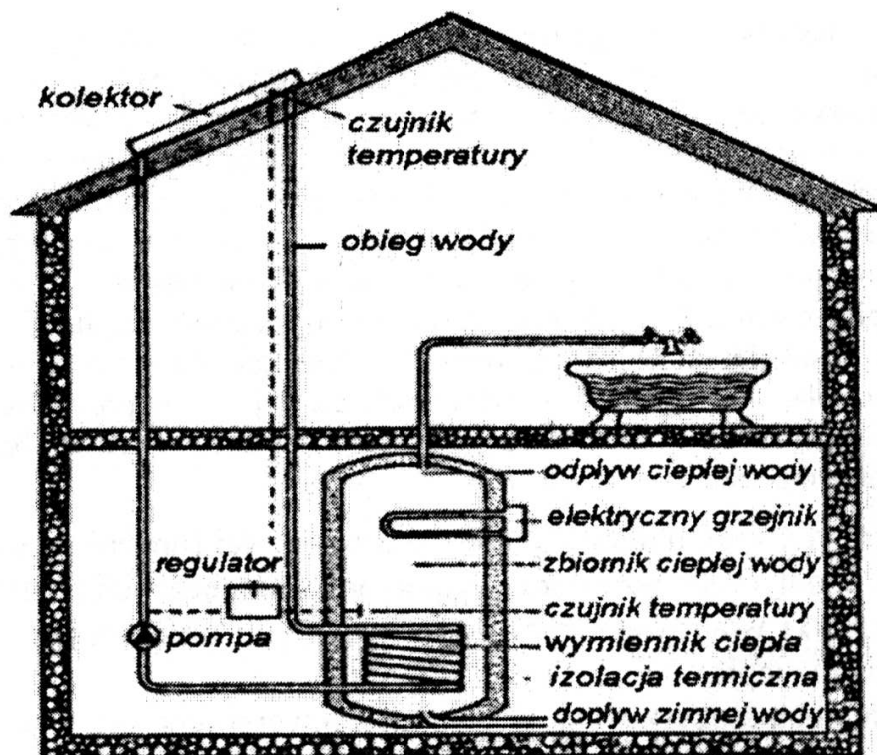
c.d. opisu do rys.7.7:

a) termosyfonowa instalacja z obiegiem otwartym: 1 – kolektor słoneczny, 2 – zbiornik, 3 – doprowadzenie wody, 4 – wylot wody ciepłej, 5 – przewód opadowy, 6 – przewód podnoszący; b) termosyfonowa instalacja z obiegiem otwartym: 1 – kolektor słoneczny, 2 – zbiornik, 3 – pompa, 4 – wylot wody ciepłej, 5 – doprowadzenie wody zimnej, 6 – regulator różnicowy temperatury, 7 – czujnik temperatury; c) termosyfonowa instalacja z obiegiem zamkniętym: 1 – kolektor słoneczny, 2 – zbiornik, 3 – dopływ wody zimnej, 4 – wylot wody ciepłej, 5 – przewód opadowy, 6 – przewód odprowadzający, 7 – zawór bezpieczeństwa, 8 – odpowietrznik, 9 – wymiennik ciepła; d) instalacja z wymuszonym zamkniętym obiegiem wody: 1 – kolektor słoneczny, 2 – zbiornik, 3 – wymiennik ciepła, 4 – pompa, 5 – wylot wody ciepłej, 6 – doprowadzenie wody zimnej, 7 – regulator różnicowy temperatury, 8 – odpowietrznik, 9 – zawór bezpieczeństwa, 10 – czujnik temperatury

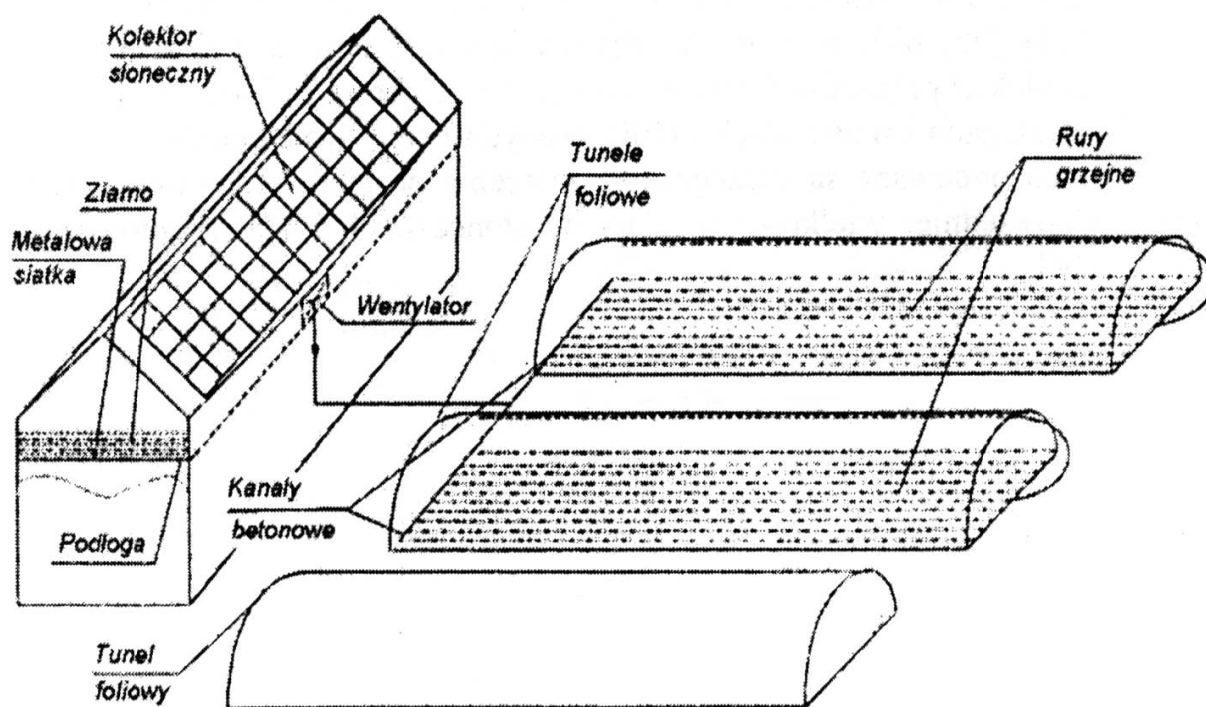
Szczególną uwagę należy zwrócić na możliwości (obecnie mało w Polsce doceniane), a dotyczące współpracy kolektorów słonecznych z instalacjami z zakresu energetyki wiatrowej, oraz z absorpcyjnymi urządzeniami chłodniczymi i z pompami ciepła.

Energia cieplna uzyskiwana w wyniku konwersji energii promieniowania słonecznego w kolektorze może być energią napędową sorpcyjnych urządzeń chłodniczych. Kolektory słoneczne mogą bardzo dobrze współpracować z absorpcyjnymi urządzeniami chłodniczymi (rys. 7.12), a także z absorpcyjnymi pompami ciepła. Absorpcyjne urządzenia chłodnicze okresowego i ciągłego działania [65, 67], w których odpowiednio dobrano zespół sorpcyjny znajdują w niedalekiej przyszłości trwałe miejsce w energetyce polskiej [69].

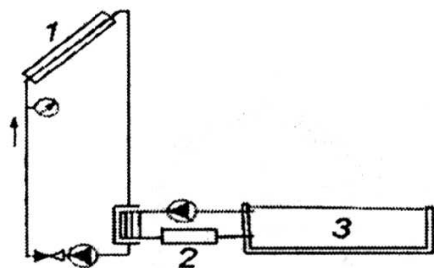
W katalogach i materiałach publikowanych przez producentów instalacji słonecznych podawane są szczegółowe zalecenia projektowe do obliczenia i doboru odpowiedniej wielkości kolektorów słonecznych i oprzyrządowania instalacji [114].



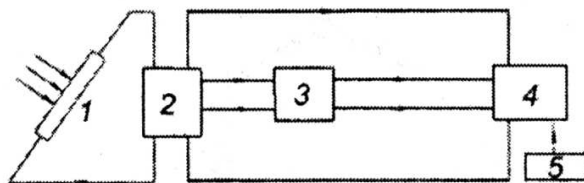
Rys. 7.8. Zastosowanie aktywnego systemu słonecznego do celów ciepłej wody użytkowej w budynku jednorodzinym [4]



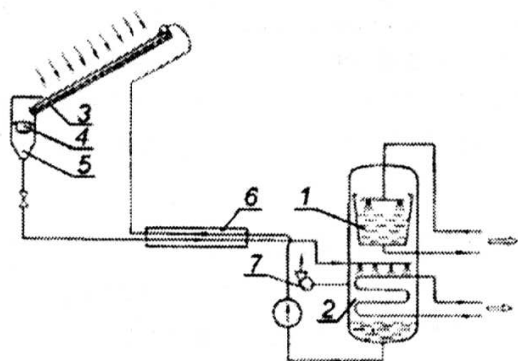
Rys. 7.9. Zastosowanie aktywnego systemu słonecznego do suszenia płodów rolnych i podgrzewania gruntu w tunelach foliowych [103]



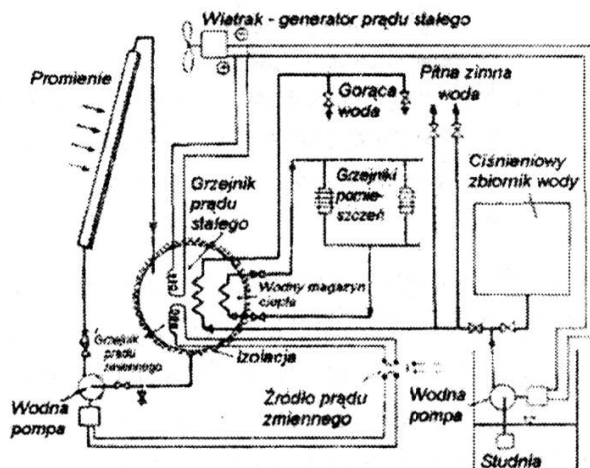
Rys. 7.10. Schemat systemu słonecznego w zastosowaniu do podgrzewania wody w basenie [73, 94];  
1 – kolektor słoneczny, 2 – filtr, 3 – basen



Rys. 7.11. Schemat ideowy współpracy instalacji słonecznej z pompą ciepła [38]  
1 – kolektor słoneczny, 2 – zbiornik akumulacyjny, 3 – pompa ciepła, 4 – system grzewczy centralnego ogrzewania, 5 – pomocniczy podgrzewacz wody

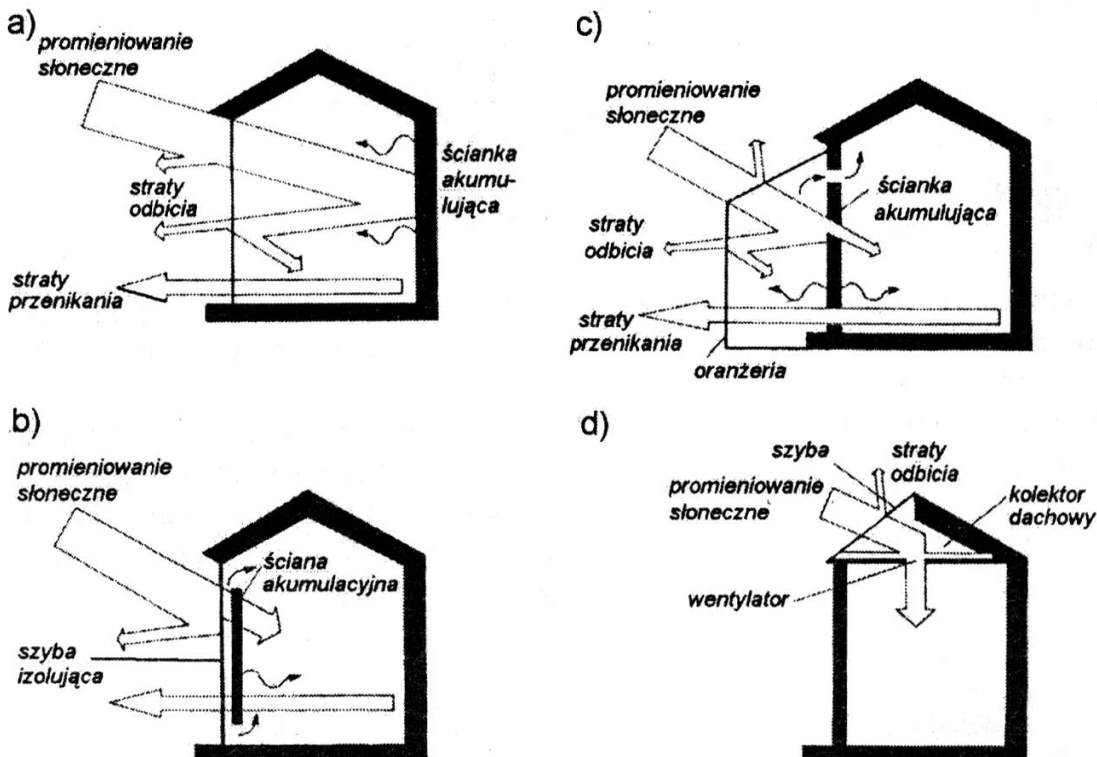


Rys. 7.12. Schemat współpracy instalacji słonecznej z absorpcyjnym urządzeniem chłodniczym [64]  
1 – parownik, 2 – absorber, 3 – wurnik, 4 – pływak, 5 – zbiornik roztworu bogatego, 6 – wymiennik regeneracyjny, 7 – pompa próżniowa



Rys. 7.13. Przykład współpracy instalacji słonecznej z instalacją wykorzystującą urządzenia energetyki wiatrowej [84]

## 7.2.2. Pasywne systemy konwersji energii słonecznej



Rys. 7.14. Różne typy pasywnych systemów słonecznych ogrzewania budynków [4]  
 a) wykorzystanie bezpośredniego promieniowania słonecznego, b) system ze ścianą Trombego, c) system z oranżerią, d) system z kolektorem dachowym

Oprócz aktywnych systemów konwersji energii promieniowania słonecznego wiąże się duże nadzieje z *systemami pasywnymi*. Ich wprowadzenie wymaga nie tylko znacznie mniejszych kosztów, lecz odważnych decyzji inżynierów budownictwa i architektów, a także wdrażania efektów postępu technicznego z dziedziny inżynierii materiałowej.

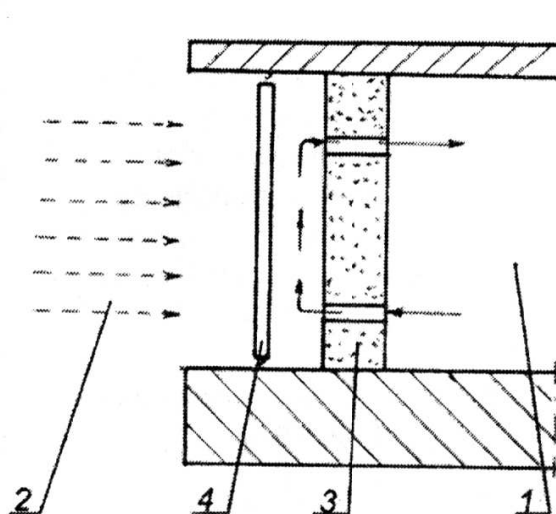
*Systemy pasywne* wykorzystują energię promieniowania słonecznego bezpośrednio do ogrzewania budynku (bez potrzeby stosowania kolektorów słonecznych), do zapewnienia naturalnej cyrkulacji energii wewnątrz obiektu oraz jej magazynowania w elementach budynku. Rolę kolektora słonecznego i zasobnika energii spełniają więc określone elementy konstrukcyjne budynku. Poza tym systemy słoneczne pasywne nie eliminują konwencjonalnych systemów grzewczych, natomiast w znacznym stopniu uzupełniają bilans cieplny obiektu, przez co można zaoszczędzić do 40% energii na cele ogrzewania. Za pomocą słonecznych systemów pasywnych można dogrzać (w sezonie zimowym) lub schłodzić (w sezonie letnim) pomieszczenia, a także akumulować energię cieplną.

Ogólna zasada działania pasywnego systemu słonecznego została dobrze wyjaśniona w pracy [29]. W zarysie można ją przedstawić następująco:

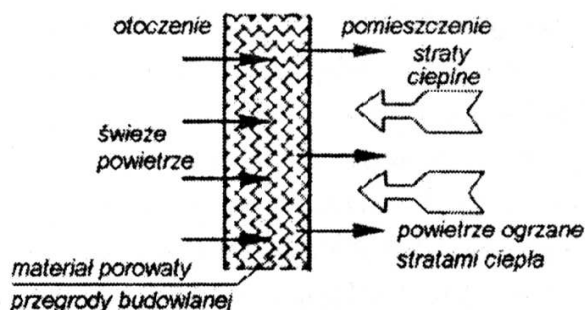
strumień energii promieniowania słonecznego ma składowe w postaci strumieni energii przenikania, odbitej i zaabsorbowanej. Wielkość tych składowych zależy od rodzaju przegrody, stanu powierzchni, orientacji przestrzennej obiektu oraz właściwości materiałów. Energia cieplna uzyskana w wyniku konwersji energii promieniowania słonecznego (przy pominięciu strumieni energii odbitej) przekazywana jest do wnętrza (lub na zewnątrz) danego pomieszczenia za pomocą przewodzenia, konwekcji i promieniowania. Uzyskanie efektów, o których mowa wyżej, zależy od zastosowania konkretnego rozwiązania konstrukcyjnego obiektu. Na rys. 7.14 przedstawiono różne typy pasywnych systemów słonecznych ogrzewania budynków.

Zastosowanie tzw. „ściany Trombego” (rys. 7.15) umożliwia wykorzystanie naturalnej cyrkulacji powietrza w celu dogrzania pomieszczenia i zaakumulowania części energii. W rozwiązaniu z rys. 7.15 mogą, zdaniem autora [74] występować duże i szybko zmieniające się w czasie gradienty temperatury oraz istnieje tendencja do wykrapalania się pary wodnej. Autor ten nie zaleca stosować rozwiązań „ściany Trombego” w warunkach polskich. Interesujące rozwiązanie o nazwie „izolacja dynamiczna” (rys. 7.16) opracowano w *Instytucie Maszyn Przepływowych w Gdańsku*. Strumień ciepła odprowadzany z budynku jest wykorzystywany do podgrzewania świeżego strumienia powietrza dopływającego do pomieszczenia z otoczenia. W budowie tego układu można zastosować elementy budowlane z pustą przestrzenią w środku ściany. Uzyskuje się poprawę bilansu energii nawet do 25%.

Interesujące perspektywy intensywniejszego rozwoju pasywnych systemów słonecznych mogą otworzyć wdrożenia wyników badań związanych z izolacjami przezroczystymi. Jednym z takich rozwiązań są tzw. „izolacje transparentne” [75], które zostały odkryte i zbadane w *Institute for Solar*

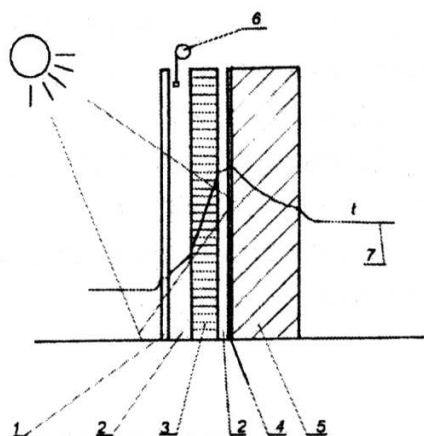


Rys. 7.15. Schemat ideowy „ściany Trombego” [10,35]  
1 – wnętrze pomieszczenia,  
2 – otoczenie zewnętrzne, 3 – ściana porowata Trombego, 4 - oszklenie



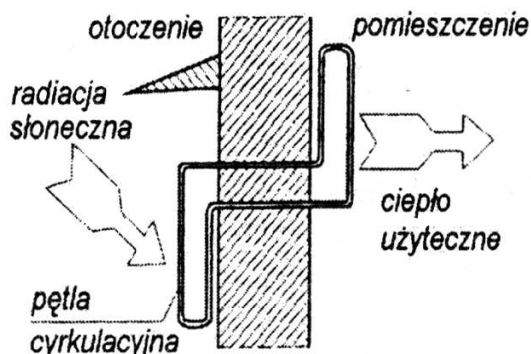
Rys. 7.16. Schemat ideowy „izolacji dynamicznej” [35, 103]

*Energy* we Freiburgu. Zasadę działania tego typu systemu słonecznego pasywnego przedstawiono na rys. 7.17.



Rys. 7.17. Zasada działania „izolacji transparentnej” [75]

1 – osłona, 2 – szczelina, 3 – materiał transparentny, 4 – absorber, 5 – mur, 6 – roleta, 7 – rozkład temperatury



Rys. 7.18. Zasada działania „diody termicznej” [35]

Na podobnej zasadzie (jednak bez efektów przepuszczania promieniowania widzialnego) działa tzw. „dioda termiczna” (rys. 7.18). Podstawą działania diody termicznej jest obieg czynnika w tak zwanym termosyfonie. Ruch czynnika odbywa się pod wpływem termicznych gradientów gęstości czynnika występujących w obiegu. Padający strumień energii promieniowania słonecznego na odcinek pętli cyrkulacyjnej czynnika roboczego powoduje jego ogrzanie i ruch w kierunku ku górze. W górnej części pętli znajdującej się w pomieszczeniu ogrzewanym następuje oddawanie ciepła [103]. Ten rodzaj elementu pasywnego ma obecnie duże szanse rozwoju, nie tylko w budownictwie [125].

Izolacja transparentna łączy w sobie cechy materiału o dobrej transmisyjności optycznej (przepuszczalności dla światła) i izolacyjności termicznej (również o charakterze akumulacyjnym). Wykorzystuje się w niej efekt szklarniowy przy pozyskiwaniu energii promieniowania słonecznego, przy ograniczonych stratach cieplnych do otoczenia zewnętrznego. Światło przechodzi przez taką izolację i jest absorbowane przez powierzchnię ściany pod tą izolacją. Do budowy izolacji transparentnych stosuje się materiały o strukturze quasi-homogenicznej (aerożele silikonowe lub włókna szklane) porowatej. W wyniku zastosowania takich technologii uzyskuje się elementy izolacyjne o wysokiej transmisyjności promieniowania widzialnego (transmisyjności optycznej) do 70% i współczynnika przenikania ciepła poniżej  $1 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ . Tego typu izolacje transparentne działają podobnie jak dioda, pozwalając na przepływ ciepła tylko w jednym kierunku – do wnętrza budynku.

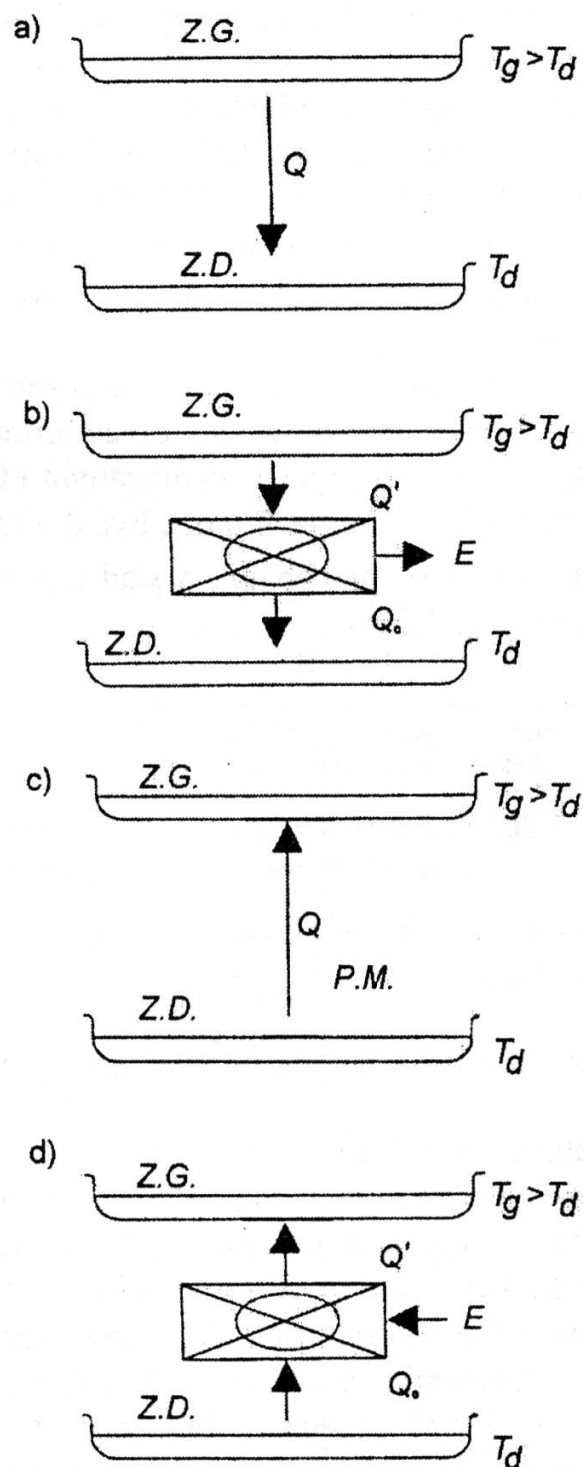
Na podobnej zasadzie (jednak bez efektów przepuszczania promieniowania wi-



### 7.3. Urządzenia do transformacji energii cieplnej

Siłą napędową procesu przekazywania energii w postaci ciepła jest różnica temperatury  $\Delta T$  między dwoma źródłami ciepła o temperaturach, odpowiednio  $T_g$  i  $T_d$ . W przypadku, gdy zachodzi zależność  $T_g > T_d$  transport energii w postaci ciepła następuje samorzutnie od źródła górnego o temperaturze wyższej do źródła o temperaturze niższej (zgodnie z II zasadą termodynamiki). Przekaz energii w ilości  $Q$  może być zrealizowany w sposób bezpośredni między źródłami (na przykład za pomocą promieniowania) – rys. 7.19 a. Można także w tym samorzutnym procesie zastosować układ pośredni między źródłami o temperaturach  $T_g$  i  $T_d$ , szczególnie wtedy, gdy przewiduje się konieczność uzyskania dodatkowego efektu użytecznego (na przykład przekazania części energii  $E$  przez pracę w silniku cieplnym – rys. 7.19 b). Samorzutny transport energii za pomocą ciepła ze źródła dolnego o temperaturze  $T_d$  ( $T_d < T_g$ ) do źródła górnego jest niemożliwy (rys. 7.19 c), bowiem oznaczałoby to wykonanie perpetuum mobile, co jest wykluczone w świetle drugiej zasady termodynamiki. Przepływ ciepła ze źródła dolnego  $T_d$  do górnego  $T_g$  wymaga doprowadzenia dodatkowej energii  $E$  z otoczenia, z wykorzystaniem układu pośredniego (rys. 7.19 d).

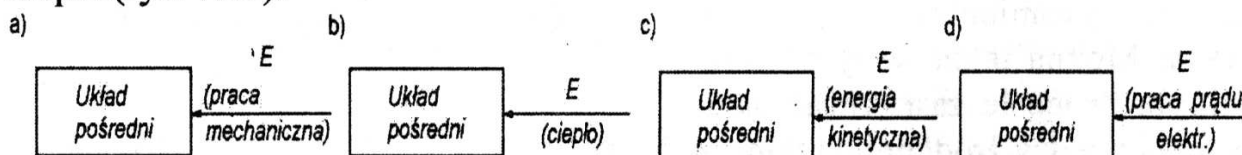
Z podanej na rys. 7.19 analizy wynika, że w przypadkach a) i b) występuje samorzutna transformacja „energii cieplnej” ze źródła wysokotemperatu-



Rys. 7.19. Warianty transportu energii postaci ciepła między źródłami o temperaturach  $T_g$  i  $T_d$

rowego do niskotemperaturowego (praktycznie stosowana w silnikach cieplnych), natomiast w przypadku *d*) możliwa jest transformacja w kierunku odwrotnym, pod warunkiem doprowadzenia dodatkowej energii z otoczenia - taka transformacja odbywa się praktycznie w *cieplnych maszynach roboczych*. Do maszyn cieplnych roboczych zalicza się chłodziarki i pompy ciepła (zwane także pompami lub sprężarkami grzejnymi). W przypadku, gdy efektem użytecznym takiej maszyny jest ciepło  $Q_o$  pobierane ze źródła dolnego (o temperaturze  $T_d$ ) nosi ona nazwę *chłodziarka*, natomiast gdy efektem jest ciepło  $Q'$  doprowadzane do źródła górnego (o temperaturze  $T_g$ ) mamy do czynienia z *pompą ciepła*.

A zatem korzystając z tego samego układu pośredniego (np. w którym jest realizowany lewobieżny obieg termodynamiczny) można uzyskać transformację energii cieplnej z wymaganym efektem użytecznym dwojakiego rodzaju ( $Q_o$  lub  $Q'$ ). Energia  $E$  może być doprowadzana z zewnątrz do układu pośredniego różnymi sposobami, a stąd uzyskuje się różne typy chłodziarek i pomp ciepła (rys. 7.20).



Rys. 7.20. Podstawowe typy chłodziarek i pomp ciepła

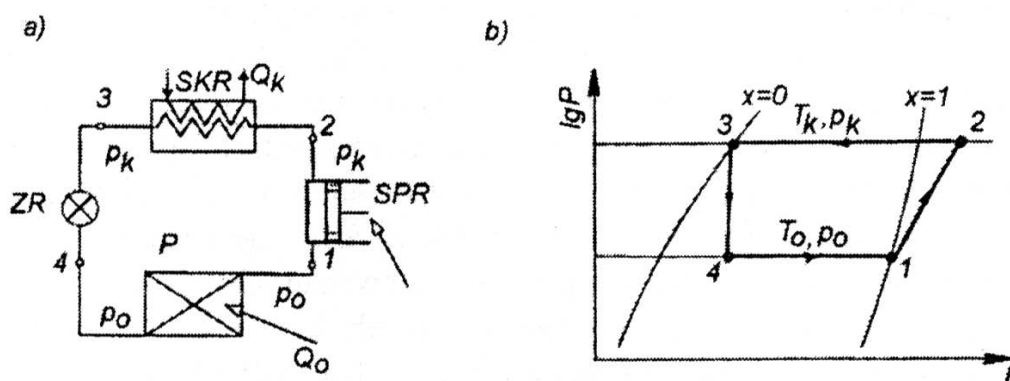
a) sprężarkowa, b) absorpcyjna, c) strumieniowa, d) termoelektryczna

Największe zastosowanie mają obecnie dwa typy takich urządzeń, to znaczy sprężarkowe i absorpcyjne.

### 7.3.1. Urządzenia chłodnicze i pompy ciepła sprężarkowe

Urządzenia chłodnicze sprężarkowe, z uwagi na swoje rozpowszechnienie (lodówki domowe) nie budzą większego zainteresowania pod kątem ich kwalifikacji do grupy niekonwencjonalnych urządzeń energetycznych. *Pompa ciepła sprężarkowa*, której efekty działania są istotne w zakresie gospodarki energetycznej (ze względu na efekty grzewcze) zaliczana jest obecnie do tej grupy. Oba urządzenia sprężarkowe (chłodnicze i pompa ciepła) działają według tego samego lewobieżnego obiegu termodynamicznego. Jeżeli w obiegu termodynamicznym czynnik nie podlega przemianom fazowym, wówczas urządzenie nazywane jest *sprężarkowym gazowym*, natomiast przypadku występowania przemian fazowych jest to *urządzenie sprężarkowe parowe* [6]. W obu przypadkach energia  $E$  doprowadzana jest z otoczenia poprzez pracę (do napędu sprężarki realizującej *przemianę sprężania*). Na rys. 7.21 przedstawiono pod-

stawowy schemat urządzenia chłodniczego (pompy ciepła) sprężarkowego parowego.

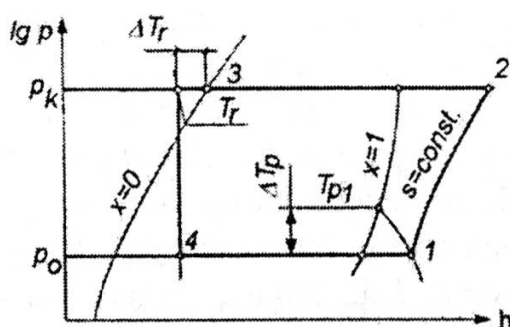


Rys. 7.21. Schemat ideowy urządzenia chłodniczego (pompy ciepła) sprężarkowego parowego (a) i interpretacja przemian w układzie współrzędnych  $lgp-h$  (b) [8]; P – parownik, SPR – sprężarka, SKR – skraplacz, ZR – zawór rozprężny

W układzie pokazanym na rys. 7.21 występują cztery podstawowe elementy składowe instalacji: parownik  $P$ , sprężarka chłodnicza  $SPR$ , skraplacz  $SKR$  i zawór rozprężny  $ZR$ . Odpowiednio dobrany czynnik chłodniczy, którego temperatura wrzenia (oznaczana w technice chłodniczej symbolem  $T_o$  i nazywana temperaturą parowania) jest niższa od temperatury dolnego źródła ciepła  $T_d$ , co umożliwia samorzutny dopływ ciepła w ilości  $Q_o$  z dolnego źródła do parownika  $P$  powodując proces wrzenia czynnika. Temperatura parowania  $T_o$  jest temperaturą nasycenia odpowiadająca ciśnieniu  $p_o$  w parowniku. Powstająca para czynnika jest zasysana przez sprężarkę  $SPR$ , do napędu której doprowadzana jest energia z zewnątrz przez pracę  $W_{ob}$  (praca obiegu *lewobieżnego*). W sprężarce  $SPR$  następuje sprężanie czynnika od stanu 1 do stanu 2 (przemiana 1-2 jest w obiegach teoretycznych traktowana jako izentropowa,  $s=const$ ). Stan 2 czynnika po sprężaniu znajduje się w obszarze pary przegrzanej i o takim stanie czynnik dopływa do skraplacza  $SKR$ , gdzie realizowane jest skraplanie od stanu 2 do stanu 3, któremu towarzyszy odprowadzenie ciepła w ilości  $Q_k$  (na rys. 7.19 oznaczono tą ilość ciepła symbolem  $Q'$ , przy czym  $Q' = Q_k$ ). Wskutek różnicy temperatur ( $T_k - T_g$ ) ciepło  $Q_k$  odpływa samorzutnie do źródła górnego o temperaturze  $T_g$ . Temperatura skraplania  $T_k$  jest temperaturą nasycenia odpowiadająca ciśnieniu  $p_k$  w skraplaczu. Skroplony czynnik chłodniczy o stanie 3 (leżącym w obiegu teoretycznym na lewej linii granicznej,  $x=0$ ) rozpręża się w zaworze rozprężnym  $ZR$  od ciśnienia skraplania  $p_k$  do parowania  $p_o$  w przemianie dławienia izentalpowego 3-4, bez wykonania pracy zewnętrznej. Do parownika  $P$  dopływa więc para nasycona mokra czynnika chłodniczego stanie 4 i cykl pracy urządzenia powtarza się.

Dotychczas w sprężarkowych układach chłodniczych i pompach ciepła o małej i średniej wydajności stosowano powszechnie czynniki chłodnicze chlorowcopochodne – tzw. *freony*, a przy wyższej wydajności również amoniak. Na podstawie *Protokołu Montrealskiego* z 1987 roku oraz międzynarodowych decyzji podjętych w oparciu o niego, czynniki chlorowcopochodne zostały definitywnie wycofane z zastosowań (jako bezpośrednio odpowiedzialne za powstawanie efektu dziury ozonowej i cieplarnianego). Ich miejsce zajmują sukcesywnie tzw. *proekologiczne czynniki chłodnicze*, nie zawierające w swej strukturze cząsteczkowej chloru (cząsteczki chloru zostały na ogół zastąpione np. cząsteczkami bromu). Freony oznaczone symbolami R12, R22 i R502 zastępowane są takimi nowymi czynnikami jak: R134a, R401A, R409A, R407C, R404A, R507 itp.[6].

W obiegu porównawczym określającym wzorcowe przemiany czynnika w rzeczywistych obiegach sprężarkowych parowych wprowadzono dodatkowe procesy (rys. 7.22), takie jak przegrzanie pary na drodze parownik-sprężarka oraz dochłodzenie czynnika na drodze skraplacz-zawór rozprężny, które zwiększają efektywność energetyczną obiegu.



Rys. 7.22. Obieg porównawczy sprężarkowy parowy z przegrzaniem i dochłodzeniem czynnika w układzie współrzędnych  $lgp-h$  [8];  $\Delta T_p$  – przegrzanie czynnika,  $\Delta T_r$  – dochłodzenie czynnika

chłodniczej  $\varepsilon_{ch}$  zdefiniowany jest zależnością:

$$\varepsilon_{ch} = \frac{Q_o}{W_{ob}} = \frac{Q_o}{Q_k - Q_o}, \quad (7.7)$$

natomiast *współczynnik wydajności cieplnej*  $\varepsilon_{pc}$  pompy ciepła opisuje równanie:

$$\varepsilon_{pc} = \frac{Q_k}{W_{ob}} = \frac{Q_k}{Q_k - Q_o}. \quad (7.8)$$

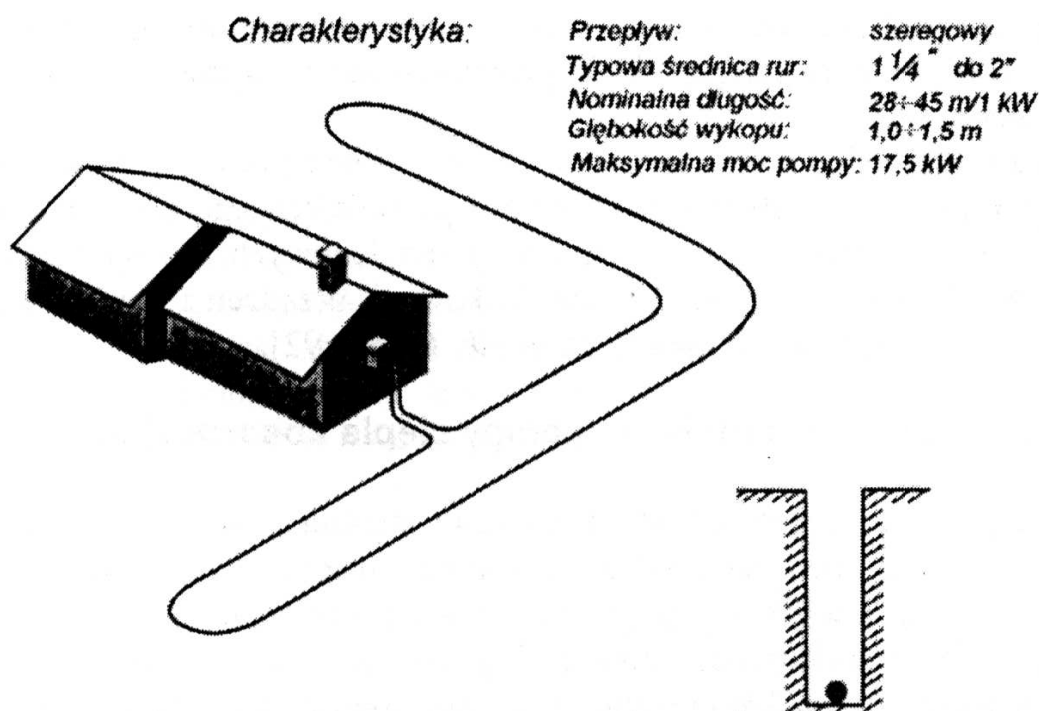
Równanie bilansu energetycznego lewobieżnego obiegu pokazanego na rys. 7.21 można zapisać w postaci:

$$Q_o + W_{ob} = Q_k, \quad (7.5)$$

a stąd

$$W_{ob} = Q_k - Q_o. \quad (7.6)$$

Do oceny termodynamicznej sprężarkowego obiegu lewobieżnego wprowadzono pojęcie *współczynnika wydajności cieplnej*  $\varepsilon$  (odpowiednik pojęcia sprawności termicznej silnika cieplnego – rozdział 3). W przypadku sprężarkowego urządzenia chłodniczego *współczynnik wydajności*



Rys. 7.23. Zastosowanie poziomego gruntowego wymiennika ciepła w sprężarkowej pompie ciepła [60]

Wartość współczynnika wydajności  $\varepsilon$  dla efektywnie pracujących chłodziarek sprężarkowych i pomp ciepła sprężarkowych powinna być większa od jeden.

W przypadku sprężarkowej pompy ciepła pracującej w warunkach rzeczywistych zaleca się, aby współczynnik ten wynosił  $\varepsilon_{pc} = 3 \div 5$  [41]. Wartość współczynnika (na przykład  $\varepsilon_{pc} = 4$ ), przemawia znacząco do wyobraźni, jeżeli załączy się następujący komentarz: z każdego 1 kW mocy napędowej zainwestowanego w eksploatację pompy ciepła uzyskuje się 4 kW mocy cieplnej, którą można wykorzystać dla celów grzewczych. To stało się, między innymi, powodem zaliczania pompy ciepła do grupy niekonwencjonalnych urządzeń energetycznych, zwłaszcza w warunkach polskich (w większości krajów Unii Europejskiej pompy ciepła są eksploatowane od wielu lat i należą już raczej do konwencjonalnych urządzeń energetycznych).

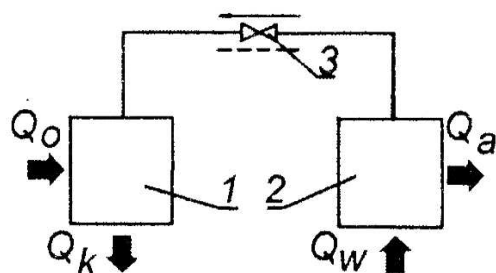
W pompach ciepła można wykorzystywać różne źródła ciepła (zwłaszcza dolne), zasilające parownik ciepłem  $Q_o$ , tzw. niskotemperaturowym. Do tych celów stosuje się: ciepło odpadowe (powietrze, ścieki, woda powrotna z instalacji ciepłowniczych) oraz ciepło ze źródeł odnawialnych (powietrze, grunt, promieniowanie słoneczne, woda gruntowa, woda powierzchniowa) [46]. Szczególnie rozpowszechnione jest wykorzystanie gruntu jako dolnego źródła pompy ciepła. Ciepło jest akumulowane w warstwie gruntu do 10 m głębokości, przy czym jego średnioroczna temperatura waha się na poziomie  $10 \div 12^\circ\text{C}$ . Stosując tzw. *gruntowe wymienniki ciepła* w układzie poziomym (umieszczone na głębokości  $1 \div 2$  m) lub pionowym (w wywierconych w gruncie otworach o głębokości  $20 \div 100$  m) można „czerpać” ciepło  $Q_o$  do zasilania parownika [60]. Rys. 7.23

przedstawia przykładowe zastosowanie poziomego gruntowego wymiennika ciepła w sprężarkowej pompie ciepła przeznaczonej do ogrzewania domu jednorodzinne.

W układzie pomiędzy parownikiem a wymiennikiem gruntowym stosuje się zwykle przepływ dodatkowego czynnika pośredniczącego postaci wodnego roztworu glikolu etylenowego w rurach polietylenowych. Opisy konstrukcji i stosowanych obliczeń w zakresie sprężarkowych urządzeń i pomp ciepła zamieszczono w literaturze specjalistycznej [46, 60, 91, 92].

### 7.3.2. Urządzenia chłodnicze i pompy ciepła absorpcyjne

Jeżeli energia  $E$  jest doprowadzana do układu pośredniego w postaci ciepła (rys. 7.20 b), wówczas maszyna cieplna robocza nosi nazwę *chłodziarki lub pompy ciepła sorpcyjnej*, a wśród tej grupy wyróżnia się urządzenia absorpcyjne. Wykorzystuje się w nich proces absorpcji polegający na pochłanianiu danego składnika przez ciało ciekłe lub stałe (rola ciała stałego jest istotna w procesach adsorpcyjnych – pochłanianie powierzchniowe). W absorpcyjnym urządzeniu chłodniczym (lub pompie ciepła) występuje czynnik roboczy w postaci tzw. *zespołu sorpcyjnego* składającego się z czynnika chłodniczego i czynnika pochłaniającego. Najczęściej spotykanymi zespołami sorpcyjnymi są: amoniak – woda ( $NH_3-H_2O$ ) oraz woda – bromek litu ( $H_2O-LiBr$ ). W pierwszym z nich rolę czynnika chłodniczego pełni amoniak, zaś w drugim woda. W praktyce stosuje się też inne zespoły sorpcyjne [67].



Rys. 7.24. Absorpcyjne urządzenie chłodnicze o działaniu okresowym z zespołem sorpcyjnym  $NH_3 - H_2O$  [65]

Zasadę działania absorpcyjnego urządzenia chłodniczego (pompy ciepła) najłatwiej jest zrozumieć na przykładzie urządzenia absorpcyjnego pracującego okresowo – rys. 7.24. Koncepcja budowy tego typu urządzenia została odkryta w 1777 roku i wykorzystana przez angielskiego profesora *J. Leslie* do wykonania w 1810 roku pierwszej konstrukcji (czynnikiem chłodniczym w pierwszej konstrukcji urządzenia okresowego działania była woda, zaś czynnikiem pochłaniającym kwas siarkowy). W latach trzydziestych XX wieku wzrosło i nasiliło się zainteresowanie

urządzeniami absorpcyjnymi.

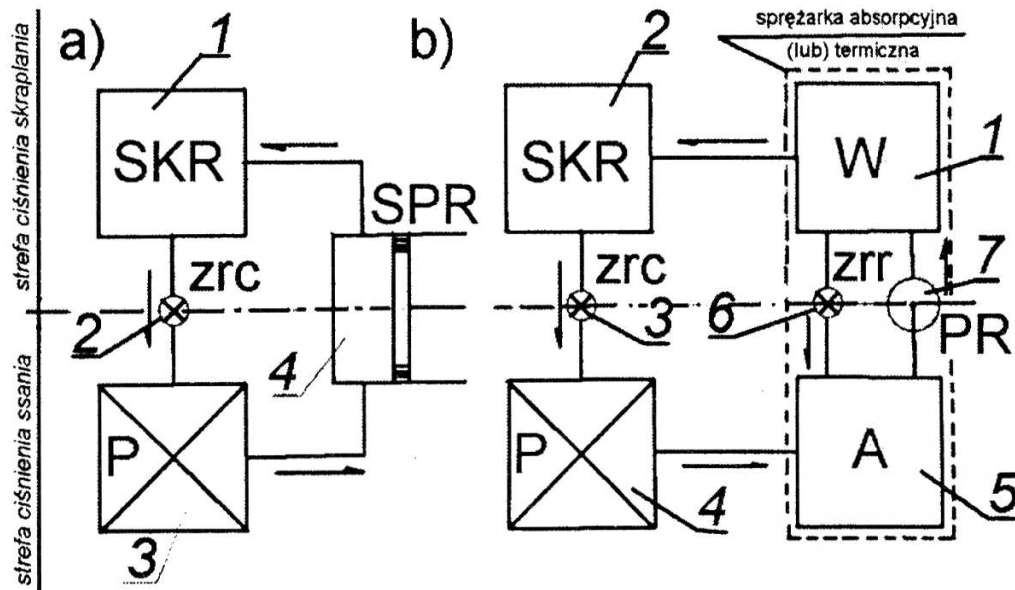
Urządzenie okresowego działania można sobie wyobrazić, jako układ składający się z dwóch zbiorników 1 i 2 połączonych przewodem z zamontowanym w nim zaworem 3 dwustronnego działania. Zbiornik 1 zawiera ciekły

czynnik chłodniczy  $NH_3$ , zaś zbiornik 2 czynnik pochłaniający – wodę. W cyklu chłodzenia zbiornik 1 pełni funkcję parownika ( $P$ ), do którego dopływa ciepło  $Q_0$  ze źródła dolnego. Następuje proces wrzenia amoniaku w zbiorniku 1, a para czynnika  $NH_3$  dopływa do zbiornika 2, gdzie jest absorbowana przez wodę (zbiornik 2 pełni w cyklu chłodzenia rolę absorbera). Absorber 2 powinien być w tym czasie chłodzony, przy czym ciepło absorpcji  $Q_a$  odprowadzane do otoczenia. Stan nasycenia roztworu  $NH_3-H_2O$  powstającego w absorberze 2 zależy od temperatury procesu absorpcji (im niższa temperatura, tym więcej pary amoniaku może pochłonać woda). Jeżeli zabraknie ciekłego czynnika (amoniaku) w zbiorniku 1 lub gdy roztwór wodnoamoniakalny osiągnie stan nasycenia – stanie się tzw. roztworem „bogatym”, wówczas kończy się cykl chłodzenia. Następuje przełączenie zaworu 3 na przepływ w kierunku przeciwnym i rozpoczyna się cykl grzania lub desorpcji. Zbiornik 2 pełni teraz funkcję wernika i jest ogrzewany ciepłem napędowym  $Q_w$  dostarczanym z otoczenia (realizuje się doprowadzenie energii  $E$  – rys. 7.19 i 7.20 b – w postaci ciepła). Z roztworu bogatego zawartego w zbiorniku 2 następuje odgazowanie pary czynnika  $NH_3$ , która przepływa przewodem do zbiornika 1 spełniającego teraz funkcję skraplacza (następuje w nim odprowadzenie ciepła skraplania  $Q_k$  (np. do górnego źródła). W układzie wzrasta ciśnienie, a skroplony amoniak gromadzi się w zbiorniku 1. W procesie odgazowania w werniku 2 roztwór tam zawarty staje się tzw. „roztworem ubogim” (teoretycznie cykl desorpcji mógłby trwać do momentu uzyskania w werniku czystego pochłaniacza - wody). Jeżeli w cyklu rzeczywistym roztwór ubogi osiąga w werniku 2 określone stężenie końcowe, wówczas następuje ponowne przełączenie układu na cykl chłodzenia i procesy powtarzają się.

W cyklu chłodzenia uzyskuje się efekt użyteczny chłodziarki w postaci ciepła  $Q_0$ , natomiast w cyklu desorpcji uzyskuje się efekt użyteczny dla pompy ciepła w postaci ciepła skraplania  $Q_k$  (podczas cyklu chłodzenia można wykorzystać użyteczne ciepło absorpcji  $Q_a$ ). W praktyce absorpcyjne urządzenia chłodnicze (i pompy ciepła) okresowego działania mogą być stosowane w ograniczonym zakresie, bowiem efekty użyteczne mogą być odprowadzane tylko cyklicznie.

Znacznie wygodniejsze i chętniej stosowane są urządzenia absorpcyjne o działaniu ciągłym. Na rys. 7.25 przedstawiono porównanie zasady działania jedno-stopniowego urządzenia chłodniczego sprężarkowego (7.25 a) i absorpcyjnego o działaniu ciągłym (7.25 b). W skład urządzenia absorpcyjnego o działaniu ciągłym wchodzi następujące podstawowe elementy: wernik 1, skraplacz 2, zawór rozprężny czynnika chłodniczego 3, parownik 4, absorber 5, zawór rozprężny roztworu ubogiego 6 oraz pompa roztworu bogatego 7. W układzie na rys. 7.25 nie pokazano, uwzględniając przejrzystość i czytelność schematu, regeneracyjnego wymiennika ciepła instalowanego zwykle między absorberem

i wurnikiem. Energia napędowa doprowadzana do wurnika 1 w postaci ciepła  $Q_w$  powoduje realizację procesu desorpcji czynnika chłodniczego z roztworu bogatego  $NH_3-H_2O$  zawartego w wurniku. Para czynnika chłodniczego (amoniaku) dopływa do skraplacza 2, gdzie oddawana jest do górnego źródła energia w postaci ciepła  $Q_k$ , a skroplony amoniak po rozprężeniu w zaworze 3 dopływa do parownika 4. W parowniku następuje proces wrzenia czynnika kosztem energii doprowadzonej za pomocą ciepła  $Q_o$  z dolnego źródła.



Rys. 7.25. Schematy porównawcze jednostopniowych urządzeń chłodniczych (pomp ciepła) [66] ; a) sprężarkowe: 1 – skraplacz, 2 – zawór rozprężny czynnika chłodniczego, 3 - parownik, 4 – sprężarka; b) absorpcyjne: 1 – wurnik, 2 – skraplacz, 3 – zawór rozprężny czynnika chłodniczego, 4 – parownik, 5 - absorber, 6 – zawór rozprężny roztworu ubogiego, 7 – pompa roztworu bogatego

Para amoniaku powstająca w przemianie fazowej wrzenia w parowniku odpływa przewodem do absorbera, gdzie jest pochłaniana przez odgazowany i zdławiony ( w zaworze 6) roztwór ubogi spływający z wurnika 1. Podczas absorpcji powstaje ciepło procesu  $Q_a$ . Roztwór bogaty w absorberze jest z powrotem przetłaczany do wurnika 1 za pomocą pompy roztworu 7.

Chociaż zasada działania urządzenia chłodniczego sprężarkowego i absorpcyjnego różnią się, to elementy budowy obu urządzeń są podobne (rys. 7.25). Sprężarka mechaniczna (np. tłokowa) na rys. 7.25 a została zastąpiona tzw. *sprężarką absorpcyjną* (zwaną też *sprężarką termiczną*), natomiast skraplacz, parownik i zawór rozprężny czynnika chłodniczego są identycznymi elementami.

Podobnie jak dla urządzeń sprężarkowych, również dla absorpcyjnych, określa się współczynnik wydajności  $\epsilon_{ch}$  urządzenia chłodniczego absorpcyjnego ze wzoru:



$$\varepsilon_{ch} = \frac{Q_o}{Q_w + P_{rb}} \quad (7.9)$$

oraz współczynnik wydajności cieplnej absorpcyjnej pompy ciepła  $\varepsilon_{pc}$ :

$$\varepsilon_{pc} = \frac{Q_k + Q_a}{Q_w + P_{rb}}, \quad (7.10)$$

gdzie symbolem  $P_{rb}$  oznaczono wielkość energii napędowej pompy roztworu bogatego (pozostałe oznaczenia według rys. 7.25). Do obliczenia wartości  $\varepsilon_{ch}$  i  $\varepsilon_{pc}$  według wzorów (7.9) i (7.10) dla rzeczywistych układów absorpcyjnych pomp ciepła i urządzeń chłodniczych uwzględnia się w mianowniku zapotrzebowanie energii przez wszystkie urządzenia pomocnicze pracujące w danej instalacji.

Absorpcyjne urządzenia chłodnicze i pompy ciepła pracujące z zespołem sorpcyjnym  $NH_3-H_2O$  wymagają doprowadzenia do napędu warnika ciepła o stosunkowo wysokim potencjale energetycznym wyrażającym się temperaturą nośnika około  $95 \div 110^\circ C$ . W przypadku urządzeń przystosowanych do pracy z zespołem sorpcyjnym  $H_2O-LiBr$  wymagania te są znacznie niższe (np. rzędu  $70 \div 75^\circ C$ ); pompy ciepła z tym zespołem sorpcyjnym są chętnie wykorzystywane w układach klimatyzacyjnych oraz do współpracy z instalacjami ciepłowniczymi.

Podkreślić należy możliwość efektywnej współpracy absorpcyjnych pomp ciepła z niekonwencjonalnymi źródłami energii, w tym z kolektorami słonecznymi (przykładem jest układ pokazany na rys. 7.12), z elementami instalacji geotermalnej a także w układach biwalentnych przy współpracy ze źródłami konwencjonalnymi. Po wprowadzeniu w Polsce gospodarki rynkowej wzrosło dynamicznie zainteresowanie pompami ciepła, lecz w mniejszym stopniu pompami cieplnymi absorpcyjnymi. Pomimo stosunkowo niskich kosztów eksploatacyjnych barierą jest nie tylko wysokość nakładów inwestycyjnych (dotyczy to również sprężarkowych pomp ciepła), ale także znalezienie producentów elementów składowych absorpcyjnych urządzeń. Można wyrazić nadzieję, że sytuacja ulegnie radykalnej zmianie teraz po wejściu Polski do Unii Europejskiej. Do rozwoju takich urządzeń mogą się przyczynić w dużej mierze właściwe decyzje rządowe idące w kierunku pomocy tym, którzy chcą zainstalować takie niekonwencjonalne urządzenia.

Objętość opracowania ogranicza zasięg informacji dlatego niekonwencjonalnych urządzeniach energetycznych i dlatego wskazane jest odwołanie zainteresowanych do materiałów źródłowych [6, 29, 35, 54].

## 8. Podstawowe zagadnienia termoeconomiczne w gospodarce energetycznej

Zmniejszenie energochłonności gospodarki narodowej wymaga wprowadzenia racjonalnych metod użytkowania energii i paliw. Racjonalizacja może mieć charakter strukturalny, techniczny lub organizacyjny. Szczególne znaczenie odgrywa racjonalizacja techniczna obejmująca nowe technologie energetyczne, wzrost sprawności dotychczas używanych maszyn i urządzeń oraz zastąpienie ich nowoczesnymi konstrukcjami energo- i materiałooszczędny. Na ogół zastosowanie racjonalizacji technicznej wymaga poniesienia określonych nakładów inwestycyjnych związanych z tzw. *projektami inwestycyjnymi*. Są to przedsięwzięcia gospodarcze w formie lokaty kapitału w majątek produkcyjny mające na celu uzyskanie modernizacji lub rozwoju zdolności produkcyjnych, które powinny w przyszłości zwiększyć dochód inwestora [87]. Przedsięwzięcia tego typu traktuje się zwykle jako rzeczowe.

Opracowany *projekt inwestycyjny* powinien określać cel i charakter przedsięwzięcia, czas i środki niezbędne do jego realizacji, a także analizę zysków i ewentualnego ryzyka. Ostateczna wersja projektu jest podstawą podjęcia decyzji inwestycyjnych i powinna zawierać: dokumentację prawną, techniczną, ekonomiczną i biznes-plan. Zawartość dokumentacji prawnej otrzymuje się po konsultacji ze specjalistami z tej dziedziny, natomiast sposób sporządzania dokumentacji technicznej jest zagadnieniem na ogół znanym studentom szkół wyższych technicznych. Istotną sprawą wydaje się poznanie nawet w zarysie zawartości dwóch pozostałych dokumentacji, to znaczy ekonomicznej i biznes planu. W skład dokumentacji ekonomicznej wchodzi informacje dotyczące: źródeł finansowania projektu, zestawienie finansowe, ocenę ekonomiczną inwestycji oraz ocenę ryzyka inwestycji. *Biznes - plan* to zespół dokumentów zawierających: streszczenie projektu, założenia planu strategicznego przedsięwzięcia, plany – techniczny, marketingowy, organizacyjny i finansowy, dane do wniosku kredytowego itp. Biznes-plan pełni rolę wewnętrznego dokumentu planistycznego oraz funkcję zewnętrzną przyjmującą formę materiałów zachęcających potencjalnych inwestorów, by chcieli wyłożyć określone środki na sfinansowanie przedsięwzięcia.

Ocena ekonomiczna projektu inwestycyjnego w gospodarce energetycznej oraz w innych sferach gospodarki narodowej nabiera obecnie szczególnego znaczenia i uległa istotnej zmianie po przejściu z gospodarki socjalistycznej do rynkowej. Wystąpiła konieczność weryfikacji dotychczasowych metod oceny efektywności inwestycji, przy uwzględnieniu mechanizmu powstawania kosztów eksploatacji i zależności ponoszonych kosztów od różnych parame-

trów, uprzednio pomijanych w analizie. W rozdziale przedstawiono wybrane aspekty starych i nowych metod.

### 8.1. Ocena ekonomiczna projektu inwestycyjnego w warunkach gospodarki nakazowo - rozdzielczej

Rachunek ekonomiczny stosowany w warunkach gospodarki socjalistycznej służył do wyboru wariantu realizacyjnego przedsięwzięcia. O tym, czy dany projekt należało realizować decydowało zapotrzebowanie społeczne uwzględniające aktualne możliwości gospodarcze, a nie kryterium przewidywanego zysku. Efekty ekonomiczne związane z działaniem planowanego obiektu inwestycyjnego proponowano obliczać według *rachunku dyskonta*. Podstawą tego rachunku było założenie, że w określonym czasie gospodarka będzie się rozwijać według ciągu geometrycznego. Oznaczało to przyjęcie stałej wartości rocznego procentowego przyrostu produkcji (czyli stałej stopy zwiększenia produkcji końcowej).

Uzyskanie w roku  $t$  określonej wartości produkcji  $W_t$  można obliczyć z zależności:

$$W_t = W_0 \cdot (1 + r)^t, \quad (8.1)$$

gdzie:

$r$  - stopa zwiększenia produkcji końcowej (*stopa dyskonta*, przyjmowano  $r \cong 0,08$ ),

$T$  - liczba lat,

$W_0$  - kwota wydatkowana w roku oznaczonym numerem zero,

stąd:

$$W_0 = \frac{1}{(1 + r)^t} \cdot W_t = a_t \cdot W_t, \quad (8.2)$$

przy czym wielkość  $a_t$  nosi nazwę *współczynnik dyskontujący*:

$$a_t = \frac{1}{(1 + r)^t}. \quad (8.3)$$

Wzór (8.2) sprowadza efekty i nakłady związane z danym procesem inwestycyjnym do wspólnego mianownika przez ich zdyskontowanie na rok zerowy.

W okresie gospodarki socjalistycznej, zwłaszcza w latach 70-tych i 80-tych XX wieku wybór wariantu realizacyjnego uwzględniał kryteria minimalizacji sumarycznych nakładów inwestycyjnych oraz kosztów eksploatacji i kosztów społecznych, a także maksymalizacji korzyści i minimalizacji czasu zwrotu nakładów. *Wskaźnik efektywności ekonomicznej* oznaczany symbolem  $E$  (lub  $EF$ ) stanowiący podstawę wyboru wariantu inwestycyjnego obliczano z zależności:

$$E = \sum_{t=0}^m a_t \cdot (P_t - K_t - N_t), \quad (8.4)$$

- gdzie:  $P_t$  - wartość produkcji w roku  $t$ ,  
 $K_t$  - przewidywany roczny koszt eksploatacji (koszt bieżący rocznej produkcji bez kosztu amortyzacji),  
 $N_t$  - wartość nakładów kapitałowych, łącznie z nakładami na ochronę środowiska,  
 $a_t$  - współczynnik dyskontujący,  
 $t = 0, \dots, m$  - kolejny numer roku obliczeniowego.

Uproszczona wersja zależności opisującej wskaźnik efektywności inwestycji w ujęciu jednorocznym miała postać:

$$E = \frac{J \cdot (r + s) + K_e}{W}, \quad (8.5)$$

- gdzie:  $W$  - roczna, średnia w całym okresie eksploatacji wielkość efektu użytkowego (w umownych jednostkach),  
 $J$  - wielkość nakładów inwestycyjnych (przy okresie dłuższym, niż rok powiększona o wartość zamrożenia w okresie budowy):

$$J = I \cdot z, \quad (8.6)$$

- $I$  - nominalny nakład inwestycyjny,  
 $z$  - współczynnik zamrożenia:

$$z = 1 + \frac{b \cdot r}{2}, \quad (8.7)$$

- $b$  - okres budowy w latach,  
 $r$  - stopa dyskontowa (stopa oprocentowania kredytu),  
 $s$  - średnia stawka amortyzacji,  
 $K_e$  - przewidywany koszt eksploatacji, pomniejszony o amortyzację środków trwałych i nakładów majątkowych niematerialnych.

W pełnej wersji rozwiniętej zależność opisującą wskaźnik efektywności inwestycji  $E$  stosowany do obliczenia efektywności ekonomicznej planowanego do uruchomienia systemu zaopatrującego obiekty w ciepło podawano w postaci [63]:

$$E = \frac{\sum_j J_j (r + s_j) + \sum_k J_k (r + s_k) + \sum_j K_j + \sum_k K_k}{\sum_i Q_i}, \quad (8.8)$$

gdzie:  $i, j, k$  – indeksy oznaczające obszary zapotrzebowania na ciepło i obiekty systemu,  $i$  – obszar, dla którego określono wielkość zapotrzebowania na ciepło,  $j$  – źródło ciepła pokrywające zapotrzebowanie danego obszaru,  $k$  – odcinek przewodu, przez który przepływa stała ilość ciepła,  $K_j, K_k$  – roczny, średni koszt bieżący obiektu,  $Q_i$  – obliczeniowe zapotrzebowanie na ciepło  $i$  – tego obszaru. Obliczenie syntetycznego wskaźnika efektywności ekonomicznej  $E$  pozwalało już na etapie poprzedzającym opracowanie pełnej dokumentacji technicznej dokonać wyboru wariantu realizacyjnego. Za efektywny ekonomicznie uznawano ten wariant o niższej wartości wskaźnika  $E$ .

## 8.2. Ocena ekonomiczna przedsięwzięć inwestycyjnych w warunkach gospodarki rynkowej

Wprowadzenie gospodarki rynkowej w Polsce i w innych rozwijających się krajach spowodowało konieczność zmian w badaniach efektywności przedsięwzięcia inwestycyjnego już na etapie założeń techniczno-ekonomicznych. Oceną taką są zainteresowane banki kredytujące te przedsięwzięcia. Dlatego Bank Światowy zaproponował zastosowanie nowych metod oceny według wytycznych *UNIDO* [27]. Ocena efektywności ekonomicznej może być prowadzona w skali makro – w odniesieniu do całej gospodarki narodowej, jak i z punktu widzenia indywidualnego inwestora [63]. Nakłady inwestycyjne są to bowiem skoncentrowane w krótkim czasie wydatki na realizację projektu obejmujące: nakłady na środki trwałe (grunty, budynki, kotły i maszyny energetyczne itp.), nakłady na wartości niematerialne (wykorzystanie prawa do patentów, oprogramowanie komputerów, prace rozwojowe), nakłady na początkowy zapas środków obrotowych itd.

### 8.2.1. Proponowane metody oceny ekonomicznej projektu inwestycyjnego

Przy określaniu kosztów i korzyści projektu inwestycyjnego uwzględnia się w metodach proponowanych przez Bank Światowy czynnik czasu, za pomocą odpowiednio wprowadzonej techniki dyskontowania, ale innej niż w metodach stosowanych w gospodarce socjalistycznej. Umożliwia to porównywanie strumieni korzyści i kosztów w przyszłości, szacowanych dla całego okresu eksploatacji. Wśród proponowanych kryteriów oceny ekonomicznej przemysłowego projektu inwestycyjnego można wymienić metody statyczne i dynamiczne. *Styczne metody oceny ekonomicznej* nie uwzględniają wartości pieniądza w czasie, przy czym korzysta się z nich zwłaszcza na etapie identyfikacji możliwości inwestycyjnych [87]. Metodami takimi są: rachunek kosztów, prosta

stopa zwrotu nakładów inwestycyjnych oraz wskaźnik zyskowności. *Dynamiczne metody oceny ekonomicznej* uwzględniają czynnik czasu w ten sposób, że pieniądze otrzymane wcześniej mają większą wartość niż otrzymane w okresie późniejszym, natomiast wydane wcześniej mają większą wartość niż wydane później. Do najważniejszych dynamicznych kryteriów oceny ekonomicznej należą [87]:

- zaktualizowana wartość netto projektu *NPV* (ang.: *net present value*),
- zdyskontowana stopa zwrotu *NPVR* (ang.: *net present value ratio*),
- wewnętrzna stopa zwrotu *IRR* (ang.: *internal rate of return*),
- zmodyfikowana wewnętrzna stopa zwrotu *MJRR* (ang.: *modified internal rate of return*).

W ocenie ekonomicznej wykorzystuje się najczęściej pierwsze trzy kryteria.

### 8.2.1.1. Zaktualizowana wartość netto (NPV) projektu

Zaktualizowana wartość netto wyrażona jest różnicą pomiędzy wartością zdyskontowanych korzyści (zysków), a wartością zdyskontowanych kosztów inwestycji i opisana zależnością [63]:

$$NPV = \sum_{t=1}^n \frac{B_t - C_t}{(1+r)^t}, \quad [\text{złoty}], \quad (8.9)$$

gdzie:  $B_t$  - zysk w kolejnym roku  $t$ ,  
 $C_t$  - koszty inwestycji w kolejnym roku  $t$ ,  
 $n$  - długość okresu obliczeniowego,  
 $r$  - stopa dyskontowa,  
 $t$  - kolejny rok obliczeniowy.

Po wprowadzeniu współczynnika dyskontującego  $a_t$  według wzoru (8.3) można zależność (8.9) zapisać w postaci:

$$NPV = \sum_{t=1}^n a_t B_t - \sum_{t=1}^n a_t C_t. \quad (8.10)$$

W zależności od wartości wskaźnika *NPV* analizuje się, czy dane zamierzenie inwestycyjne jest korzystne, przy czym jeżeli [87]:

- $NPV = 0$  -projekt generuje gotówkę pozwalającą na: zwrot wydatków inwestycyjnych, spłatę odsetek od kredytów, osiągnięcie bieżących nadwyżek finansowych na poziomie równym tym, które uzyskano by lokując na przykład kapitał własny w zakup papierów wartościowych;
- $NPV < 0$  -oznacza, że projekt jest nieefektywny, gdyż nie zapewnia minimalnej stopy zwrotu kapitału lub nie pokrywa wydatków inwestycyjnych;

- $NPV > 0$  -oznacza, że projekt jest efektywny, generuje zyski na poziomie wyższym niż minimalna stopa zwrotu równa kosztowi kapitału. Niepewnością metody  $NPV$  jest to, że jednakową wartość tego wskaźnika mogą mieć dwa projekty, z których pierwszy będzie proponował nowoczesną technologię a drugi technologię przestarzałą i dlatego kryterium  $NPV$  nie może być traktowane jako jedyne w ocenie efektywności zamierzenia inwestycyjnego.

### 8.2.1.2. Zdyskontowana stopa wydatków inwestycyjnych (NPVR)

Kryterium  $NPVR$  określające stopę zwrotu wydatków inwestycyjnych i służące do weryfikacji wariantów inwestycyjnych opisane jest wzorem:

$$NPVR = \frac{NPV}{PVJ_c}, \quad (8.11)$$

gdzie:

$$PVJ_c = \sum_{t=0}^t VJ_{ct} \cdot a_t, \quad (8.12)$$

- $NPVR$  - zdyskontowana stopa zwrotu całkowitych wydatków inwestycyjnych,  
 $PVJ_c$  - zdyskontowana wartość początkowa całkowitych wydatków inwestycyjnych [zł],  
 $VJ_{ct}$  - całkowite wydatki inwestycyjne w  $t$ -tym roku [zł/rok].

### 8.2.1.3. Wewnętrzna stopa zwrotu (IRR)

Wewnętrzna stopa zwrotu kapitału jest taką stopą procentową, przy której wartość zaktualizowana netto projektu  $NPV$  jest równa zero, to znaczy:

$$\sum_{t=0}^t \frac{B_t - C_t}{(1+r)^t} = 0, \quad (8.13)$$

a więc:

$$IRR = NPV = 0. \quad (8.14)$$

Kryterium  $IRR$  traktuje się jako stopę zwrotu z reinwestycji kapitału pozostającego na koniec każdego okresu podczas eksploatacji. Umożliwia ono zamortyzowanie całkowitych nakładów przez korzyści netto [63]. Projekt inwestycyjny może być zaakceptowany, jeżeli poziom wartości wskaźnika  $IRR$  jest wyższy lub równy stopie granicznej (stopa graniczna może być przyjmowana wstępnie na poziomie 8%). Wewnętrzną stopę zwrotu  $IRR$  oblicza się metodą kolejnych

przybliżeń, przy czym nie wykorzystuje się jej do porównywania projektów różniących się znacznie długością okresu eksploatacji.

### 8.2.2. Uproszczony rachunek oceny ekonomicznej

Podane w rozdziale 8.2.1 metody oceny ekonomicznej dotyczą takiego projektu inwestycyjnego na etapie założeń techniczno-ekonomicznych, który jest odpowiednio szczegółowo opracowany. Oznacza to konieczność przewidywania kosztów i korzyści w całym okresie eksploatacyjnym. Jeżeli rozpatruje się projekt na poziomie koncepcyjnym, wówczas można zastosować uproszczone metody oceny ekonomicznej. Są one zwykle oparte na obliczeniach przeciętnych kosztów i zysków określonych dla okresu jednego roku.

Autorzy pracy [54] proponują stosować w obliczeniach rocznego efektu ekonomicznego projektu racjonalizacyjnego w gospodarce energetycznej następujące wskaźniki:

- średni zdyskontowany zysk roczny  $Z$ ,
- średni wskaźnik rentowności  $MPF$  (ang.: *mean profitability factor*),
- różniczkowy wskaźnik rentowności  $PDF$  (ang.: *differential profitability factor*).

Średni zdyskontowany zysk roczny (np. wynikający z zastosowania określonego przedsięwzięcia racjonalizacyjnego) oblicza się ze wzoru:

$$Z = \frac{NPV}{\tau_n}, \quad (8.15)$$

gdzie  $\tau_n$  jest obliczeniowym czasem trwania usprawnienia danego urządzenia (w ocenie tej wielkości uwzględnia się, między innymi, możliwość dalszego wprowadzania efektów postępu technicznego),  $NPV$  – zaktualizowana wartość netto projektu.

Średni wskaźnik rentowności  $MPF$  opisany jest zależnością:

$$MPF = \varepsilon = \frac{NPV}{\tau_n \cdot \rho \cdot I_0}, \quad (8.16)$$

gdzie:  $I_0$  - wydatki inwestycyjne w roku zerowym,  
 $\rho$  - stopa rocznych kosztów stałych.

Wskaźnik  $MPF$  oznacza odniesienie średniego zysku rocznego do jednostki średnich kosztów stałych, a jego wartość obliczona według (8.16) powinna być większa od zera. Należy zwrócić uwagę na istniejącą zależność typu  $Z = f(\rho I_0)$ , która nosi nazwę *charakterystyki ekonomicznej*. W przypadku, gdy istnieje możliwość zmian zakresu usprawnienia racjonalizacyjnego urządzenia, wówczas charakterystykę ekonomiczną uznaje się jako ciągłą.



Dla ciągłej charakterystyki ekonomicznej definiuje się tzw. *różniczkowy wskaźnik rentowności PDF*:

$$DPF = \bar{\varepsilon} = \frac{dZ}{d(\rho \cdot I_0)}. \quad (8.17)$$

Okazuje się, że maksymalna wartość zysku rocznego nie występuje dla maksymalnej wartości  $\varepsilon_{\max}$ , lecz w punkcie w którym różniczkowy wskaźnik rentowności  $\bar{\varepsilon} = 0$ . Szczegółowe omówienie zasad uproszczonego rachunku oceny ekonomicznej podano, między innymi w opracowaniach [12] i [54].

### 8.2.3. Zarys rachunku kosztów

Uruchomienie określonego projektu racjonalizacyjnego w gospodarce energetycznej (na przykład uruchomienie osiedlowego systemu ciepłowniczego) wymaga nie tylko określonych nakładów inwestycyjnych wydatkowanych w okresie realizacji inwestycji, ale także zgromadzenia zapasu środków obrotowych pozwalających na zapewnienie ciągłości produkcji. Jeżeli są znane poszczególne fazy realizacyjne przedsięwzięcia należy wyodrębnić elementy składowe kosztów. Obok kosztów kapitałowych występują określone *koszty produkcji* traktowane jako *zmienne* (proporcjonalne do wielkości produkcji) oraz *koszty stałe* (niezależne od wielkości produkcji). Wymienia się również koszty bezpośrednie (tzw. technologiczne) i koszty pośrednie (ogólne). Przedstawienie rocznych kosztów produkcji jest zależne od przyjętych zasad. Zestawienie kosztów podaje się zwykle w układzie kalkulacyjnym lub rodzajowym [87].

*Istotą układu kalkulacyjnego jest wyszczególnienie kosztów bezpośrednich i pośrednich. Wśród kosztów bezpośrednich* występują koszty bezpośrednio związane z procesem wytwarzania konkretnego produktu (np. ciepła w systemie ciepłowni osiedlowej), a w tym koszty: materiałów bezpośrednich, paliwa i energii, wynagrodzenia bezpośredniego wraz z narzutami oraz koszty specjalne.

*Do kosztów pośrednich* kwalifikuje się te elementy kosztów całkowitych, które nie są odniesione wprost do określonych obiektów kalkulacyjnych, w tym: koszty wydziałowe, koszty ogólnego zarządu, koszty zakupu i koszty sprzedaży. *Koszty wydziałowe* – koszty wytworzenia produktów, nie zaliczane do bezpośrednich, a powstałe w wydziałach podstawowych (koszty uruchomienia maszyn, środków transportowych, utrzymanie pomieszczeń wydziału, koszty związane z kierowaniem i administracją oraz ze składowaniem i kontrolą techniczną). *Do kosztów ogólnego zarządu* zalicza się koszty ponoszone w związku z zabezpieczeniem funkcjonowania obiektu jako całości (w tym koszty: administracyjno-gospodarcze i ogólnoprodukcyjne – straż przemysłowa, narzuty specjalne itp.). *Koszty zakupu* to koszty poniesione w związku z dostawą zakupio-

nych materiałów (załadunek, przewóz, reklama, ubezpieczenie transportu itp.), natomiast *koszty sprzedaży* stanowią koszty ponoszone po przekazaniu produktu do magazynu wyrobów gotowych albo do wysyłki.

*W układzie rodzajowym kosztów* wymienia się koszty: zużycia materiałów, energii, usług obcych, podatki i opłaty, wynagrodzenia, świadczenia na rzecz pracowników, koszty amortyzacji. *W kosztach materiałów i energii* ujmuje się koszt przewidywanych do zużycia: materiałów podstawowych, materiałów pomocniczych, materiałów budowlanych, części zapasowych, paliw oraz nabytej z zewnątrz energii elektrycznej, ciepłej, gazu i wody oraz innych tego typu mediów. Do zakresu *kosztów usług obcych* wchodzi: usługi transportowe, sprzętowe, łącznościowe, informatyczne, wydawnicze, usługi socjalne itp. *Podatki i opłaty* stanowią koszty zwykłej działalności operacyjnej. Do *podatków* zalicza się podatek: od nieruchomości, gruntowy, od środków transportu, od lokali użytkowych, akcyzowy, podatek naliczony VAT, podatek VAT od importu usług itd. *Do opłat* zalicza się: opłaty za wieczyste użytkowanie gruntów, opłaty lokalne, z tytułu ochrony środowiska, notarialne i sądowe, licencyjne itd. *Koszty wynagrodzenia* obejmują wynagrodzenie osobowe (wypłacane stale zatrudnionym pracownikom na podstawie umowy o pracę) i bezosobowe (wypłacane osobom fizycznym spoza danej jednostki z tytułu umowy-zlecenia, umowy o dzieło itp.). Do *świadczeń na rzecz pracowników* zalicza się: składki z tytułu ubezpieczeń społecznych, odpisy na Fundusz Pracy, odpisy na fundusz gwarantowanych świadczeń pracowniczych, na zakładowy fundusz świadczeń socjalnych. *Amortyzacja* jest elementem kosztów rodzajowych wyrażających równowartość zużycia środków trwałych oraz wartości niematerialnych. Wśród *pozostałych kosztów* można wymienić: koszty podróży służbowych, reprezentacji, reklamy, usług bankowych itp.

W pracy [63] przedstawiono przykładowo roczne koszty eksploatacji  $K_e$  źródeł ciepła w postaci następującego zestawienia:

$$K_e = K_o + K_r + K_z + K_p + K_{el} + K_{tp} + K_{tz} + K_{sz} + K_{t+m}, \quad (8.18)$$

- gdzie:
- $K_o$  - koszt obsługi kotłowni,
  - $K_r$  - koszt remontów kapitalnych i bieżących,
  - $K_z$  - koszt ogólnozakładowy,
  - $K_p$  - koszt paliwa,
  - $K_{el}$  - koszt energii elektrycznej,
  - $K_{tp}$  - koszt dowozu paliwa,
  - $K_{tz}$  - koszt wywozu żużla i popiołu,
  - $K_{sz}$  - koszt składowania żużla i popiołu,

$K_{t+m}$  - pozostałe koszty technologiczne oraz materiałów.

Koszty rocznej eksploatacji  $K_e$  wyrażone wzorem (8.18) można zapisać w postaci:

$$K_e = P_r z + (p_1 + p_2) I^z + p_3 [P_r z + (p_1 + p_2) I^z] + G_p k_p + G_e k_e + G_p k_t l_1 + G_z k_t l_2 + G_z k_w + p_4 K_e, \quad (8.19)$$

- gdzie:
- $P_r$  - roczna płaca z narzutami jednego zatrudnionego [zł/a],
  - $z$  - liczba zatrudnionych,
  - $p_1$  - wskaźnik odpisów na remonty kapitalne [%],
  - $p_2$  - wskaźnik odpisów na remonty bieżące i konserwację [%],
  - $I^z$  - nakłady inwestycyjne na źródło ciepła [zł],
  - $p_3$  - wskaźnik odpisów na działalność ogólnozakładową [%],
  - $G_p$  - ilość paliwa zużytego w okresie roku na produkcję ciepła [t/a],
  - $k_p$  - wskaźnik jednostkowy kosztu paliwa [zł/t],
  - $G_e$  - ilość zużytej energii elektrycznej [MW/a],
  - $k_e$  - wskaźnik jednostkowy kosztu energii elektrycznej [zł/MW],
  - $k_t$  - wskaźnik jednostkowy kosztu transportu [zł/t · km],
  - $l_1$  - odległość między źródłem ciepła a bocznica kolejową [km],
  - $G_z$  - ilość powstałego żużla, popiołu i pyłów [t/a],
  - $l_2$  - odległość między źródłem ciepła a miejskim wysypiskiem śmieci [km],
  - $k_w$  - wskaźnik jednostkowy kosztu składowania odpadów na wysypisku [zł/t],
  - $p_4$  - procentowy narzut do kosztów eksploatacji uwzględniający wszystkie pozostałe koszty.

W ograniczonych ramach niniejszego opracowania przedstawiono tylko zarys problemów analizy termoeconomicznej, która stanowi istotny element wdrożenia projektów racjonalizatorskich w gospodarce energetycznej. Rozwinięcie i szerokie omówienie tych zagadnień można znaleźć w dostępnej literaturze.

## Bibliografia

### Publikacje zwarte

1. Bertalanffy L.: *Ogólna teoria systemów*. PWN, Warszawa 1984
2. Brinkworth B.J.: *Energia słoneczna w służbie człowieka*. PWN, Warszawa 1979
3. Bibrowski Z.: *Energochłonność skumulowana*. PWN, Warszawa 1983
4. Bogdanienko J.: *Odnawialne źródła energii*. PWN, Warszawa 1989
5. Bohdal T., Charun H., Czapp M., Dutkowski K.: *Ćwiczenia laboratoryjne z termodynamiki*. Wyd. Uczelniane Politechniki Koszalińskiej, Koszalin 2000
6. Bohdal T., Charun H., Czapp M.: *Urządzenia chłodnicze sprężarkowe parowe. Podstawy teoretyczne i obliczenia*. WNT, Warszawa 2003
7. Bojarski W.W.: *Podstawy analizy i inżynierii systemów*. PWN, Warszawa 1984
8. Charun H., Czapp M.: *Parowe jednostopniowe urządzenia chłodnicze sprężarkowe*. Wyd. Uczelniane Politechniki Koszalińskiej, Koszalin 1999
9. Cieśliński J.: *Niekonwencjonalne urządzenia i układy energetyczne. Przykłady obliczeń*. Wyd. Politechniki Gdańskiej, Gdańsk 1997
10. Cieśliński J., Mikielewicz J.: *Niekonwencjonalne źródła energii*. Wyd. Politechniki Gdańskiej, Gdańsk 1996
11. Czapp M., Charun H.: *Bilans cieplny pomieszczeń chłodni. Zasady opracowania*. Wyd. Uczelniane Politechniki Koszalińskiej, Koszalin 1997
12. Duraj J.: *Analiza ekonomiczna przedsiębiorstwa*. PWE, Warszawa 1993
13. Gnutek Z., Kordylewski W.: *Maszynoznawstwo energetyczne*. Oficyna Wyd. Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1994
14. Górecki J.: *Sieci cieplne*. Oficyna Wyd. Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1997
15. Górniak H., Szymczyk J.: *Podstawy termodynamiki*. Wyd. Politechniki Śląskiej, Gliwice: Część I – 1993, Część II – 1999
16. Hall A.D.: *Podstawy projektowania systemów*. PWN, Warszawa 1968
17. Jarosiński J.: *Techniki czystego spalania*. WNT, Warszawa 1996
18. Kalinowski E.: *Termodynamika*. Wyd. Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1994
19. Kapitaniak A., Sztraube. *Poradnik palacza. Budowa i obsługa grzewczych i przemysłowych kotłów rusztowych*. WNT, Warszawa 1991
20. Klir G.J.: *Ogólna teoria systemów*. WNT, Warszawa 1976
21. Kołodziejczyk L.: *Gospodarka cieplna w ogrzewnictwie*. Arkady, Warszawa 1972

22. Kołodziejczyk W.: *Urządzenia kotłowe ciepłownicze i technologiczne*. Wyd. Arkady, Warszawa 1964
23. Krasowski E.: *Gospodarka energetyczna w rolnictwie*. Lublin 1993
24. Kruczek S.: *Kotły. Konstrukcje i obliczenia*. Oficyna Wyd. Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2001
25. Krygier K., Klinke T., Sewerynik J.: *Ogrzewnictwo, wentylacja, klimatyzacja*. W.Sz. i P, Warszawa 1991
26. Kucowski J., Laudyn D., Przekwas M.: *Energetyka a ochrona środowiska*. WNT, Warszawa 1997
27. Laudyn D., Pawlik M., Strzelczyk F.: *Elektrownie*. WNT, Warszawa 2000
28. Lech M.: *Elektrownie jądrowe*. Wyd. Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1981
29. Lewandowski W.M.: *Proekologiczne źródła energii odnawialnej*. WNT, Warszawa 2001
30. Lipiński M.: *Pozyskiwanie energii elektrycznej ze słońca*. Wyd. Instytutu Gospodarki Surowcami Mineralnymi i Energią PAN, Kraków 1998
31. Marecki J.: *Podstawy przemian energetycznych*. WNT, Warszawa 1999
32. Matla R., Bernatek M.: *Przemiany energetyczne*. Wyd. Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1982
33. Mejro Cz.: *Podstawy gospodarki energetycznej*. WNT, Warszawa 1974
34. Mejro Cz., Troszkiewicz J., Wierzbicka B.: *Energetyka dziś i jutro*. WNT, Warszawa 1986
35. Mikielwicz J., Cieśliński J.: *Niekonwencjonalne urządzenia i systemy konwersji energii*. Wyd. Zakład Narodowy im. Ossolińskich, Wrocław-Warszawa-Kraków 1999
36. Mikielwicz J., Rasmus A.: *Wybrane zagadnienia z termomechaniki*. Wyd. Uczelniane WSInż. w Koszalinie, Koszalin 1990
37. Neryng A., Wojdalski J., Budny J., Krasowski E.: *Energia i woda w przemyśle rolno-spożywczym*. WNT, Warszawa 1990
38. Nowicki J.: *Promieniowanie słoneczne jako źródło energii*. Arkady, Warszawa 1980
39. Orłowski P., Dobrzański W., Szwarc E.: *Kotły parowe- konstrukcja i obliczanie*. WNT, Warszawa 1979
40. Praca zbiorowa: *Poradnik termoenergetyka*. WNT, Warszawa 1974
41. Praca zbiorowa: *Ekspertyza PAN. Doskonalenie energetyki cieplnej dla obniżenia energochłonności gospodarki i ochrony środowiska*. Wyd. PAN, Warszawa 1991
42. Praca zbiorowa: *Przemysłowa energia odpadowa*. WNT, Warszawa 1993
43. Praca zbiorowa (pod red. H. Koczyk): *Ogrzewnictwo dla praktyków. Poradnik*. Wyd. Systherm, Poznań 2002

44. Praca zbiorowa: *Termodynamika. Laboratorium z miernictwa cieplnego*. Wyd. Politechniki Gdańskiej, Gdańsk 1993
45. Pudlik W.: *Termodynamika*. Wyd. Politechniki Gdańskiej, Gdańsk 1995
46. Rubik M.: *Pompy ciepła. Poradnik*. Ośrodek Informacji Technika Instalacyjna w Budownictwie, Warszawa 1999
47. Ryng M.: *Bezpieczeństwo techniczne w przemyśle chemicznym*. WNT, Warszawa 1987
48. Soliński I.: *Energetyczne i ekonomiczne aspekty wykorzystania energii wiatrowej*. Wyd. Instytutu Gospodarki Surowcami Mineralnymi i Energią PAN, Kraków 1999
49. Staniszewski B.: *Termodynamika*. PWN, Warszawa 1969
50. Szafran R.: *Podstawy procesów energetycznych*. Oficyna Wyd. Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1997
51. Szargut J.: *Termodynamika techniczna*. PWN, Warszawa 1991
52. Szargut J.: *Analiza termodynamiczna i ekonomiczna w energetyce przemysłowej*. WNT, Warszawa 1983
53. Szargut J.: *Energetyka cieplna w hutnictwie*. Wyd. „Śląsk”, Katowice 1985
54. Szargut J., Ziębik A.: *Podstawy energetyki cieplnej*. PWN, Warszawa 1998
55. Szargut J., Petela R.: *Egzergia*. WNT, Warszawa 1965
56. Szewczyk B.: *Termomodernizacja instalacji w budownictwie przemysłowym i użyteczności publicznej. Poradnik-Informator*. Ośrodek Informacji Technika Instalacyjna w Budownictwie, Warszawa 1999
57. Ściażko M., Zieliński H.: *Termochemiczne przetwórstwo węgla i biomasy*. Wyd. Instytutu Chemicznej Przeróbki Węgla i Instytutu Gospodarki Surowcami Mineralnymi i Energią PAN, Zabrze – Kraków 2003
58. Tuliszka E.: *Termodynamika techniczna*. PWN, Warszawa – Poznań 1978
59. Wiśniewski S.: *Termodynamika*. WNT, Warszawa 1999
60. Zalewski W.: *Pompy ciepła sprężarkowe, sorpcyjne i termoelektryczne*. Wyd. IPPU MASTA, Gdańsk 2001
61. Ziębik A.: *Systemy energetyczne*. Wyd. Politechniki Śląskiej, Gliwice 1989

## Artykuły

62. Badakhshan A.: *Natural Gas and Its Share of Present and Future Energy Supply and Demand*. 15 World Petroleum Congress, Beijing (China), 1997, Topic 10

63. Biedugnis S., Kaszyńska T.: *Metodyka badań ekonomicznych systemów zaopatrzenia w ciepło*. Ciepłownictwo, ogrzewnictwo, Wentylacja 1995, nr 10, s.441
64. Butrymowicz D.: *Perspektywy stosowania urządzeń absorpcyjnych*. Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna 1994, nr 3, s. 96
65. Charun H.: *Zapomniane absorpcyjne urządzenia chłodnicze*. Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja 1984, nr 6, s. 179
66. Charun H.: *Wybrane aspekty kombinowanych urządzeń chłodniczych sprężarkowo-absorpcyjnych*. Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja 1985, nr 7/8, s. 187
67. Charun H.: *Podstawowe kierunki poszukiwań nowych roztworów do absorpcyjnych urządzeń chłodniczych*. Ogrzewnictwo, Wentylacja 1985, nr 5, s. 137
68. Charun H., Majka K., Bohdal T.: *Eksploatacyjny bilans cieplny kierunkiem zmniejszenia energochłonności zakładu*. Ogrzewnictwo, Wentylacja 1989, nr 2, s. 43
69. Charun H., Bonca Z.: *Paradoksy energetyczne XX wieku nie tylko w chłodnictwie*. Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna 2000, nr 1, s. 14
70. Chmielniak T.: *Zgazowanie biomasy w układach małej mocy*. Czysta Energia 2003, nr 4, s. 20
71. Chochowski A., Czekalski D.: *Zasoby energii słonecznej pozyskiwanej w kolektorach słonecznych*. Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja 1993, nr 1, s. 8
72. Chochowski A., Czekalski D.: *Instalacje słoneczne do podgrzewania wody użytkowej*. Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja 1993, nr 2, s. 36
73. Chwieduk D.: *Możliwości wykorzystania energii słonecznej w aktywnych systemach ogrzewczych budynków w warunkach polskich*. Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja 1994, nr 1, s. 17
74. Chwieduk D.: *Perspektywy rozwoju i stan obecny energetyki słonecznej w dziedzinie systemów ogrzewczych*. Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja 1994, nr 5, s.163
75. Chwieduk D.: *Najnowsze tendencje w budownictwie energooszczędnym. Izolacje transparentne*. Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja 1995, nr 9, s. 396
76. Czyż H., Dawidowski B.: *Surowce odnawialne i ich wykorzystanie*. Materiały I Regionalnej Konferencji nt. "Energia odnawialna na Pomorzu Zachodnim", Szczecin 2003, s.163
77. Derek P.G.: *Perspektywy wodoru jako nośnika energii*. The Heating and Air Conditioning Journal 1976, no 11, s. 28 oraz Gospodarka Paliwami i Energią 1977, nr 3, s.24

78. Długoszewski B., Minczewski R.: *Przyczynek do rozważań nad energochłonnością małych urządzeń chłodniczych*. Chłodnictwo 1984 nr 6 oraz 1984, nr 7, s. 10
79. Foit H., Majerski S.: *Biwalentne źródła ciepła dla budynków mieszkalnych jednorodzinnych*. Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja 1994, nr 11, s. 409
80. Głócko W.: *Farma wiatrowa w Zagórz*. Czysta Energia 2003, nr 4, s. 24
81. Gutkowski J.: *Energia odnawialna – stan obecny w Polsce*. Gospodarka Paliwami i Energią 2002, nr 5-6, s.11
82. Hycnar J.J., Blaschke W.: *Ekologiczne, ekonomiczne i techniczne czynniki decydujące o roli węgla w bilansach paliwowo- energetycznych*. Polityka Energetyczna 2002, tom 5, Z. 1, s. 5
83. Kabat M., Sobański R.: *Wodór – perspektywiczny nośnik energii*. Gospodarka Paliwami i Energią 1998, nr 3, s. 2
84. Kaiser H.: *Ogólna analiza wykorzystania energii promieniowania słonecznego do celów grzewczych*. Gospodarka Paliwami i Energią 1978, nr 9, s. 5
85. Kamrat W., Auguściak A.: *Oplacalność stosowania układu gazowo-parowego w energetyce cieplnej*. Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja 2001, nr 12, s. 3
86. Karski L.: *Energetyka odnawialna w znowelizowanej ustawie. Podstawowe definicje i terminy*. Czysta Energia 2003, nr 4, s. 8
87. Kicki J., Wirth H., Wanielista K., Butra j.: *Strategiczna i ekonomiczna ocena przemysłowych projektów inwestycyjnych*. IGSMiE, Kraków 2000
88. Koziół J.: *Charakterystyki energetyczne i wykresy obciążeń urządzeń cieplnych*. Gospodarka Paliwami i Energią 1974, nr 3, s.17
89. Kruczek H., Miller R., Tatarek A.: *Spalanie i współspalanie biomasy – korzyści i zagrożenia*. Gospodarka Paliwami i Energią 2003, nr 3, s.13
90. Kruczek H., Kruczek S.: *Kotły, przedpalenisko do spalania i zgazowania biomasy stałej*. Materiały I Regionalnej Konferencji nt.”, Szczecin 2003, s.183
91. Kubski P.: *Celowość stosowania pomp ciepła zasilanych energią elektryczną z elektrociepłowni parowej*. Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna 1997, nr 9, s. 380
92. Kubski P., Lewandowski W.M., Buzuk M.: *Zastosowanie pompy ciepła w zintegrowanym systemie energetycznym oczyszczalni ścieków*. Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna 1994, nr 6, s. 210
93. Laskowski R.: *Spalanie drewna w małych urządzeniach ogrzewczych*. Gospodarka Paliwami i Energią 1988, nr 8, s. 4



94. Laskowski L.: *Racjonalizacja pozyskiwania ciepła do biernego ogrzewania słonecznego*. Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja 1993, nr 10, s. 307
95. Laskowski L.: *Sprawność elementów kolektorowych w systemach biernego ogrzewania słonecznego*. Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja 1993, nr 7, s. 205
96. Lipińska J.: *Kolektory słoneczne*. Raport budowlany 2001, s. 118
97. Lorentzen G.: *Ogrzewanie termodynamiczne metodą przyszłości*. Chłodnictwo 1990, nr 1-2, s. 13
98. Lorentzen G.: *Oszczędzanie energii w chłodnictwie*. Chłodnictwo 1990, nr 1-2, s. 17
99. Machura K., Wasylów J.: *Niektóre aspekty ochrony środowiska w energetyce cieplnej*. Gospodarka Paliwami i Energią 1997, nr 11, s. 23
100. Majka K., Charun H.: *Wpływ niektórych parametrów eksploatacyjnych na pracę kotła typu ER125-032*. Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja 1986, nr 6, s. 128
101. Marecki J.: *Problemy rozwoju skojarzonego wytwarzania energii elektrycznej i ciepła*. Biuletyn Instytutu Techniki Ciepłej Politechniki Warszawskiej 1996, nr 84, s. 33
102. Mieczyski M.: *Energia*. Chłodnictwo 199. , nr 10
103. Mikielwicz J., Gumkowski S.: *O możliwościach wykorzystywania energii słonecznej w warunkach krajowych*. Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna 1994, nr 3, s.82
104. Mikielwicz J.: *Podstawy klasycznej termodynamiki procesów odwracalnych i nieodwracalnych*. Materiały VII Letniej Szkoły Termodynamiki, Komitet Termodynamiki i Spalania PAN- IMP PAN, Stawiska 1997, s. 7
105. Mikielwicz J., Wach E., Mikielwicz D.: *Perspektywy energetyki odnawialnej w Polsce w świetle wytycznych Unii Europejskiej* Materiały VI Konferencji Naukowo-Technicznej :Ogólnopolskie Forum Odnawialnych Źródeł Energii '99, Jadwisin 1999, s. 16
106. Mikielwicz J.: *Termodynamika klasyczna*. Materiały Ekspertyzy PAN, Warszawa 2001, s.15
107. Miller A., Kiryk S.: *Perspektywiczne technologie wodorowe w energetyce*. Gospodarka Paliwami i Energią 1999, nr 12, s. 2
108. Ney R.: *Perspektywy rozwoju energii geotermalnej w świetle polityki energetycznej*. Polityka Energetyczna 2001, tom 4, Z. 1, s. 71
109. Ney R.: *Uwarunkowania i dylematy polskiej polityki energetycznej*. Polityka Energetyczna 1998, tom 1, Z. 1-2, s. 7
110. Ney R.: *Ocena zasobów surowców energetycznych Polski*. Gospodarka Paliwami i Energią 2002, nr 3, s.3

111. Norwisz J., Kolenda Z., Panek A., Miernik T.: *Definiowanie polskiej polityki rozwoju odnawialnych źródeł energii*. Gospodarka Paliwami i Energią 2003, nr 5-6, s.5
112. Oniszk-Popławska A.: *Dostosowanie polskiego prawa do prawa UE w zakresie wykorzystania odnawialnych źródeł energii*. Gospodarka Paliwami i Energią 2003, nr 8, s.2
113. Parczewski Z., Kumanowski M., Rojek M.: *Rynki paliw i energii w Unii Europejskiej – wybrane zagadnienia*. Polityka Energetyczna 2001, tom 4, Z.1, s. 45
114. Praca zbiorowa: *Wytyczne projektowania systemów solarnych firmy Viessmann*. Wrocław 2000
115. Rakowski J.: *Problemy wytwarzania energii przy wykorzystaniu nowych technologii*. Gospodarka Paliwami i Energią 2002, nr 3, s.10
116. Rokicki H.: *Rury ciepłone w technice grzewczej i wentylacyjnej*. Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna 1993, nr 3, s. 100
117. Rokicki H.: *Ogólne uwagi o produkcji, eksploatacji i handlu krajowymi i zagranicznymi kotłami o małej mocy na paliwo stałe*. Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja 1997, nr 11, s. 13
118. Rubik M.: *Aktualne problemy skojarzonej gospodarki ciepłno-chłodniczej w Polsce*. Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja 2000, nr 10, s. 10
119. Rubik M.: *Współpraca sprężarkowych pomp ciepła z instalacjami odbiorczymi*. Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja 1997, nr 7, s. 25
120. Rushby J.: *Natural Gas. Challenges for the Decade*. 15 World Petroleum Congress, Beijing (China), 1997, Topic 4
121. Rubik M.: *Normalizacja a zużycie energii i sprawność urządzeń*. Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja 1995, nr 5, s. 227
122. Rychlicki S., Siemek J.: *Analiza trendów energetycznych w świecie i w Europie z uwzględnieniem rynków węgla, ropy naftowej i gazu ziemnego*. Polityka Energetyczna 1998, tom 1, Z. 1-2, s. 29
123. Sadowski M., Olecka A.: *Efekt cieplarniany i zmiany klimatu- fakty, zagrożenia i adaptacja*. Gospodarka Paliwami i Energia 1998, nr 11, s. 2
124. Soliński J.: *Główne tezy raportu Organizacji Narodów Zjednoczonych i światowej Rady Energetycznej pt. "Światowa ocena energetyczna-energia i wyzwania szans rozwojowych"*. Polityka Energetyczna 2001, tom 4, Z. 1 s. 5
125. Szada - Borzyszkowski W., Bohdal T.: *Analiza wykorzystania diody termicznej w budownictwie*. Materiały I Regionalnej Konferencji nt. "Energia odnawialna na Pomorzu Zachodnim", Szczecin 2003, s. 421
126. Szeptycki A., Wójcicki Z.: *Wykorzystanie odnawialnych zasobów energii w rolnictwie i na pozostałych obszarach wiejskich*. Gospodarka Paliwami i Energią 2003, nr 8, s.35

127. Szymczyk J.: *Poglądy na temat efektu cieplarnianego po szczycie ziemi w Johannesburgu*. Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna 2003, nr 9, s. 324
128. Tomczyk P.: *Czy ogniwa paliwowe będą generatorami energii elektrycznej w XXI wieku*. Czysta Energia 2003, nr 7/8, s.12 oraz 2003, nr 9
129. Tomczyk P.: *Zastosowanie ogniw paliwowych w systemach wykorzystujących źródła energii odnawialnej*. Materiały I Regionalnej Konferencji nt. "Energia odnawialna na Pomorzu Zachodnim", Szczecin 2003
130. Ściążko M., Zawistowski J., Kubica K.: *Produkcja ciepła z biomasy drzewnej w ogrzewnictwie indywidualnym i komunalnym*. Materiały I Regionalnej Konferencji nt. "Energia odnawialna na Pomorzu Zachodnim", Szczecin 2003, s.223
131. Wichowski R.: *Biomasa jako źródło energii w krajach skandynawskich i potencjalne możliwości jej wykorzystania dla celów energetycznych w Polsce*. Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna 1996, nr 9, s. 386
132. Wiśniewski G.: *Energetyczne wykorzystanie drewna i słomy – możliwości i doświadczenia praktyczne*. Instalacje 2000, nr 1, s. 38
133. Ziębik A., Koziół J., Kruczek T., Rusinowski H., Szega M.: *Metoda bilansowa oceny efektywności energetycznej procesów cieplnych oraz jej zastosowania*. Gospodarka Paliwami i Energią 1999, nr 1, s. 12

### **Polskie normy**

134. Polska norma: PN-71/C-04510 *Paliwa odpadowe*
135. Polska norma: PN-72(73)/M-34128 *Kotły parowe. Wymagania i badania odbiorcze*
136. Polska norma: PN-73/C-04759-01 *Paliwa gazowe. Metody badań paliw i spalin. Oznaczanie składu chemicznego metodą objętościową aparatem Orsata*
137. Polska norma: PN-76/C-96024 *Przetwory naftowe. Oleje opałowe*.
138. Polska norma: PN-77/C-04029 *Ropa naftowa i przetwory naftowe. Oznaczenie zawartości wanadu*.
139. Polska norma: PN-78/M-34150 *Kotły parowe i wodne. Parametry podstawowe*.
140. Polska norma: PN-80/G-04511 *Paliwa stałe. Oznaczanie zawartości wilgoci*.
141. Polska norma: PN-80/G-04512 *Paliwa stałe. Oznaczanie zawartości popiołu metodą spalania*.
142. Polska norma: PN-81/G-04516 *Paliwa stałe. Oznaczanie zawartości części lotnych metodą wagową*.

143. Polska norma: PN-81/G-04513 *Paliwa stałe. Oznaczanie ciepła spalania i obliczanie wartości opałowej*
144. Polska norma: PN-81/G-97051 *Węgiel brunatny. Klasy*
145. Polska norma: PN-81/G-97051/05 *Węgiel brunatny. Sortymenty*
146. Polska norma: PN-82/G-96000 *Przetwory naftowe. Gazy węglowodorowe ( $C_3 - C_4$ )*
147. Polska norma: PN-82/G-97002 *Węgiel kamienny. Typy*
148. Polska norma: PN-82/G-97001 *Węgiel kamienny. Sortymenty*
149. Polska norma: PN-82/G-97003 *Węgiel kamienny. Klasy węgla.*
150. Polska norma: PN-82/G-9700 *Węgiel kamienny. Sortymenty węgla energetycznych*
151. Polska norma: PN-86/C—04062 *Przetwory naftowe. Oznaczanie ciepła spalania paliw ciekłych w bombie kalorymetrycznej i obliczanie wartości opałowej*
152. Polska norma: PN-86/C-96002 *Paliwa gazowe. Pomiar ciepła spalania i wartości opałowej za pomocą kalorymetru*
153. Polska norma: PN-86/C-02050/02 *Koks. Sortymenty*
154. Polska norma: PN-86/C-02050/01-07 *Koks z węgla kamiennego*
155. Polska norma: PN-86/C-20250/06 *Koks dla celów opałowych*
156. Polska norma: PN-89/C-96800/01-05 *Przetwory naftowe. Klasyfikacja*
157. Polska norma: PN-C-96024:2001 *Przetwory naftowe. Oleje opałowe*
158. Dokumentacja techniczna i prospekty kotłów różnych firm
159. Materiały własne autora. Nie publikowane