



ZLEPŠENÍ EKONOMIE PROVOZU KOGENERAČNÍCH JEDNOTEK VYUŽITÍM DOPROVODNÝCH TECHNOLOGIÍ PRO ZROVNOMĚRNĚNÍ ROČNÍHO ODBĚRU TEPLA

**Vydala: Česká energetická agentura
Vinohradská 8, 120 00 Praha 2**

**Vypracoval: Doc. Ing. Karel Trnobranský, CSc.
Marie Valentová
René Dufour**

**Tato publikace je určena pro poradenskou činnost a byla zpracována
v rámci Státního programu na podporu úspor energie a využití
obnovitelných zdrojů energie**

Obsah

1. Úvod	strana	3
2. Kombinovaná výroba tepla a elektrické energie		4
3. Kogenerační jednotky se spalovacími motory na zemní plyn		7
4. Kogenerační jednotka s plynovou spalovací turbinou		12
5. Kogenerační jednotka se vznětovým motorem na těžký olej		14
6. Parní kogenerační jednotky		15
7. Ekonomie provozu samotné kogenerační jednotky		21
7.1 Dimenzování výkonu kogeneračních zařízení		21
7.2 Hodnocení ekonomické efektivity kogeneračních zařízení		24
7.3 Zlepšení ekonomie provozu kogenerační jednotky vlivem zvýšení odběru tepla v letním období		25
8. Sušárny dřeva		33
9. Použití sušáren dřeva v kombinaci s kogenerační jednotkou		41
9.1 Sušení měkkého dřeva		42
9.2 Sušení tvrdého dřeva		51
10. Absorpční chlazení		52
10.1 Použití absorpčního chlazení v kombinaci s kogenerační jednotkou		58
11. Použití kogenerace s palivem na bázi biomasy		61
12. Ekonomický přínos využití doprovodných technologií		65
Seznam použité literatury		

1. Úvod

Předkládaný produkt si klade za cíl poskytnout čtenáři základní přehled o možných způsobech kombinované výroby tepla a elektrické energie při použití kogeneračních jednotek.

Postupně bude probírána problematika kogeneračních jednotek na zemní plyn a topný olej. Samostatná pozornost bude věnována i parní kogeneraci, kterou lze běžně realizovat použitím vhodného typu parní turbíny nebo novodobého typu parního motoru.

Pro uvedené způsoby kogenerace bude ilustračně rozebírána otázka ekonomie provozu a vlivu provozních hodnot, které mohou vést ke zlepšení provozní ekonomie.

Základní problematikou hospodárnosti provozu kogeneračních jednotek je značná rozdílnost v odběru tepla mezi zimním a letním obdobím. Z tohoto důvodu je věnována hlavní pozornost možnostem zrovnoměření průběhu ročního odběru tepla z kogenerační jednotky využitím doprovodných technologií. Je zvažováno použití současného provozu sušáren dřeva a absorpčního chlazení s provozem kogenerační jednotky.

Pro konkrétní použití uvedených doprovodných technologií je v produktu provedeno krátké seznámení se základy těchto technologií a to především z pohledu tepelné bilance jejich provozu.

Poslední kapitoly jsou věnovány zhodnocení ekonomického přínosu využití doprovodných technologií s provozem kogenerační jednotky a doporučením pro jejich aplikaci.

2. Kombinovaná výroba tepla a elektrické energie

Při zásobování distribuční sítě teplem nebo elektrickou energií je možno vycházet z toho, že se bude jednat o následující způsoby :

- ◆ samostatnou výroba tepla
- ◆ samostatnou výroba elektrické energie
- ◆ kombinovanou výrobu tepla a elektrické energie – kogenerace.

Při samostatné výrobě tepla, která je zajišťována výtopnou se jedná o tepelnou účinnost zdroje tepla definovanou vztahem :

$$\eta = \frac{Q_{\text{výstup}}}{Q_{\text{vstup}}} 100 \quad / \% / ,$$

kde $Q_{\text{výstup}}$ je vyrobená tepelná energie na výstupu z tepelného zdroje
 Q_{vstup} je tepelná energie paliva vstupujícího do tepelného zdroje.

U plynových kotlů je tato tepelná účinnost cca 92 % pokud kotel nevyužívá kondenzační teplo spalin. Při použití kondenzačního kotle je účinnost nad 100 % vzhledem k tomu, že je účinnost vztažena k výhřevnosti paliva a ne k jeho spalnému teplu, které je vyšší a zahrnuje teplo z kondenzace vodní páry ve spalinách.

Samostatná výroba elektrické energie je v ČR doposud zajišťována převážně z kondenzačních elektráren, které dosahují účinnost výroby el. energie v rozmezí 33 až 38 %. Hodnota účinnosti závisí mimo zmíněné účinnosti konverze paliva na teplo v kotlích, kde je významným faktorem druh paliva, především na parametrech páry, která vstupuje do turbíny a dále pak na dalších provozních a konstrukčních hodnotách. Tepelnou účinnost je možno zvýšit mezhřevem páry, použitím regeneračních ohříváků napájecí vody atd.

Z uvedených hodnot účinností výroby tepla a elektrické energie je patrné, že výrobu tepla je možno zajistit s poměrně slušnou účinností, ale u elektrické energie je to bohužel podstatně horší. Je to způsobeno tím, že převažující podíl tepla, které vstupuje do výrobního cyklu, je ztraceno v chladicí vodě. Chladicí voda zajišťuje kondenzaci páry, která vychází z turbíny a její praktické využití je nereálné s ohledem na její nízkou teplotu. Proto kondenzační teplo v chladicí vodě představuje z energetického hlediska nejvyšší tepelnou ztrátu při tomto způsobu výroby elektrické energie.

Při kombinované výrobě tepla a elektrické energie, které se říká „kogenerace“, se jedná o současnou výrobu dvou druhů energie. Energetická účinnost je pak definována vztahem :

$$\eta = \frac{P_{el} + Q_{tep}}{Q_{paliva}} 100 \quad / \% / ,$$

kde P_{el} je elektrický výkon z kombinované výroby / kW /
 Q_{tep} je výkon v teple z kombinované výroby / kW /
 Q_{paliva} je tepelný příkon přiváděný v palivu / kW /.

U kombinované výroby tepla a elektrické energie se používá poměr (modul teplárenské výroby el.energie), který udává poměr výkonu vyrobené el.energie k tepelnému výkonu, který je dodáván do tepelné sítě z kombinovaného zdroje. Název teplárenský modul vychází z toho, že teplárna rovněž zajišťuje kombinovanou výrobu tepla a el.energie a to v parním cyklu. Teplárenský modul je definován vztahem :

$$e = \frac{P_{el}}{Q_{tep}} \quad / - /$$

Čím je vyšší modul teplárenské výroby el.energie (e) tím méně elektřiny je třeba vyrábět s nízkou účinností v kondenzační elektrárně při současné výrobě daného množství tepla, které odpovídá kombinované výrobě. Proto úspora paliva vstupujícího do kombinované výroby je vyšší.

Pro oddělenou výrobu tepla ve výtopně a el.energie v kondenzační elektrárně platí vztah pro výpočet spotřeby tepla ve vstupujícím palivu :

$$Q_{palivo} = \frac{P_{el}}{\eta_{KE}} + \frac{Q_{tep}}{\eta_V} \quad /kW/$$

kde značí η_{KE} účinnost výroby el.energie v kondenzační elektrárně (0,38)
 η_V účinnost výroby tepla ve výtopně (0,9).

Budeme vycházet pro názornost z příkladu, že máme zajistit:
 $P_{el} = 1 \text{ MW}$... 18 % a $Q_{tep} = 4 \text{ MW}$... 72 %, 0,5 MW připadá na tepelné ztráty cyklu ... 10 % (odpovídající teplárenský modul $e = 0,25$).

V teplárenské (kombinované) výrobě pak potřebujeme k tomuto zajištění 100 % paliva na vstupu do energetického zdroje. Při oddělené výrobě tepla a el.energie tomu však odpovídá potřeba tepla ve vstupujícím palivu :

$$Q_{paliva} = \frac{18}{0,38} + \frac{72}{0,9} = 127,4 \% \quad \dots \Delta Q = 27,4 \%$$

Rozdíl v tepelné energii ve formě vstupního paliva činí při kombinované výrobě pro zajištění požadovaných výkonů úsporu tepla ve výši 27,4 % oproti výrobě oddělené.

Uvedené snížení spotřeby paliva při kombinované výrobě tepla a el. energie přispěje i k odpovídajícímu snížení emisí škodlivin ze spalovaného paliva. Snížení spotřeby paliva u kogeneračních jednotek nabývá ještě více na významu v tom případě, kdy se spalují ušlechtilá paliva z dovozu (zemní plyn a topné oleje).

Při zvýšení teplárenského modulu na hodnotu $e = 0,6$ bude poměrná úspora tepla oproti oddělené výrobě již :

$$\frac{\Delta Q}{Q_{paliva}} = 30 \%$$

Z uvedených hodnot vyplývá, že širší uplatnění kogenerace představuje významné energetické opatření na úsporu paliv a energie. Z tohoto důvodu je ve vyspělých státech tento způsob kombinované výroby preferován a od určitého výkonu kogenerační jednotky je dokonce i povinný.

Pro mechanický pohon el.generátoru je možno při kogeneraci použít:

- ◆ plynový spalovací motor
- ◆ spalovací motor na topný olej
- ◆ plynovou spalovací turbínu
- ◆ parní turbínu
- ◆ parní motor.

Ve výčtu uvedený možný typ hnacího agregátu bude záviset na jeho požadovaném výkonu, dostupnosti použitého paliva a požadované hodnotě modulu teplárenské výroby.

Pro přehlednost budou postupně uvedeny jednotlivé typy výše uvedených kogeneračních jednotek.

3. Kogenerační jednotky se spalovacími motory na zemní plyn

U těchto jednotek je transformace tepelné energie z paliva na mechanickou energii zajišťována pomocí spalovacího motoru. Motor pak pohání el. generátor, který zajišťuje výrobu el. energie.

Pro dodávku tepla z kogenerační jednotky je využíváno teplo z výfukových plynů motoru, teplo z chlazení bloku motoru a chlazení oleje. Dodávka tepla může být provedena formou :

- ◆ teplé vody
- ◆ horké vody
- ◆ páry.

Schema kogenerační jednotky s plynovým spalovacím motorem je patrné z obrázku č. 3.1. Z obrázku je patrné, že využití odpadního tepla z motoru je realizováno použitím dvou tepelných výměníků. První výměník odvádí teplo z bloku motoru a chlazení oleje na teplotové úrovni 80 až 90 °C. Druhý tepelný výměník využívá odpadní teplo z výfukových spalin motoru na teplotové úrovni cca 400 až 500 °C.

Nejčastěji jsou však kogenerační jednotky používány a projektovány na běžné parametry teplovodního systému a to 90/70 °C, méně již na parametry 110/85°C. U teplovodního způsobu se vratná voda o teplotě 70 °C zavede nejdříve do výměníku s nižší teplotovou hladinou a její dohřívání na 90 °C probíhá v dalším výměníku.

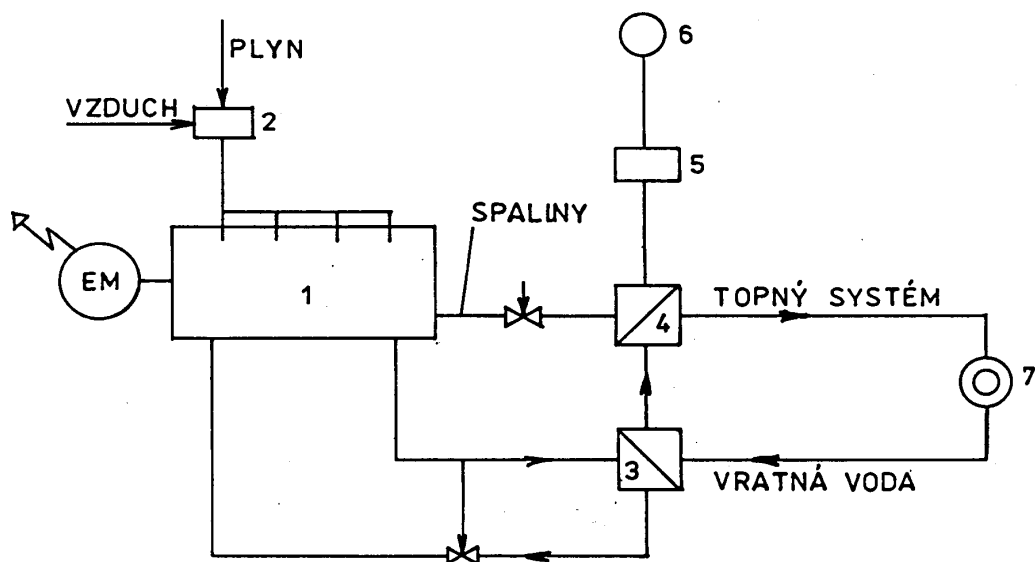
Během roku může nastat období, kdy je odběr tepla z kogenerační jednotky snížen nebo zcela zastaven. Aby během této doby nedocházelo k přehřívání motoru jeho nedostatečným chlazením je do okruhu zařazen nouzový chladič, který je chlazený vzduchem.

Průběh toku energie u kogenerační jednotky se spalovacím motorem je znázorněn na obrázku č. 3.2, kde je rovněž uveden podíl vyráběné elektrické energie, podíl v teple a tepelné ztráty.

Obrázek 3.1

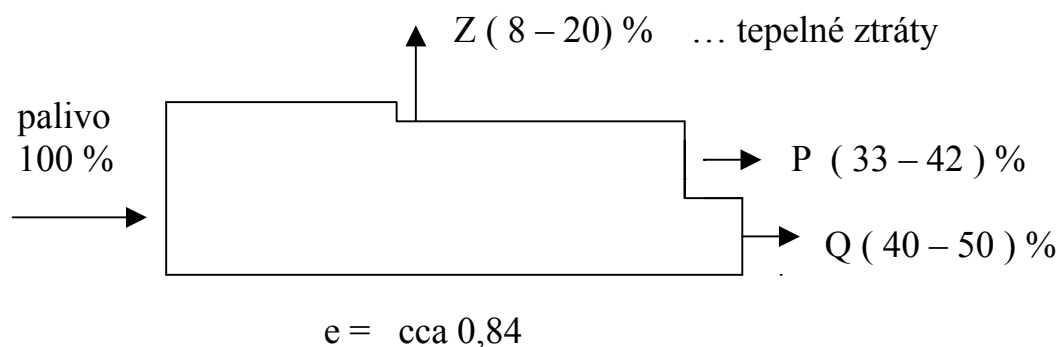
Schema kogenerační jednotky s plynovým spalovacím motorem

- 1 - spalovací motor s el. generátorem
- 2 - směšovací zařízení plyn/vzduch
- 3 - výměník voda/voda pro chlazení válců motoru
- 4 - výměník spaliny/voda
- 5 - katalyzátor NO_x
- 6 - komín
- 7 – spotřebič tepla.



Obrázek 3.2

Průběh toku energie u kogenerační jednotky se spalovacím motorem



Celková tepelná účinnost kogenerační jednotky s plynovým spalovacím motorem se pohybuje v rozmezí cca 80 až 92 %. Výhodou spalovacího motoru je ta skutečnost, že při snížení výkonu motoru nedochází k výrazné změně účinnosti výroby el.energie. Tato účinnost je definována jako poměr el. výkonu ku příkonu v přiváděném plynu. Její hodnota se pohybuje v rozmezí 33 až 42 %.

Obdobně je definována účinnost výroby tepla (poměr využitelného tepla k teple v přiváděném palivu). Její hodnota se pohybuje v rozmezí 40 až 50 %.

Kogenerační jednotky se zážehovými spalovacími motory se dodávají v rozsahu el.výkonu 20 – 5000 kW. Vhodnost optimálního použití spalovacích motorů je do el.výkonu 2 MW. Nad el.výkon 10 MW je již výhodnější použití plynové spalovací turbíny.

Nevýhodou plynových spalovacích motorů, oproti plynovým turbínám, je vyšší produkce emise NO_x ve spalinách.

Základní přehled o možnostech tuzemských i zahraničních dodavatelů plynových kogeneračních se spalovacími motory je patrný z následujících tabulek.

Tabulka 3.1 Kogenerační jednotky TEDOM s.r.o., Třebíč

typ	výkon / kW /		účinnost / % /	
	elektrický	Tepelný	elektrická	tepelná
MT – 22 A	22	43	27	53
MT – 45 A	45	80,5	29	52
MT – 75 A	75	125	31	53
MT – 140 S	140	200	34	51
MT – 400 S	400	600	34	52
190-CAT 32	193	268	34	48
190-CAT 70	159	244	34	52
260-CAT 32	264	364	34	47
260-CAT 70	235	372	34	53
390-CAT 32	390	515	34	45
390-CAT 70	346	531	35	52
500-CAT 32	510	722	34	48
500-CAT 70	455	740	33	54
770-CAT 32	770	1045	35	47
770-CAT 70	685	1105	34	54
1000-CAT 32	1035	1390	35	47
1000-CAT 70	920	1473	34	54

Označení v tabulce představuje :

MT - motory tuzemské výroby Liaz, Zetor

CAT - motory Caterpillar řady TA

A - generátor asynchronní

S - generátor synchronní.

Tabulka 3.2 Kogenerační jednotky Motorgas s.r.o., Praha

Typ	výkon / kW /		účinnost / % /	
	elektrický	Tepelný	elektrická	tepelná
TBG 60	55	95	35	50
TBG 140	140	200	35	50
TBG 260	257	365	35	51
TBG 350	343	485	35	51
TBG 520	520	735	36	51
TBG 700	698	980	37	51
TBG 760	770	1120	35	51
TBG 930	936	1323	36	51
TBG 1100	1089	1565	35	51
TBG 1230	1237	1748	36	51
TBG 1600	1588	2100	37	50
TBG 2400	2387	3150	38	50
NAG 40	36	75	29	58
NAG 80	79	139	32	55
NAG 150	142	245	33	57
NAG 200	189	329	33	58
NAG 300	294	507	34	58
NAG 360	358	617	34	59
NAG 480	478	820	33	56
NAG 600	593	1015	34	58
NAG 730	722	1165	35	57
NAG 970	962	1610	33	55

Typy TBG jsou dodávány s motory na chudou směs, typy NAG s motory provozovanými na stechiometrický poměr vzduch - palivo.

Tabulka 3.3 Škoda Praha s.r.o.

typ	výkon / kW /	
	elektrický	Tepelný
Škoda P 300,D-300	300	450
Škoda P - 400	400	600
Škoda P - 600	600	870
Škoda J - 736	736	947
Škoda J - 922	922	1185
Škoda R - 2300	2300	3270

V tabulce jsou použita označení : P - motory Parkins
 J - motory Jenbacher
 R - motory Ruston
 D - motory Dorman Diesel.

Tabulka 3.4 Dagger s.r.o., Praha

typ	Výkon / kW /	
	elektrický	Tepelný
SPG 115	115	155
SPG 170	170	240
SDG 300	300	430
SDG 400	400	605
SDG 600	600	916
SDG 800	800	1226

Tabulka 3.5 ČKD MOTORY a.s., Hradec Králové

typ	výkon / kW /		Účinnost / % /	
	elektrický	tepelný	Elektrická	tepelná
6-27,5,A2S-G	500	735	33	49
6C28GSG	1000	1500	33	49
8C28GSG	1328	2000	32	48
12C28GSG	2000	3000	35	52

Z tabulek č. 3.1 až 3.5 je patrné v jaké výkonové řadě se pohybují kogenerační jednotky se spalovacími motory na zemní plyn. Rovněž je uvedeno v jakém rozmezí se pohybuje účinnost výroby el. energie a tepla.

Účinnost výroby el. energie a tepla se u kogeneračních jednotek se spalovacími motory mění v závislosti na parametrech teplotního média. Změna parametrů je uvedena v tabulce 3.6 .

Tabulka 3.6 Změna účinnosti motoru JSM 208 GS – N.LC, 1500 ot/min, pro palivo zemní plyn.

teplonosné medium	90/70 °C	110/85 °C	130/110 °C
energie v plynu /kW/	772	711	560
el. výkon / kW/	280	253	192
tepel.výkon /kW/	400	329	234
el. účinnost /%/	36,2	35,6	34,3
tepel.účinnost /%/	51,8	46,3	41,7
celková účinnost /%/	88,0	81,9	76

Z uvedeného porovnání je zřejmé, že změnou parametrů odebíraného tepla se snížila celková účinnost o 12 %. Při použití odběru tepla ve formě páry by celková účinnost ještě více poklesla.

4. Kogenerační jednotka s plynovou spalovací turbinou

Jak již bylo dříve uvedeno jsou kogenerační jednotky se spalovací plynovou turbinou vhodné pro rozsah el. výkonu nad 10 MW. Celkové uspořádání této jednotky je patrné z obrázku 4.1.

Spalovací turbina pohání el.generátor, který zajišťuje výrobu el. energie. Spaliny vystupující z plynové turbíny jsou zavedeny do spalínového kotle, který zajišťuje využití odpadního tepla ze spalín vystupujících z turbíny. Z tohoto kotle je možno využít teplo ve formě teplé či horké vody nebo ve formě páry.

Spalovací vzduch, který je nutno přivádět do spalovací komory turbíny je dodáván kompresorem, který je na společné hřídeli s plynovou turbinou. Do spalovací komory je dále zaústěn přívod plynu. Přiváděný plyn má vstupní přetlak před spalovací komorou cca 1,5 až 2,5 MPa.

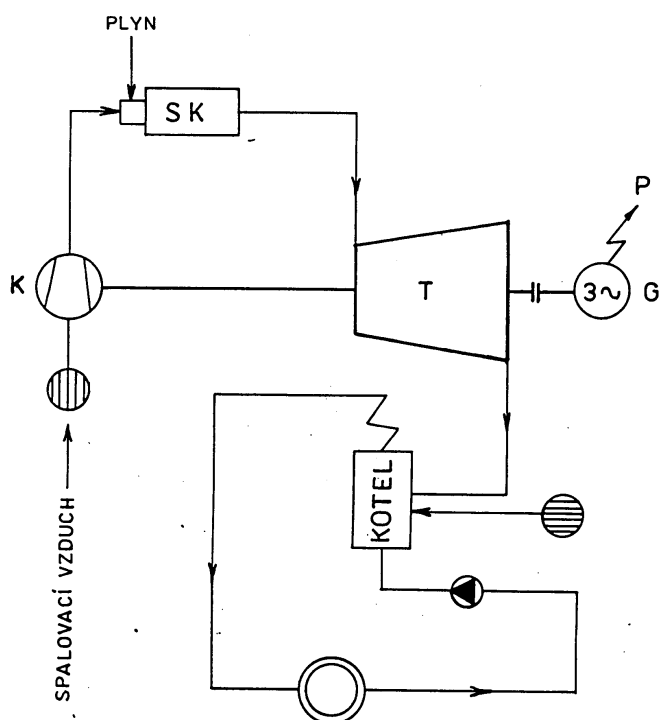
Spaliny vystupující ze spalovací komory prochází přes lopatkování oběžných kol turbíny, která obvykle přes převodovku pohání el. generátor. Teplota spalín na výstupu z turbíny je řádově cca 450 až 600 °C. Spalínový kotel může využívat spaliny z turbíny o uvedené teplotě nebo se tyto spaliny dále ohřívají přídavným plynovým hořákem na maximální teplotu 900 °C. Přídavný plynový hořák plní funkci zvýšení teploty spalín při požadavku zvýšení tepelného výkonu spalínového kotle.

Dále je spalínová cesta vybavena uzavíratelným výfukem, který umožňuje vypouštět spaliny do ovzduší bez využití jejich citelného tepla. Tento výfuk

se obvykle využívá pouze při najíždění turbíny nebo při přechodném snížení odběru tepla ze spalínového kotle.

V některých případech je možno použít spalin na výstupu z turbíny přímo pro technologické účely, např. vytápění rotačních pecí v cementárnách a pod.

Obrázek č.4.1 Schema uspořádání plynové kogenerace se spalovací turbínou



Účinnost výroby el. energie u kogenerace se spalovací turbínou ovlivňuje především teplota spalin za spalovací komorou turbíny. Výše této teploty je však omezena s ohledem na materiál lopatek na max. 1150 až 1200 °C. Z tohoto důvodu je plyn ve spalovací komoře spalován s vysokým součinitelem přebytku spalovacího vzduchu, který odpovídá přípustné maximální teplotě spalin. Spaliny odcházející ze spalovací komory mají v důsledku vysokého součinitele přebytku spalovacího vzduchu obsah kyslíku ve spalinách cca 15 až 18 %. V případě jejich přehřívání přidavným hořákem před spalinovým kotlem představují v podstatě silně přehřátý spalovací vzduch.

Účinnost výroby el. energie se rovněž zvyšuje použitým kompresním poměrem použité plynové turbíny. Potřebný tlak plynu zajišťuje pomocný plynový kompresor. Uvedená účinnost je u spalovacích turbín definována na základě jejich nominálního výkonu, neboť při snižování výkonu turbíny klesá jejich účinnost výroby el. energie.

Rozsah nominálních účinností výroby el. energie je u soustrojí se spalovacími turbinami v rozmezí od cca 16 % do 38 %.

Účinnost výroby tepla je u kogeneračních jednotek se spalovací turbinou v rozmezí cca 40 až 60 %.

Celková účinnost kogeneračních jednotek se spalovací turbinou se pohybuje v rozmezí 72 až 85 %. Kogenerační jednotky se spalovací turbinou se dodávají v rozsahu el. výkonu 1 MW až 200 MW.

5. Kogenerační jednotka se vznětovým motorem na těžký olej

Kromě kogeneračních jednotek s plynovým spalovacím motorem a plynovou spalovací turbinou je možno použít i kogenerační jednotky spalující těžký olej, čímž náklady na palivo poklesnou oproti zemnímu plynu cca na polovinu.

Zatímco kogenerační jednotky s plynovými motory jsou koncipovány jako zážehové (buď upravené vznětové jednotky nebo přímo konstruované jako zážehové) jsou kogenerační jednotky spalující těžký olej vyráběny v původní konfiguraci (pro spalování nafty) tedy jako vznětové.

Kogenerační jednotky s motory na těžký olej mají stejně vysokou účinnost výroby elektrické energie jako kogenerační jednotky s plynovými motory. V oblasti jednotkových el. výkonů 3,5 až 22 MW se jedná o hodnotu této účinnosti v rozmezí 41 až 46 %. Kogenerační jednotky s plynovými turbinami, nebo turbinami na lehký olej dosahují v uvedeném výkonovém rozsahu účinnost výroby el. energie v rozmezí 28 až 33 %.

Porovnání provozu kogeneračních jednotek s turbinami a motory spalujícími lehký a těžký olej s klasickou parní elektrárnou spalující uhlí z hlediska investičních a provozních nákladů je patrné z hodnot uvedených v tabulce 5.1. Hodnoty v tabulce jsou uváděny dle zahraničních poznatků.

Z této tabulky je patrný i vliv počtu provozních hodin kogenerační jednotky za rok na cenu vyrobené el. energie. Počet provozních hodin jasně ukazuje, že se zvyšujícím se ročním využitím kogenerační jednotky dochází k výraznému poklesu ceny vyráběné el. energie.

Z tohoto důvodu bude v následujícím problematice „možného zvyšování ročního využití kogenerační jednotky „ věnována zvláštní pozornost.

Tabulka 5.1 Porovnání provozních a investičních nákladů

		parní elektrárna	spalovací turbína	vznětový motor	vznětový motor
druh paliva		uhlí	lehký olej	lehký olej	těžký olej
cena paliva	USD/t	70	280	280	180
investiční náklady	USD/kW _e	1200	400	300	600
údržba a opravy	USD/MWh	5	7	10	12
pal.náklady	USD/MWh	23	72	63	38
cena vyrob. el.energie					
500 h/r	USD/MWh	257	160	129	162
1000 h/r	USD/MWh	145	122	101	106
2000 h/r	USD/MWh	89	103	92	78
3000 h/r	USD/MWh	70	97	86	69

6. Parní kogenerační jednotky

Kombinovanou výrobu tepla a el.energie je možno rovněž realizovat i prostřednictvím pracovního media ve formě páry. Hnací jednotkou el. generátoru je pak protitlaká parní turbína nebo parní motor. S ohledem na požadovaný tlak páry na vstupu do hnací jednotky je však nutno použít standardní parní kotel. Při použití plynové spalovací turbíny a parního kotle na odpadní teplo(využití citelného tepla spalin vystupujících ze spalovací turbíny), který dodává vyrobenou páru k pohonu parní turbíny se jedná o tak zvaný paroplynový cyklus. Vzhledem k tomu, že tyto paroplynové cykly se používají u jednotek vyššího výkonu omezíme se pouze na provedení s parním kotlem a návaznou parní hnací jednotkou.

V současné době jsou v ČR tuzemští výrobci, kteří mohou zajistit nejenom dodávku parního kotle, ale i parní turbíny a parního motoru.

Při použití protitlaké parní turbíny i parního stroje jsou parametry vystupující páry takové, že lze tuto páru dále využít pro vytápění a technologické účely.

Pokud se použije protitlaká parní turbína jsou na parní kotel kladeny zvýšené požadavky oproti alternativě s parním strojem. Tyto zvýšené požadavky lze shrnout následovně :

- ◆ Kotel musí být vybaven přehřívákem páry, který zajistí vyšší teplotu páry pro dosažení přijatelného entalpického spádu páry na turbině. Pára na výstupu z turbíny musí být ve vymezené oblasti „sytosti páry“, aby vodní kapičky příliš nesnižovaly životnost lopatek turbíny.
- ◆ Kotel s přehřívákem páry představuje vyšší investiční náklady než jsou u parního kotle na sytou páru.

Z uvedených důvodů je výhodnější použití parního motoru. Parní motor může pracovat jak na přehřátou, tak sytou páru.

Pro informaci jsou v následujících tabulkách uvedeny hlavní technické parametry uvedených zařízení.

Tabulka 6.1 Universální středotlaké parní kotle o parním výkonu 0,2 až 8 t/h řady KU, výrobce firma PolyComp a.s.

parametry		200	600	1000	2000	4000	5000	6000	7000	8000
jmen.výkon	kg/h	200	600	1000	2000	4000	5000	6000	7000	8000
tepel.výkon	kW									
syta pára		131	392	521	1303	2606	3258	3910	4561	5213
přehřátá pára		144	433	676	1352	2704	3380	4056	4732	5408
max.tlak páry	MPa	1,4 (0,6 0,9 1,8)								
min.tlak páry	MPa	0,2 až 0,4								
jmen. teplota přehřáté páry	°C	do 450								
účinnost kotle ZP/LTO	%	91/ 89								
účinnost s EKO ZP/LTO	%	92 - 94 / 91 - 92								
jmen.teplota napájecí vody	°C	105 (70)			105					
jmen.teplota spal.vzduchu	°C	20								

Pro ilustraci výkonové řady a hlavních parametrů byl uveden pouze jeden tuzemský výrobce ale existuje řada dalších výrobců a proto není možno veškeré výrobce uvádět. Uváděné tabulky mají podat pouze přehled o dostatečně dobrém pokrytí rozsahu parního výkonu těchto kotlů.

Tabulka 6.2 Parní turbogenerátory, výrobce PolyComp a.s.

jmenovitý tlak páry na vstupu	1,4 až 1,6 MPa
jmenovitá teplota páry	200 – 240 °C
jmenovitý tlak páry na výstupu	0,5 Mpa
hltnost turbíny	3 – 15 t/h
zpracovatelný adiabat. spád	100 – 130 kJ/kg
termodynamická účinnost	61 %
jmen.otáčky turbinového kola	22350 ot/min
jmenovitý výkon na hřídeli	50 – 300 kW

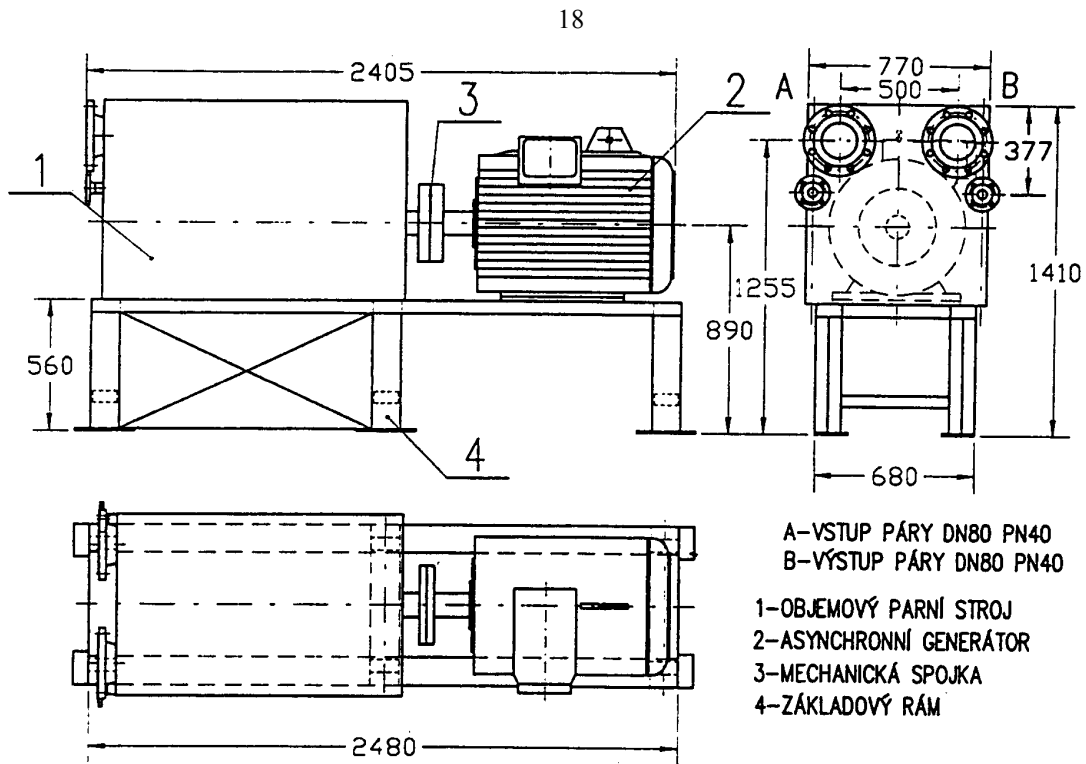
Hodnoty uvedené v tabulce 6.2 se týkají vysokootáčkové radiální, protitlaké parní turbíny ve spojení s asynchronním generátorem. Zařízení je možno provozovat bezobslužně s automatikou řízení PC. Výkon parního turbogenerátoru je závislý na tlakovém spádu a hltnosti turbíny.

Tabulka 6.3 Parní motor PM – VS I, výrobce PolyComp a.s.

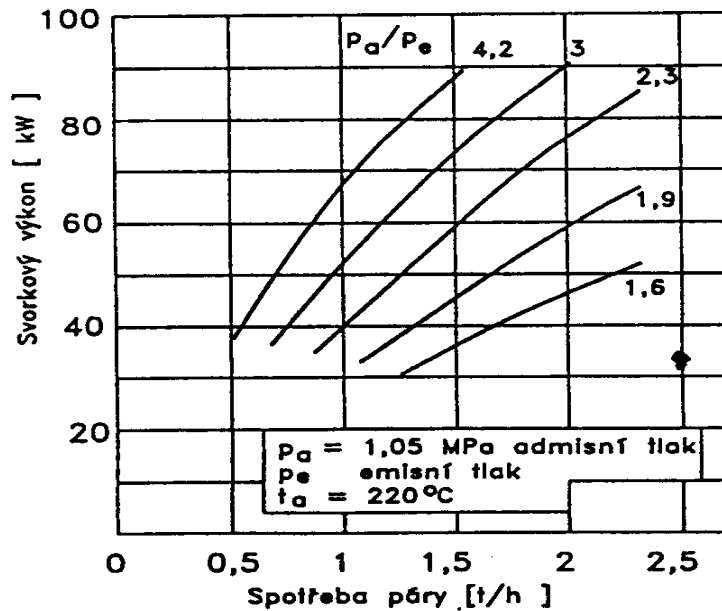
pracovní medium		sytá nebo přehřátá pára
vstupní teplota	°C	240
vstupní tlak	MPa	2
otáčky motoru max.	ot/min	1500
elektrický výkon	kW	70
hmotnost	kg	cca 1750
rozměry	mm	délka 2500,šířka 700,výška 1400

Parní motor PM – VS I je objemový parní stroj, který pracuje v kombinaci s asynchronním el. generátorem. Motor pracuje do protitlaku, nebo do kondenzačního provozu. Podle využitelného entalpického spádu a množství páry je možno řadit parní motory paralelně, nebo seriově.

Uspořádání parního motoru je patrné z obrázku 6.1 . Pracovní charakteristika motoru je uvedena na obrázku 6.2.



Obrázek 6.1 Uspořádání parního motoru PM – VS I



Obrázek 6.2 Pracovní charakteristika parního motoru PM – VS I pro otáčky 1500 ot/min

Z pracovní charakteristiky parního motoru PM – VS I vyplývá, že pro vstupní parametry (admisní) páry :

tlak páry $p_a = 1,05 \text{ MPa}$
 teplota páry $t_a = 220 \text{ }^\circ\text{C}$... přehřátá pára

vychází pro uvedené poměry p_a/p_e tlaky páry na výstupu z parního motoru (p_e) uvedené v tabulce č. 6.4 .

Tabulka 6.4 Tlak páry na výstupu z parního motoru pro použité poměry tlaků p_a/p_e

p_a/p_e	$p_e \text{ MPa}$
4,2	0,25
3,0	0,35
2,3	0,45
1,9	0,55
1,6	0,65

Vzhledem k tomu, že další využití páry vystupující z motoru bude k účelům vytápění postačuje tlak páry $p_e = 0,25 \text{ MPa}$. Pro jmenovitý elektrický výkon parního motoru 70 kW_e pak vychází spotřeba páry při $p_a = 1,05 \text{ MPa}$, $t_p = 220^\circ\text{C}$ cca $1,1 \text{ t/h}$.

Pro el. výkon generátoru 70 kW , který je poháněn parním motorem, vychází celková tepelná energie na výstupu z motoru (ve formě výfukové páry) Q_c a energie využitelná pro vytápění při podchlazení kondenzátu na $80 \text{ }^\circ\text{C}$ dle vztahu

$$Q_{\text{vyt}} = M_p (i_e - i_{80}) \quad / \text{ kW} / ,$$

kde značí M_p ... průtok páry kg/s , i_e ... entalpie emisní páry , i_{80} ... entalpie kondenzátu podchlazeného na $80 \text{ }^\circ\text{C}$. Hodnoty Q_c a Q_{vyt} jsou uvedeny v tabulce č. 6.5 pro použité poměry p_a/p_e .

Tabulka 6.5

p_a/p_e	t/h	$Q_c \text{ kW}$	$Q_{\text{vyt}} \text{ kW}$
4,2	1,1	805,6	703,2
3,0	1,4	1045	914,6
2,3	1,8	1364	1196,4
1,9	2,5	1922,5	1689,7
1,6	-		

Při poměru $p_a/p_e = 1,6$ parní motor již nedosahuje el. výkon 70 kW .

Pro uvedený parní výkon je možno použít odpovídající parní kotel např. od firmy PolyComp a.s., nebo Clauhan s.r.o., kde je rozsah parního výkonu kotlů ještě příznivěji dělen dle tabulky č. 6.6 . V této tabulce jsou uvedeny parametry válcového plamencového, žárotrubného kotle se třemi tahy, který je určen pro spalování oleje a plynu. Kotle jsou konstruovány pro jmenovitý tlak páry 0,83 MPa a 0,123 MPa. Obrátové komory kotle jsou chlazené vodou, nikoli vyzděné, což přispívá ke zlepšení tepelné účinnosti kotle a odstranění případných provozních potíží s vyzdívkou. Na přání zákazníka je možno kotle vybavit i přehřívákem páry s teplotou přehřátí až do 300 °C.

Pochopitelně je možno použít kotlů od dalších výrobců, jejichž parametry páry odpovídají uvedeným hodnotám.

Tabulka 6.6 Tabulka hlavních parametrů středotlakých parních kotlů Danstoker typ TDC

kotel TDC	č.	1	2	3	4	5	6	7	8
max. výkon	t/h	1,00	1,25	1,6	2,00	2,6	3,15	4,00	5,2
max. výkon	kW	655	820	1050	1310	1700	2070	2620	3415
délka	mm	3280	3530	3530	3730	4030	4730	4830	5130
šířka	mm	1810	1810	2010	2060	2310	2310	2460	2610
výška	mm	2060	2060	2060	2310	2560	2560	2710	2860
vodní objem	m ³	2,89	3,09	3,66	4,33	6,08	7,78	8,61	10,6
parní objem	m ³	0,50	0,56	0,63	0,80	1,19	1,23	1,78	2,32
objem spalin	m ³	1,16	1,32	1,69	2,09	2,9	3,19	4,00	4,89
hmot. 8,3 bar	t	3,4	3,7	4,3	5,0	6,9	8,0	9,4	10,0
hmot. 1,23 bar	t	3,9	4,2	5,2	6,0	7,9	8,9	10,8	11,2

7. Ekonomie provozu samotné kogenerační jednotky

Z hlediska ekonomické efektivity provozu kogenerační jednotky je dosažení co nejvyššího poměru vyrobené elektrické energie k vyrobenému teplu. Tento požadavek vyplývá z toho důvodu, že vyrobenou el. energii je možno lépe finančně zhodnotit než stejnou energii vyrobenou v teple (kWh). Mimo hlediska provozovatele kogenerační jednotky přichází v úvahu i hledisko celospolečenské z jehož pohledu se jedná o snížení emisí z elektráren při výrobě el.energie v kogeneračních jednotkách. Stávající kondenzační elektrárny spalují převážně méněhodnotné hnědé uhlí a účinnost výroby el. energie je u těchto zařízení cca 32 %.

Jak již bylo dříve uváděno je poměr vyrobené el.energie k vyrobenému teplu u různých typů kogenerace různý a to :

pro protitlakou parní turbinu	1 : 6 až 1 : 9
pro plynové spalovací motory	1 : 1,1 až 1 : 1,6
pro plynové spalovací turbíny	1 : 1,7 až 1 : 2,1 .

Jak je z uvedených hodnot patrné nejvyššího efektu výroby el. energie k vyrobenému teplu dosahuje kogenerační jednotka s plynovým spalovacím motorem. Její další výhodou je to, že při poklesu výkonu výroby el. energie se příliš nesnižuje účinnost výroby el. energie v závislosti na výkonu. Proto v našich dalších úvahách budeme používat tento druh kogeneračních jednotek a to i s ohledem na rozsah použitých výkonů.

Aby byl provoz kogenerační jednotky maximálně hospodárný je nutno provést správné dimenzování výkonu kogenerační jednotky.

7.1 Dimenzování výkonu kogeneračních zařízení

Při návrhu typu použité kogenerační jednotky je výchozím parametrem druh použitého paliva. U spalovacích motorů je možno použít zemní plyn nebo topný olej. U parní kogenerace je možno mimo uvedených paliv použít i paliva levnější a to uhlí, těžký topný olej a případně i biomasu. Je proto vždy nutno zvážit dostupnost použitého paliva a jeho cenu.

V dřevozpracujících závodech by bylo účelné použít parní kogeneraci s parním motorem, neboť v těchto provozech vzniká nezpracovatelný dřevní odpad, který je možno energeticky využít a snížit tak náklady na ostatní druhy paliv.

Dalším hlediskem je při návrhu kogenerační jednotky dimenzování jejího výkonu. Při návrhu je nutno přihlídnout k podmínkám subjektu ve kterém bude kogenerační jednotka instalována. Je nutno zvážit, mimo dříve uvedených hledisek, následující :

- ◆ poměr spotřeby el. energie a tepla
- ◆ druh požadovaného teplotního média
- ◆ stávající instalovaný výkon kotlů a jejich teplotní a tlakové parametry.

Vzhledem k tomu, že nejvyšší četnost odebíraného el. výkonu do 1 MW je u průmyslových a větších komunálních objektů v ČR, bude se jednat o oblast použití kogeneračních jednotek se spalovacími motory. Druh topného média je pak ve formě teplé nebo horké vody.

Kogenerační jednotka není v naprosté většině případů instalována jako jediný zdroj tepla. Převážně se používá v kombinaci s dalšími energetickými zdroji.

Ideální provozní podmínky kogenerace jsou takové, kdy může být kogenerační jednotka během roku provozována na plný elektrický a tepelný výkon s maximálním počtem provozních hodin. Takový ideální stav však současně předpokládá, že bude zajištěn odběr vyrobeného tepla a el. energie. Zajistit odběr vyrobené elektrické energie nebývá takový problém jako zajistit celoroční odběr vyráběného tepla. Dle stávajících zákonů může i drobný výrobce el. energie dodávat tuto energii do rozvodné el.sítě. Otázkou pouze zůstává cena takto vykupované el. energie. Její výše závisí na podmínkách uzavřené smlouvy s rozvodnými závody a místně může být odlišná. Při celodenní dodávce el. energie k výkupu do rozvodné sítě je možno uvažovat s její cenou cca 1 Kč/kWh (dodávka el.energie ve „směsi“ to je mezi VT a NT).

Z uvedeného vyplývá, že je vždy nutno zvážit možnost odběru vyráběné el. energie pro vlastní spotřebu, kdy značným přínosem provozovatele kogenerační jednotky může být rozdíl ceny nakupované a prodávané el.energie.

Aby mohlo dojít k optimálnímu provozu kogenerační jednotky je nutno jí začlenit do oblasti základního zatížení dodávky tepla a el. energie. Tato podmínka je např. dobře splněna u čistíren odpadních vod, kde je produkce bioplynu využita pro kogenerační jednotky s plynovými spalovacími motory. U těchto čistíren odpadních vod činí podíl vlastní výroby el. energie cca 30 % celkové spotřeby. Tím je zajištěna spotřeba veškeré vyrobené el. energie pro vlastní spotřebu, neboť technologie ČOV je energeticky velmi náročná (pohon dmychadel pro provzdušňování, pohon čerpadel, dopravníků, kalolisů a pod.).

Tepelná energie na výstupu z kogeneračních jednotek, pracujících v ČOV, je využívána celoročně k ohřevu kalu ve fermentačních nádržích (ohřev na 40 °C), přípravu TUV a v zimním období k vytápění provozních objektů. Pouze v letním období je určitý přebytek bioplynu spalován na hořáku „zbytkového plynu“ bez využití tepla, nebo je nadbytečné teplo z kogenerační jednotky mařeno bez využití na nouzovém chladiči voda- vzduch. Celkově však lze použití kogeneračních jednotek na bioplyn, které pracují v podmínkách ČOV hodnotit jako provoz s vyrovnanou celoroční bilancí spotřeby a výroby tepla a el. energie.

Při plynofikaci obcí, která v současné době probíhá velmi intenzivně, může být plynová kogenerace využita ke kombinované výrobě tepla a el. energie, při současném řešení dodávky tepla do lokálního regionu formou centralizované dodávky tepla (CZT). V tomto případě je však nutno vzít v úvahu především rozdíl letní a zimní spotřeby tepla. V letním období představuje příprava TUV pouze cca 30 % celkového tepelného výkonu zdroje tepla. To znamená, že výroba el. energie v letním období poklesne o odpovídající část, čímž se sníží finanční přínos za vyráběnou el. energii. Současně je však nutno počítat s tím, že se nesníží finanční náklady na:

- ◆ obsluhu zařízení
- ◆ odpisy zařízení
- ◆ opravy a údržbu
- ◆ režii.

Pouze poklesnou náklady na spotřebované palivo, jehož spotřeba poklesne úměrně se snížením výkonu provozované kogenerační jednotky.

Obdobná provozní situace vznikne i u ostatních provozovatelů kogenerace, když nebude zajištěna celoroční vyrovnanost výroby a spotřeby tepla z kogenerace. Z tohoto důvodu je dále zvažována možnost použití doprovodných technologií, které by zrovnoměrnily odběr tepla v průběhu roku.

Pro dosažení ekonomicky výhodného provozu kogenerační jednotky je nutno jí provozovat tak, aby :

- ◆ kromě vyrobené el. energie bylo maximálně využito i vyrobené teplo
- ◆ kogenerační jednotka byla provozována s co nejvyšším časovým využitím během roku.

7.2 Hodnocení ekonomické efektivity kogeneračních zařízení

Ekonomickou efektivnost kogeneračních jednotek lze posuzovat dvěma způsoby a to :

- 1) stanovením současné hodnoty s respektováním budoucích nákladů a výnosů diskontními metodami
- 2) orientačně (v reálném čase) s respektováním jen současných nákladů a výnosů.

Pro stanovení ekonomické efektivity dle bodu 1) je možno použít vhodný ekonomický výpočtový program do kterého lze zadat kromě časové změny vstupních veličin v daném období (ceny paliv, tepla, el. energie, investic) též ekonomické prostředí (podmínky úvěru, poměr vlastních a úvěrových prostředků). Výsledkem výpočtu jsou typická ekonomická kritéria (vnitřní výnosové procento, diskontovaný kumulovaný tok hotovosti a pod.) podle kterých je možno ekonomii kogeneračního zařízení hodnotit.

Stanovení orientační ekonomické efektivity dle bodu 2) lze zjistit relativně jednoduchým výpočtovým postupem, který je založen na porovnání nákladů pro dodávku tepla a el. energie do objektu, který je zásobován provozovatelem kogenerační jednotky.

Vzhledem k tomu, že cílem předkládaného produktu je ukázat směr možného využití doprovodných technologií současně s kogenerací, budeme dále používat pro účely porovnávání ekonomické efektivity metodu dle bodu 2).

Na prvním příkladu chceme ilustrovat jaký vliv má zrovnoměnění odběru tepla mezi zimním a letním obdobím při provozu zvolené kogenerační jednotky o daném tepelném a el. výkonu. Ze získaných ekonomických závěrů pak vyplyne význam naší snahy o zlepšení ekonomie provozu kogeneračních jednotek využitím doprovodných technologií pro zrovnoměnění ročního odběru tepla.

7.3 Zlepšení ekonomie provozu kogenerační jednotky vlivem zvýšení odběru tepla v letním období

Vyjdeme z příkladu, že kogenerační jednotka byla instalována v rámci plynofikace obce, kde byla současně realizována dodávka tepla formou CZT. V tomto případě se v podstatě jedná o provoz teplárny, která bude zajišťovat kombinovanou výrobu tepla a el. energie pomocí kogenerační jednotky s plynovým spalovacím motorem. Vyrobena el. energie (po odečtu vlastní spotřeby teplárny) bude dodávána do rozvodné el. sítě a tepelná energie bude použita v daném regionu pro vytápění a přípravu TUV v systému CZT.

Při použití kogenerační jednotky např. MT 400 S (dodavatel Tedom s.r.o.) jsou její technické parametry následující :

- ◆ el. výkon 400 kW_e , účinnost výroby el. energie 34 %
- ◆ tepelný výkon 600 kW_t , účinnost výroby tepla 52 %
- ◆ celková účinnost 86 %.

Budeme-li vycházet z maximálního tepelného výkonu kogenerační jednotky 600 kW_t , bude pro přípravu TUV použit výkon 180 kW (30 % z celkového výkonu) a pro vytápění tepelný výkon 420 kW. Při použití kogenerační jednotky v klimatické oblasti s výpočtovou venkovní teplotou – 15 °C, průměrnou venkovní teplotou během topného období + 3 °C a délkou topného období 242 dnů bude odpovídající roční spotřeba tepla pro vytápění :

$$Q_{\text{vytápění}} = 420 \frac{20-3}{20+15} 242 \cdot 24 = 1\,184\,832 \text{ kWh/r} = 4\,265,4 \text{ GJ/r}$$

Spotřeba tepla pro celoroční přípravu TUV bude v předpokládané roční výši :

$$Q_{\text{TUV}} = Q \cdot 0,85 \cdot n \cdot 24 + Q \cdot 0,8 \cdot (360 - n) \cdot 24 \frac{60-10}{60-5}$$

$$Q_{\text{TUV}} = 180 \cdot 0,85 \cdot 242 \cdot 24 + 180 \cdot 0,8 \cdot 118 \cdot 24 \cdot 0,909$$

$$Q_{\text{TUV}} = 888624 + 370697,5$$

$$Q_{\text{TUV}} = 1259321,5 \text{ kWh} = 4\,533,5 \text{ GJ}$$

Výpočet spotřeby tepla na přípravu TUV byl proveden pro předpoklad, že max. tepelný výkon uvažovaný na přípravu TUV (180 kW) bude využit na 85 % v zimním období v délce topné sezóny n = 242 dnů a na 80 % v letním období. Pro letní období je provedena korekce v odběru tepla na teplotu vody vstupující do přípravy TUV. Pro zimní období je uvažována teplota vstupní

vody + 5 °C a pro letní období + 10 °C. Příprava TUV je uvažována celoroční s tím, že během roku bude provedena odstávka v dodávce TUV na 5 dnů pro provedení revizí, oprav atd.

Celoroční spotřeba tepla na přípravu TUV je dále dělena na zimní a letní období a to :

zimní období 888624 kWh = 3 199 GJ
letní období 370697,5 kWh = 1 334,5 GJ.

Celková roční spotřeba tepla pro vytápění a přípravu TUV bude :

$$Q_{\text{rok}} = 8798,9 \text{ GJ/r,}$$

čemuž odpovídá průměrný roční výkon v odběru tepla z kogenerační jednotky

$$Q_{\text{průměrný}} = 282,9 \text{ kW.}$$

Vzhledem k tomu, že kogenerační jednotka nebude v průběhu roku provozována na jmenovitých parametrech lze předpokládat, že účinnost výroby el. energie poklesne z hodnoty 34 % na 33 %.

Účinnost výroby tepla předpokládáme nezměněnou a to 52 %. Celková účinnost kogenerační jednotky pak bude předpokládána ve výši 85 %.

Pro uvedenou celkovou roční spotřebu tepla Q_{rok} , účinnost výroby tepla 52 % vychází spotřeba zemního plynu o výhřevnosti 34 MJ/m³ :

$$V_{\text{plynu}} = 497\,675 \text{ m}^3/\text{r.}$$

Výroba el. energie v kogenerační jednotce, která odpovídá roční spotřebě zemního plynu V_{plynu} pak bude:

$$Q_{\text{el.}} = 1\,551\,083 \text{ kWh/r.}$$

Při prodeji veškeré vyrobené el. energie do rozvodné sítě by činil finanční přínos za odprodanou el. energii (při ceně ve „směsi „ 1,- Kč/kWh)

$$P_{\text{el.}} = 1\,551\,083,- \text{ Kč/r.}$$

Při krytí vlastní spotřeby el. energie z kogenerační jednotky by se jednalo o náhradu odběru ze sítě ve výši 64800 kW/r. Cena el. energie odebírané ze sítě je uvažována 1,60 Kč/kWh. Rozdíl ceny nakupované a prodávané el. energie z kogenerační jednotky je 0,60 Kč/kWh. Nahradíme li nakupovaný odběr el.energie pro vlastní spotřebu dodávkou z kogenerační jednotky vznikne finanční přínos za nahrazenou el. energii :

$$P_{el \text{ nahrazena}} = 38\,880,- \text{ Kč/r.}$$

Odprodaná el. energie pak bude představovat finanční přínos:

$$P_{el \text{ odprodej}} = 1\,486\,283 \text{ kWh} \cdot 1 \text{ Kč/kWh} = 1\,486\,283,- \text{ Kč/r.}$$

Mimo odprodané el. energie, která byla vyrobena v kogenerační jednotce se jedná o finanční přínos z prodeje vyrobeného tepla, který lze určit dle vztahu :

$$P_{teplo} = 8798,9 \cdot C_{tepla} \quad \text{Kč/r, kde } C_{tepla} \text{ je průměrná roční cena tepla v Kč/GJ.}$$

Pro další výpočty je uvažováno s cenou tepla $C_{tepla} = 300,- \text{ Kč/GJ}$, což představuje finanční přínos za prodané teplo:

$$P_{teplo} = 2\,639\,670,- \text{ Kč/r.}$$

Provoz kogenerační jednotky je však spojen i s finančními náklady na :

- ◆ investiční náklady N_i , které představují roční odpisy $N_{ir} / \text{Kč/r} /$
- ◆ provozní náklady

$$N_p = N_m + N_{ou} + N_{zp} + N_{el} + N_{rež} \quad \text{Kč/r}$$

N_m	náklady na mzdy
N_{ou}	náklady na opravy a údržbu
N_{zp}	náklady na spotřebovaný zemní plyn
N_{el}	náklady za el.energií nakupovanou ze sítě
$N_{rež}$	režijní náklady.

Celkový finanční přínos z provozu kogenerační jednotky bude

$$P = P_{el} + P_{teplo} \quad \text{Kč/r.}$$

Celkové finanční náklady spojené s provozem kogenerační jednotky budou

$$N = N_{ir} + N_p \quad \text{Kč/r.}$$

Provedeme li dále rozbor finančních nákladů tak zjistíme, že pouze některé položky celkových finančních nákladů závisí na celkové výši vyrobené elektrické a tepelné energie v kogenerační jednotce.

Beze změny zůstanou náklady :

- ◆ roční odpisy zařízení
- ◆ náklady na mzdy
- ◆ režijní náklady

stálé náklady $N_{stálé} = N_{ir} + N_m + N_{rež} \quad \text{Kč/r.}$

Vlivem změny výroby el.energie v kogenerační jednotce za rok se změní :

- ◆ Náklady na opravy a údržbu, jejichž výše bude záviset na provozním zatížení zařízení, počtu provozních hodin za rok atd. Tyto náklady lze vyjádřit vztahem

$$N_{ou} = k_1 \cdot Q_{el} \quad \text{Kč/r, kde } k_1 \text{ jsou měrné náklady na opravy a údržbu v Kč/kWh vyrobené el. energie } Q_{el} \text{ za rok. Pro další výpočty je uvažováno s hodnotou } k_1 = 0,20 \text{ Kč/kWh.}$$

- ◆ Náklady na spotřebovaný zemní plyn přímo souvisí s výší výroby el. energie a jsou vyjádřeny vztahem

$$N_{zp} = V_{plynu} \cdot C_{plynu} \quad \text{Kč/r, kde } C_{plynu} \text{ je cena plynu v Kč/m}^3 \text{ a } V_{plynu} \text{ je roční spotřeba plynu m}^3/\text{r.}$$

Pro výpočty je uvažována cena zemního plynu 4.05 Kč/m³ bez DPH.

- ◆ Náklady na vlastní spotřebu el.energie se budou měnit pouze v závislosti na zatížení teplovodních čerpadel. Tento nárůst spotřeby el. energie je však zanedbatelný a proto budeme tyto náklady považovat za konstantní. Je však nutno si uvědomit, že při prodeji el. energie, vyrobené v kogenerační jednotce, je její prodejní cena cca 1,- Kč/kWh. Při jejím nákupu z rozvodné sítě je však její nákupní cena vyšší a to cca 1,60 Kč/kWh. **Z tohoto cenového rozdílu vyplývá, že snahou provozovatele kogenerační jednotky je maximálně využít vyrobenou el. energii pro vlastní účely a snížit tím vlastní nákup el. energie. Přínos z výroby el. energie v kogenerační jednotce pak bude**

$$P_{el} = P_{el \text{ odprodaná}} + P_{el \text{ nahrazená}} \quad \text{Kč/r.}$$

Z provedených rozborů vyplývá, že se zvýšením roční produkce výroby el. energie a tepla v kogenerační jednotce se úměrně nezvyšují veškeré finanční náklady. Přehled přínosů a nákladů je pak definován vztahy :

$$\text{přínosy} \quad P = P_{\text{el}} + P_{\text{teplo}} = P_{\text{el odprodaná}} + P_{\text{el nahrazená}} + P_{\text{teplo}} \quad \text{Kč/r}$$

$$\text{náklady} \quad N = N_{\text{stálé}} + N_{\text{ou}} + N_{\text{zp}} + N_{\text{el}} \quad \text{Kč/r}$$

$$\text{zisk před zdaněním} \quad Z = P - N \quad \text{Kč/r.}$$

Vyjdeme li z našeho uvedeného příkladu jako alternativy I) , pak je možno shrnout výsledky do následující tabulky 7.1 .

Tabulka 7.1 Finanční přehled provozu kogenerační jednotky pro alternativu I.

údaj	rozměr	hodnota
Q_{el}	kWh/r	1 551 083
Q_{teplo}	GJ/r	8 798,9
V_{plyn}	m ³ /r	497 675
$P_{\text{el odprodaná}}$	kWh/r	1 486 283
$P_{\text{el nahrazená}}$	kWh/r	64 800
P_{el}	Kč/r	1 525 163
P_{teplo}	Kč/r	2 639 670
N_{ir}	Kč/r	518 000
N_{m}	Kč/r	980 000
N_{ou}	Kč/r	310 216
N_{zp}	Kč/r	2 015 584
N_{el}	Kč/r	0
$N_{\text{rež}}$	Kč/r	100 000
N_{p}	Kč/r	3 405 800
P	Kč/r	4 164 833
N	Kč/r	3 923 800
Z	Kč/r	241 033

Investiční náklady a roční odpisy uvedené v tabulce vychází z následujících hodnot:

dodávka kogenerační jednotky	6 200 000,- Kč
vyvedení el. a tepelného výkonu	1 400 000,- Kč
montáž zařízení a uvedení do provozu	170 000,- Kč

náklady celkem $N_i = 7 770 000,- \text{ Kč}$

Při rovnoměrném odpisování investičních nákladů po dobu 15 let vychází roční odpisy $N_{ir} = 518\,000,-$ Kč/r.

Mzdové náklady spojené s provozem kogenerační jednotky jsou předpokládány ve výši $N_m = 980\,000,-$ Kč/r. Jedná se o střídání 4 pracovníků S tím, že v pracovní směně je jedna osoba.

Režijní náklady spojené s provozem kogenerační jednotky jsou uvažovány ve výši $N_{rež} = 100\,000,-$ Kč/r.

Pro porovnání vlivu zvýšené roční produkce výroby el. energie a tepla z kogenerační jednotky je dále hodnocena alternativa II). Tato alternativa předpokládá oproti předešlé alternativě I) zvýšení odběru tepla v letním období z původní hodnoty $Q_{teplo} = 1334,5$ GJ (pouze příprava TUV) na hodnotu novou a to $Q_{teplo} = 3568$ GJ. Navýšení odběru tepla v letním období je možno realizovat instalací sušáren řeziva, absorpčním chlazením pro klimatizaci v letním období, výrobou chladu pro sklad zeleniny, dodávkou tepla pro technologické účely a pod.

Zvýšení letní spotřeby tepla by činilo oproti původní alternativě I) navýšení o $\Delta Q_{teplo} = 2233,5$ GJ .

Navýšení výroby tepla odpovídá zvýšení roční spotřeby zemního plynu, při zachování účinnosti výroby tepla v kogenerační jednotce 52 %, o hodnotu $\Delta V_{plynu} = 126\,329$ m³.

Uvedenému navýšení spotřeby tepla odpovídá zvýšení roční produkce el.energie, která bude vyrobena v kogenerační jednotce o hodnotu $\Delta Q_{el} = 393\,725$ kWh.

Pro možnost vzájemného porovnání alternativy I) a II) jsou výsledky alternativy II) shrnuty do tabulky 7.2 . Při vzájemném vyhodnocení porovnávaných alternativ budeme vycházet ze zisku (Z), který je před zdaněním dosaženého finančního výnosu.

Tabulka 7.2 Finanční přehled provozu kogenerační jednotky pro alternativu II).

údaj	Rozměr	hodnota
Q_{el}	kWh/r	1 944 808
Q_{teplo}	GJ/r	11 032,4
V_{plynu}	m ³ /r	624 004
P_{el} odprodaná	kWh/r	1 880 008
P_{el} nahrazená	kWh/r	64 800
P_{el}	Kč/r	1 918 888
P_{teplo}	Kč/r	3 309 720
N_{ir}	Kč/r	518 000
N_m	Kč/r	980 000
N_{ou}	Kč/r	388 962
N_{zp}	Kč/r	2 527 216
N_{el}	Kč/r	0
$N_{rež}$	Kč/r	100 000
N_p	Kč/r	3 996 178
P	Kč/r	5 228 608
N	Kč/r	4 514 178
Z	Kč/r	714 430

Z tabulek 7.1 a 7.2 vyplývá, že zvýšením odběru tepla z kogenerační jednotky o 25,4 % se zvýšila hodnota zisku před zdaněním o 473 397,- Kč/r, což je zvýšení o cca 200 %. Z uvedené změny finančního zisku vyplývá i opodstatnění snahy o zrovnoměnění ročního odběru tepla z kogenerační jednotky.

Pro možnost dalšího vzájemného porovnání obou alternativ je v tabulce 7.3 uvedeno členění jednotlivých nákladů. Z této tabulky je patrné, že nejvyšší položku představují náklady na:

- ◆ zemní plyn
- ◆ mzdy.

Tabulka 7.3 Podíl jednotlivých nákladů u porovnávaných alternativ

položka	alternativa I.	alternativa II.
N_{ir}	13,2 %	11,5 %
N_m	24,9 %	21,7 %
N_{ou}	7,9 %	8,6 %
N_{zp}	51,4 %	56,0 %
N_{el}	0,0 %	0,0 %
$N_{rež}$	2,5 %	2,2 %

Jak je z tabulky 7.3 patrné k největšímu poklesu nákladů došlo u alternativy II. u položky nákladů na mzdy.

Ekonomický přínos by byl ještě lepší v tom případě, kdy by byla veškerá vyrobená el. energie použita pro vlastní spotřebu.

Další zlepšení ekonomie provozu kogeneračních jednotek představuje snížení nákladů na použité palivo, která představuje nejvyšší podíl nákladů. Při použití parní kogenerace lze snížit náklady na palivo např. tím, že se pro výrobu páry použije jako palivo dřevní odpad, sláma apod. Rovněž je možno použít plynovou kogenerační jednotku na dřevoplyn, který je vyráběn v místě spotřeby plynovým generátorem. Rovněž je možno použít kogenerační jednotky se spalovacím motorem na těžký olej, který je jako palivo levnější než běžně používaný zemní plyn. Předností je i to, že lze kogenerační jednotku realizovat i v místech, kde není předpoklad pro plynofikaci dané lokality.

V další části předkládaného produktu je pro zrovnoměrnění ročního odběru tepla z kogenerační jednotky zvažována realizace sušáren řeziva a absorpčního chlazení jako doprovodných technologií.

8. Sušárny dřeva

Při umělém sušení dřeva se jedná o technologický proces, který vykazuje požadavky na dodávku tepla ve formě teplé vody nebo páry dle provedení sušárny. V současné době se převážně používají sušárny teplovodní a to s ohledem na životnost armatur, snížení nároků na kotel a jeho obsluhu.

Umělé sušení dřeva se liší od přirozeného sušení pouze tím, že do hraně složeného řeziva se v sušárně nuceně přivádí teplý vzduch ventilátorem a teplota sušícího vzduchu má teplotu vyšší než je běžná teplota venkovního vzduchu při sušení přirozeném. Při umělém sušení se běžně používá teplota sušícího vzduchu do 100 °C. Vzhledem k tomu, že pro sušící proces se používá teplý vzduch jsou tyto sušárny vedeny pod označením – sušárny teplovzdušné.

Mimo tohoto typu sušáren se v současné době používají sušárny kondenzační, vakuové a vysokofrekvenční. V našem případě budeme nadále uvažovat se sušárnami teplovzdušnými.

Při umělém sušení dřeva se jedná o následující sušící činitele :

- ◆ teplota sušícího vzduchu
- ◆ vlhkost prostředí v němž sušení probíhá
- ◆ rychlost a rovnoměrnost proudění sušícího vzduchu.

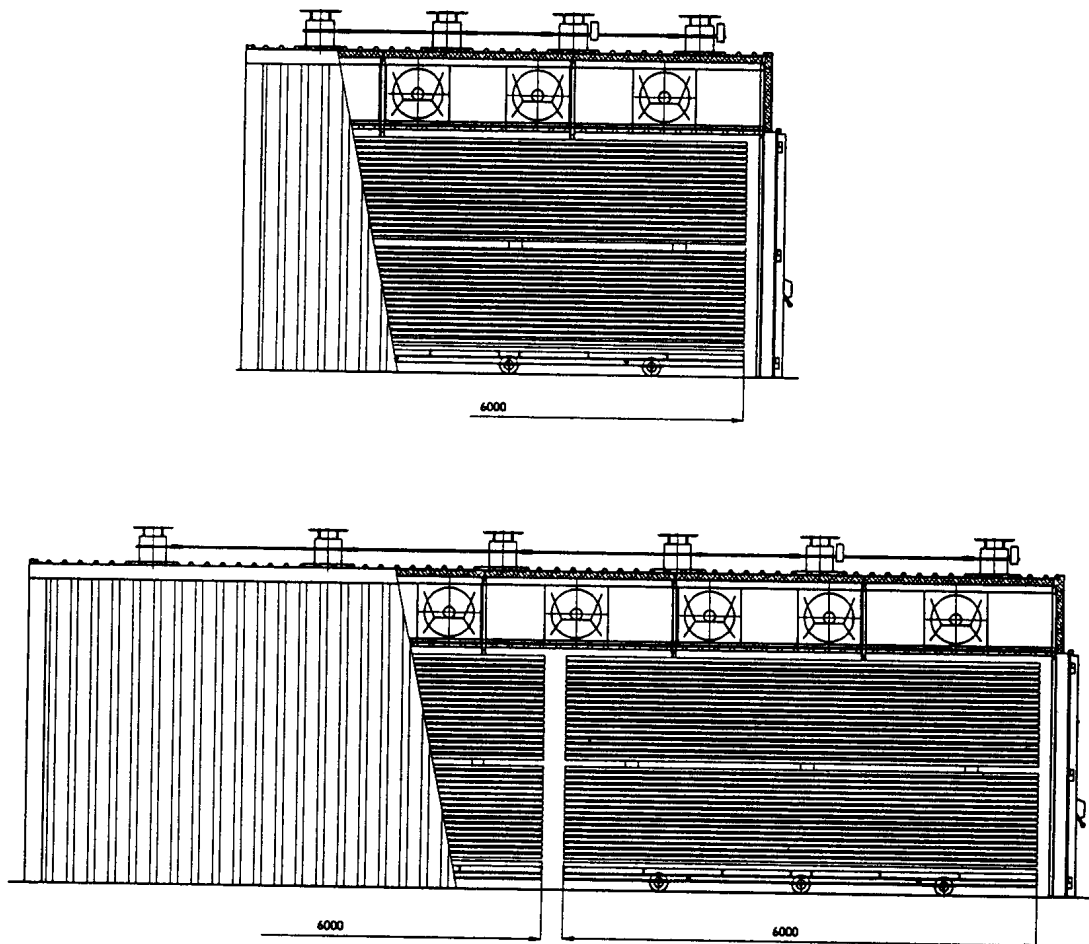
Během sušícího procesu se reguluje teplota sušícího vzduchu a vlhkost sušícího prostředí. Rychlost proudění sušícího vzduchu je dána pouze výkonem vzduchových ventilátorů dle projektových parametrů sušárny a během provozu není regulována. Vlhkost sušícího prostředí v sušárně se reguluje pomocí nuceného odvodu části vlhkého vzduchu ze sušárny, který je nahrazen vzduchem venkovním o nižší vlhkosti, nebo vstříkáváním vody do proudu vzduchu pomocí rozprašovací trysky.

Teplota a vlhkost jsou řízeny v závislosti na druhu sušeného dřeva, jeho síle, počáteční vlhkosti a způsobu zvoleného technologického sušícího režimu.

Konstrukce komorových sušáren řeziva

Komorová sušárna řeziva je v podstatě stavební objekt, který má čelní nebo boční vrata pro zavážení sušárny. Pevně se používají konstrukce z tepelně izolačních panelů PUR, které jsou z vnitřní i vnější strany kryty hliníkovým plechem. Tyto sušárny jsou venkovního provedení a jsou uloženy na betonový základ, který má současně kolejovou dráhu pro zavážení sušárny pomocí kolejových vozíků. Sušárna dále obsahuje tepelný výměník voda/vzduch pro vytápění sušárny, oběhové vzduchové ventilátory, vlhčící trysky, suchý a mokry teploměr pro snímání vlhkosti sušícího prostředí, odvětrávací vzduchové

ventilátory a automatickou klapku pro přívod venkovního vzduchu, který tvoří náhradu vzduchu odvětrávaného ze sušárny. Celkové uspořádání sušárny je patrné z obrázku 8.1 V horní části sušící komory jsou umístěny vzduchové ventilátory pro cirkulaci sušícího vzduchu, tepelné výměníky voda – vzduch a zařízení pro vlhčení sušícího prostředí (rozprašovací vodní trysky). Střecha sušící komory je osazena odvětrávacími komínky a odvětrávacími ventilátory. Při vypnutí odvětrávacích ventilátorů se uzavřou odvětrávací komínky klapkou aby nedocházelo k úniku sušícího prostředí do okolí sušárny. Současně s provozem odvětrávacích ventilátorů se otevřou klapky pro přívod venkovního vzduchu do sušárny. Při vypnutí odvětrávacích ventilátorů se klapky automaticky uzavřou .



Obrázek 8.1 Celkové uspořádání komorové sušárny řeziva

Vzhledem k tomu, že během sušení je v sušárně vlhké a agresivní prostředí musí být použity materiály a strojní zařízení takového typu, které tomuto prostředí vyhovují.

Komorové sušárny mohou být i zděné avšak s vnitřní povrchovou úpravou, která zajistí, že nebude docházet k narušování stavby sušárny vlivem jejího provozního prostředí.

8.1 Konstrukční parametry sušáren řeziva

U sušáren řeziva se vychází při jejich konstrukci z následujících požadavků :

- ◆ délka řeziva
- ◆ požadovaný objem sušárny, který udává objem zavezeného řeziva v m³
- ◆ jednokomorové nebo vícekomorové provedení
- ◆ čelní nebo boční zavážení sušárny
- ◆ ruční nebo automatická regulace sušícího procesu.

Na základě zvoleného typu sušárny jsou v prospektových materiálech uváděny hodnoty :

- ◆ maximální tepelný příkon
- ◆ instalovaný el. příkon.

Maximální tepelný příkon v kW určuje v podstatě tepelný výkon výměníku, kterým je sušárna vytápěna. Největší spotřebu tepla vykazuje sušárna po jejím zavezení řezivem a natápění sušárny na provozní parametry. V této době je nutno ohřát na provozní teplotu zavezené řezivo, zavážecí vozíky a vyhřát pracovní objem sušárny. V této době se převážně využívá plného výkonu tepelného výměníku. Po dosažení provozních parametrů sušárny spotřeba tepla poklesne na cca 60 % . V této fázi dochází k odběru tepla pro odpařování vody z dřevní hmoty, krytí tepelných ztrát sušárny prostupem tepla a ztrát tepla jejím odvětráváním při regulaci vlhkosti v sušárně.

Na základě druhu sušeného dřeva, jeho síly, počáteční a konečné vlhkosti dřeva

a způsobu jeho ošetření v průběhu sušení se celkový sušící proces člení na :

- ◆ dobu ohřevu
- ◆ dobu sušení
- ◆ dobu ošetření řeziva během sušení
- ◆ dobu ochlazování vysušeného řeziva.

Doba ohřevu

Čas ohřevu na provozní parametry sušárny se určuje dle tloušťky zavezeného řeziva a to tak, že na 1 cm tloušťky řeziva se počítá 1 hodina. V zimním období, kdy se jedná o zmrzlé řezivo se délka ohřevu prodlužuje na 2 hodiny na 1 cm tloušťky.

Doba sušení

Pro stanovení úseku vlastního sušení se dle sušícího časového řádu určí základní čas, po který se udržuje požadovaná teplota a psychrometrický rozdíl mezi vlhkým suchým teploměrem umístěným v sušárně (vlhkost sušícího prostředí). Základní doba sušení pro měkké a tvrdé dřevo je uvedena v následujících tabulkách.

Z těchto tabulek je patrný vliv tloušťky řeziva na dobu sušení při sušení z počáteční vlhkosti na požadovanou konečnou vlhkost. Při sušení tvrdého dřeva se rovněž prodlužuje doba sušení oproti dřevu měkkému. Je to dáno vlastnostmi dřeva, které musí brát v úvahu způsob sušení aby nedocházelo k popraskání dřeva během sušícího procesu.

Tabulka 8.1

Základní doba sušení pro smrkové dřevo

síla mm	koneč. vlhk. %	počát. vlhk. v %							
		10	15	20	25	30	35	40	50
		sušící doba hodin							
15	8	1,5	4,0	6,0	7,5	8,5	9,5	10,5	12,0
	10	-	2,5	4,5	6,0	7,0	8,0	9,0	10,5
	15	-	-	2,0	3,0	4,5	4,5	6,5	8,0
22	8	2,5	7,5	11,0	13,5	16,0	18,0	19,5	22,5
	10	-	5,0	8,5	11,0	13,5	15,5	17,0	19,5
	15	-	-	3,0	6,5	8,5	10,5	12,5	15,0
28	8	4,0	15,0	19,0	21,5	24,5	27,0	29,5	33,5
38	8	6,0	17,0	25,0	31,0	36,0	40,5	44,0	50,0
45	8	7,5	21,5	31,0	39,0	45,0	50,5	55,0	62,5
50	8	8,5	24,5	35,5	44,5	51,5	58,0	63,0	72,0
90	8	18,5	53,0	77,5	96,0	112,0	124,0	135,0	154,0

Tabulka 8.2

Parametry sušicího prostředí pro sušení smrku, borovice, jedle a vejmutovky o tloušťce 32 až 60 mm uvádí následující tabulka.

vlhkost %	sušení		měkké	sušení		Tvrdé
	t_s °C	t_m °C	p_r °C	t_s °C	t_m °C	p_r °C
nad 60	70	66	4	80	74	6
60 - 40	75	69	6	80	74	6
40 - 30	75	67	8	80	72	8
30 - 25	80	70	10	80	68	12
25 - 20	85	72	13	85	67	18
20 - 15	90	72	18	90	67	23
15 - 10	90	70	20	90	65	25
10 - 8	90	67	23	90	65	25

V tabulce značí t_s teplotu suchého teploměru, t_m teplotu mokrého teploměru a p_r psychrometrický rozdíl. Tvrdé sušení se ke dřevní hmotě nechová tak šetrně jako sušení měkké a proto dovoluje vyšší teplotu a p_r .

Tabulka 8.3

Základní doba sušení pro tvrdé – bukové dřevo

síla mm	koneč. vlhk. %	poč. vlhk. v %							
		10	15	20	25	30	35	40	50
		sušící doba hodin							
15	8	3,5	11,0	15,5	20,0	23,5	26,5	29,0	33,0
22	8	8,0	20,5	30,5	37,0	44,0	49,0	53,0	63,0
28	8	11,5	31,0	45,5	57,0	66,5	74,0	80,5	92,0
38	8	17,0	47,0	68,5	85,0	99,0	111,0	212,0	147,0
45	8	21,0	59,0	85,0	107,0	124,0	138,0	150,0	169,0
50	8	24,0	67,0	98,5	123,0	142,0	159,0	172,0	196,0
90	8	51,0	145,0	212,0	262,0	305,0	339,0	371,0	422,0

Tabulka 8.4

Parametry sušícího prostředí jsou pro bukové dřevo, kaštan, jedli, javor a ořech o tloušťce 32 až 60 mm – viz tabulka.

vlhkost %	sušení měkké			sušení Tvrdé		
	t_s °C	t_m °C	p_r °C	t_s °C	t_m °C	p_r °C
nad 60	50	48	2	65	63	2
60 - 40	50	48	2	65	63	2
40 - 30	53	50	3	70	67	3
30 - 25	56	51	5	70	65	5
25 - 20	60	52	8	75	67	8
20 - 15	65	50	15	75	60	15
15 - 10	70	50	20	80	60	20
10 - 8	70	50	20	80	55	25

Z uvedených tabulek je patrné, že se snižující se vlhkostí vysoušeného dřeva se zvyšuje teplota sušícího prostředí a současně se zvyšuje psychrometrický rozdíl.

Psychrometrický rozdíl v podstatě udává rychlost odpařování vody z dřevní hmoty, která je v počáteční fázi vysoušení nižší než na konci sušícího cyklu. Z tohoto důvodu se v počáteční fázi vysoušení snižuje hodnota p_r vlhčením sušárny i když se to zdá nelogické. Je to prováděno vzhledem k tomu, aby se v počáteční fázi snížila rychlost odpařování vody aby nedocházelo k trhlinám ve vysoušeném řezivu.

Doba k ošetření řeziva

Pro dosažení kvalitního výsledku sušení řeziva se provádí jeho egalizace konečné vlhkosti a zlahodnění. Teplota při konečném ošetření je shodná s teplotou posledního vlhkostního stupně. Při egalizaci se udržuje psychrometrický rozdíl 13 až 15 °C až nejvlhčí sušící vzorek dosáhne požadované konečné vlhkosti. Tento úsek trvá přibližně stejnou dobu jako úsek zlahodnění, který na egalizaci navazuje.

Tabulka 8.5

Doporučené časy zlahodnění

		síla řeziva		mm				
15 - 18	22 - 24	28 - 32	38	45 - 50	60	75 - 80	90	100
		doba		zlahod.		hod.		
4	5	6	7	8	10	12	14	16

Doba vychlazování vysušeného řeziva

Ochlazování vysušeného řeziva probíhá v sušárně při chodu vzduchových ventilátorů a vypnutém tepelném výměníku. V sušárně se udržuje psychrometrický rozdíl nejvýše 10 °C. Ochlazování je ukončeno, když teplota v sušárně dosahuje teplotový rozdíl oproti venkovní teplotě 30 až 40 °C. Tento požadavek opět respektuje zamezení trhlin v řezivu vlivem přídavných tepelných pnutí vlivem rychlé změny teploty. Doba ochlazování je časově srovnatelnou s dobou ohřevu sušárny na provozní parametry.

Z uvedeného zjednodušeného přehledu problematiky sušení řeziva je patrné, že se jedná o technologický proces, který vyžaduje v současné době použití automatického řídicího systému s použitím PC a průběžným snímáním vlhkosti dřeva během sušícího procesu. Při nedodržení sušících parametrů může dojít k poškození zavezeného řeziva, což představuje značné finanční ztráty a dále zmařenou tepelnou a el. energii, která byla vynaložena na sušící proces.

Pro snímání průběžné vlhkosti sušeného dřeva je sušárna osazena snímači vlhkosti dřeva v minimálním počtu 6 kusů, které vyhodnocují vlhkost dřeva na základě změny jeho el. vodivosti v důsledku změny obsahu vody. Ze snímaných provozních hodnot je pak vytištěn protokol o časovém průběhu sušení na jehož základě se pak provádí zákazníkovi i fakturace nákladů za sušení.

Podmínkou dosažení dobrých výsledků sušení je zavázat sušárnu řezivem stejné tloušťky, stejného druhu dřeva a pokud možno i stejné počáteční vlhkosti. Toto opodstatnění vyplývá z uvedených tabulek, kdy pro danou tloušťku řeziva a druh dřeva je nutno použít odpovídající sušící parametry a dobu sušení.

Pro úplnost je dále uveden přehled výrobní řady sušáren a jejich technických parametrů od tuzemské firmy Katres s.r.o. Uvedený výrobce sušáren dodává komorové sušárny pro délku řeziva 4 m, 5 m a 6 m . Topné medium pro vytápění sušáren je teplá voda 90/70 °C. Dříve se pro vytápění sušáren používala převážně nízkotlaká sytá pára, která rovněž sloužila pro vlhčení sušícího prostředí. S ohledem na životnost použitých armatur je však výhodnější používat teplovodní systém vytápění, který zaručuje delší životnost armatur, což je obzvlášť důležité při osazení sušáren automatickou regulací.

Tabulka 8.6 Přehled výrobní řady sušáren firmy Katres s.r.o.

Typ sušárny	délka sušárny m	šířka m	Výška M	objem řeziva m ³	topný příkon kW	el.příkon kW
KS - mini	5,4 - 7,4	2,6	1,6	3 - 6	20 - 30	3
KSR 1	7,76	2,42	2,56	9	40	5
KSR 2-6,5 N	6,7	4,47	3,42	18	75	6
KSR 2-12,5 N	13,1	4,47	3,42	36	145	12
KSRD 1 6,5 N	6,7	4,47	4,22	25	130	6
KSRD 1 12,5 N	13,1	4,47	4,22	50	260	12
KSRD 1/2-6,5 N	6,7	8,7	4,22	50	240	12
KSRD 1/2-12,5N	13,1	8,7	4,22	100	440	24
KSRT 1 – 6,5 N	6,7	5,2	4,22	30	165	6
KSRT 1 – 12,5N	13,1	5,2	4,22	60	320	12
KSRT 1/2-6,5 N	6,7	10,1	4,22	60	300	12
KSRT 1/2-12,5N	13,1	10,1	4,22	120	550	24
KSRQ 1 – 6,5 N	6,7	6,4	4,22	40	220	8
KSRQ 1- 12,5 N	13,1	6,4	4,22	80	400	16

Největší kapacitu zavezeného řeziva má typ KAD 1 x 12 PP a to 168 m³ o tepelném příkonu 600 kW.

9. Použití sušáren dřeva v kombinaci s kogenerační jednotkou

Pro možnost konkrétního vyhodnocení ekonomie provozu kogenerační jednotky je nutno vycházet z její velikosti a typu použitého zařízení. Pro náš případ je zvolena kogenerační jednotka typu MT 400 S s plynovým spalovacím motorem. Jedná se o kogenerační jednotku od firmy Tedom s.r.o., Třebíč. Použitý plynový motor je tuzemské výroby Liaz, Zetor, který pohání synchronní elektrický generátor.

Technické parametry uvedené kogenerační jednotky jsou následující :

- ◆ elektrický výkon 400 kW_e, účinnost výroby el.energie 34 %
- ◆ tepelný výkon 600 kW_t, účinnost výroby tepla 52 %
- ◆ celková účinnost 86 %.

Budeme-li vycházet z maximálního tepelného výkonu kogenerační jednotky 600 kW_t, která je na výstupu ve formě teplé vody 90 °C, bude pro přípravu TUV použit výkon 180 kW (30 % z celkového výkonu) a pro vytápění tepelný výkon 420 kW.

V letním období, kdy je převážně odběr tepla pouze na přípravu TUV zůstává k dispozici přebývající tepelný výkon 420 kW. Tento maximální tepelný výkon bude uvažován pro sušení dřeva.

Při použití sušárny dřeva typu KSRD 1 12,5 N se jedná o její následující technické parametry.

údaj	rozměr	hodnota
délka	mm	13 100
šířka	mm	4 470
výška	mm	4 220
objem řeziva	m ³	50
tepelný příkon	kW	260
el.příkon	kW	12

Při realizaci dvou kusů uvedených sušáren by byl max.tepelný příkon při najíždění sušáren na provozní parametry $Q_{\max} = 520$ kW. Při dodávce tepla z kogenerační jednotky jsme však limitováni tepelným příkonem 420 kW a schodek v požadovaném a dodaném tepelném příkonu by činil $\Delta Q = 100$ kW.

Při najetí sušárny na provozní parametry však poklesne požadovaný tepelný příkon sušárny na cca 60 %, což pro obě sušárny představuje $Q_{\text{provoz}} = 312$ kW.

V ustálené sušící fázi by byl přebytek tepelného výkonu z kogenerace + 108 kW.

V případě, že jedna sušárna bude ve fázi najíždění a druhá ve fázi ustáleného sušení bude potřebný tepelný příkon 416 kW. V tomto případě by byla cca vyrovnaná spotřeba a dodávka tepla. Fáze najíždění sušárny je dle tloušťky sušeného řeziva cca 5 hodin. Oproti době potřebné na celý sušící cyklus a manipulaci s řezivem (vyvezení, zavezení a rovnání řeziva) je tato doba v rozmezí 2 až 5 % .

Budeme li dále vycházet ze sušení konkrétního druhu řeziva dospějeme k dále uváděným hodnotám.

9.1 Sušení měkkého dřeva – smrk

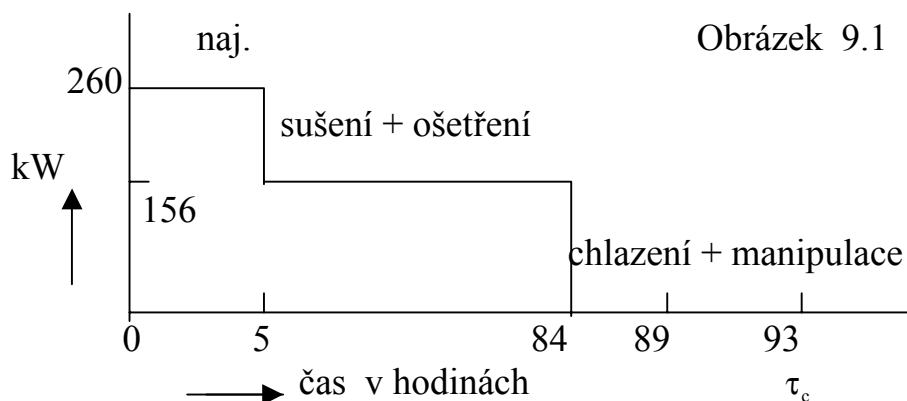
Pro vstupní vlhkost řeziva $W_1 = 50\%$, konečnou vlhkost $W_2 = 10\%$ a sílu sušeného řeziva 50 mm pak vychází složení sušícího cyklu :

doba ohřevu sušárny	5 hodin
vlastní doba sušení	63
egalizace řeziva	8
doba zlahodnění řeziva	8
doba ochlazování sušárny	5

doba sušícího cyklu $\tau_s = 89$ hodin.

K této době je nutno připočítat ještě čas potřebný na manipulaci s řezivem a to cca 4 hodiny. Celková doba mezi dvěma sušícími cykly pak bude $\tau_c = 93$ hodin.

Průběh spotřeby tepelné energie jedné sušárny je znázorněn na obrázku č. 9.1

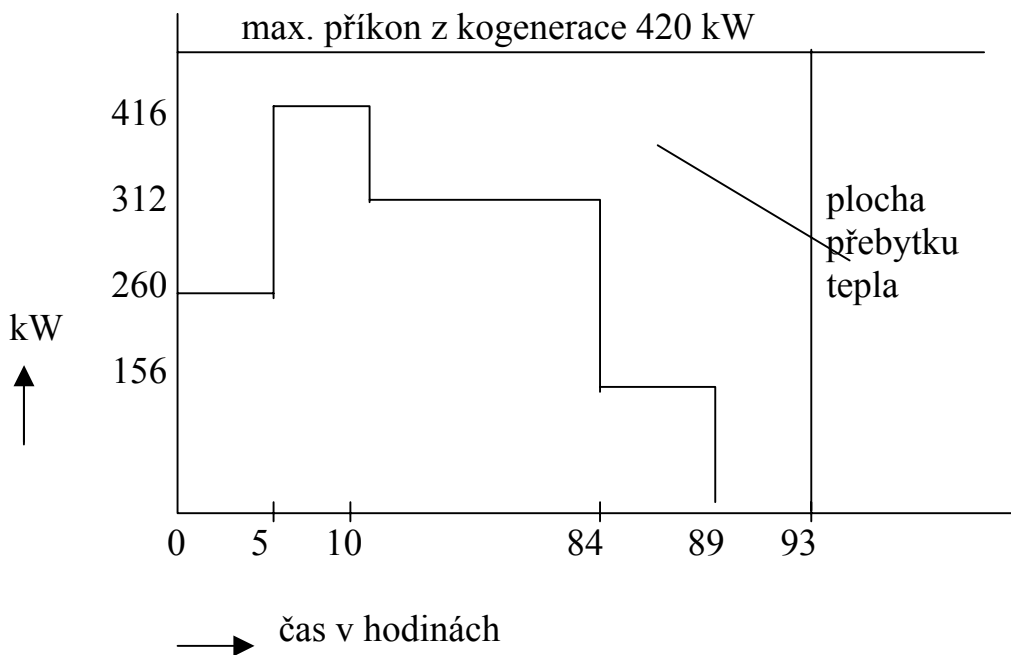


Celková spotřeba tepla za dobu τ_c je :

$$Q = 260 \cdot 5 + 156 (84 - 5) = 13624 \text{ kWh} = 49,05 \text{ GJ}$$

Při použití dvou sušáren, kdy po najetí sušárny jedné bude najíždět sušárna druhá bude požadavek na dodávku tepla dle obrázku 9.2

Obrázek 9.2 Průběh odběru tepla při postupném najetí dvou sušáren



Z uvedeného průběhu přebytku tepla je patrné, že navržený provoz dvou sušáren řeziva nevykazuje optimální využití tepla z kogenerační jednotky. Ke zlepšení využití tepla proto bude použita ještě jedna sušárna typu KSRD 1 6,5 N parametrů :

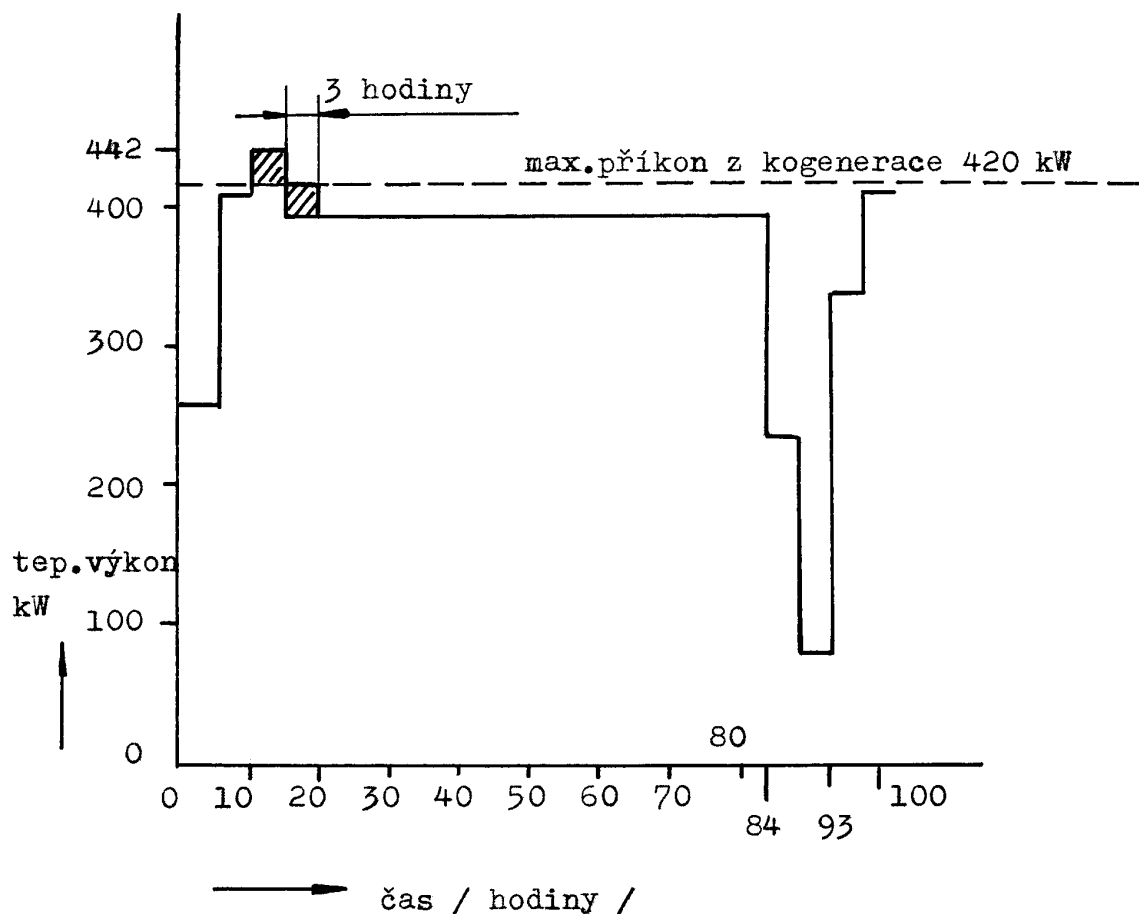
délka	6700 mm	objem řeziva	25 m ³
šířka	4470 mm	tepel.příkon	130 kW
výška	4220 mm	el. příkon	6 kW .

Pro tuto sušárnu je běžný sušící tepelný příkon $0,6 \cdot 130 = 78 \text{ kW}$.

Při postupném najetí třech sušících komor se změní časový průběh odběru tepla dle obrázku 9.3.

Při njetí třetí sušárny dojde k nedostatku tepelného výkonu z kogenerační jednotky a to o hodnotu 22 kW po dobu 5 hodin. V tomto případě bude buď k dispozici uvedený tepelný příkon z přípravy TUV, nebo se prodlouží doba najíždění třetí sušárny o cca 3 hodiny. Nedodání potřebného tepelného příkonu třetí sušárně však nemá vliv na kvalitu sušeného řeziva. Pouze se prodlouží doba potřebná pro ohřev sušárny na provozní parametry.

Na základě odběru tepla dle obrázku 9.3 je pak provedena bilance spotřeby tepla pro sušení řeziva za dobu τ_c a spotřeby el. energie pro provoz vzduchových ventilátorů.



Obrázek 9.3 Průběh spotřeby tepla pro provoz třech sušáren řeziva

Bilance spotřeby tepla a el. energie při provozu třech sušáren dle obrázku 9.3 je za sledované časové období τ_c následující :

spotřeba tepla	33 962 kWh = 122,26 GJ
průměrná tepelný příkon za sledovaný časový úsek	365,2 kW
vlastní spotřeba el. energie sušáren	2 502 kWh .

Za sledovaný časový úsek bude odebíráán z kogenerační jednotky průměrný tepelný výkon pro sušárny dřeva a přípravu TUV 545,2 kW . Vzhledem k tomu, že maximální tepelný výkon kogenerační jednotky je 600 kW není prováděna žádná korekce na změnu účinnosti výroby el. energie a tepla. Při odběru tepla pro přípravu TUV za sledované období ve výši 60,2 GJ bude celkový odběr tepla z kogenerační jednotky 182,5 GJ.

Uvedenému odběru tepla odpovídá průměrná spotřeba zemního plynu na vstupu do kogenerační jednotky $V_{\text{plynu}} = 10\,322,4 \text{ m}^3$.

Této spotřebě zemního plynu odpovídá výroba el. energie v kogenerační jednotce 33 146,4 kWh. Při provozu kogenerační jednotky na jmenovité parametry by bylo možno maximálně docílit výrobu el. energie ve výši 37 200 kWh.

Zohledníme li vlastní spotřebu el. energie kogenerační jednotky jako tepelného zdroje (teplovodní oběhová čerpadla) a provozovaných sušáren řeziva bude rozdíl výroby a vlastní spotřeby dodáván do el. sítě. Pro stanovení vlastní spotřeby je uvažováno s následujícími hodnotami, které jsou v tabulce 9.1.

Tabulka 9.1 Instalovaný el. výkon pro provoz kogenerační jednotky a sušáren řeziva

odběrné místo	výkon v kW
kogenerační zdroj	
- pohon čerpadel	7
- osvětlení	0,5
- údržbové práce	5
sušárny řeziva	
- pohon ventilátorů	30
- osvětlení	0,5
c e l k e m	43

Po odečtení vlastní spotřeby pak zbývá k dodávkám do rozvodné el. sítě :

vyrobená el. energie	33 146,4 kWh
vlastní spotřeba sušáren	2 517 kWh
vlastní spotřeba kogenerace	667 kWh

dodávka do el. sítě	29 962,4 kWh.

Při ceně zemního plynu 4,05 Kč/m³ (bez DPH) by činily náklady na zemní plyn

$$N_{\text{plyn}} = 41\,805,70 \text{ Kč}$$

a finanční přínos za odprodanou el. energii při uvažované výkupní ceně 1 Kč/kWh ... $P_{\text{el.}} = 29\,962,- \text{ Kč.}$

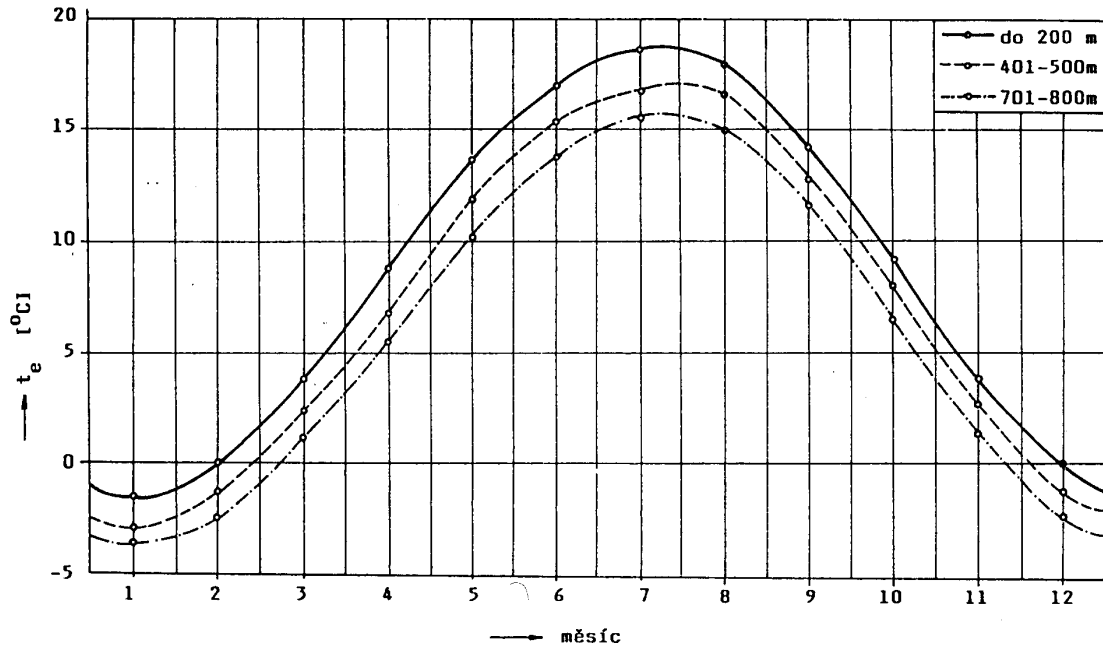
Dalším finančním přínosem jsou prostředky získané za vysušení řeziva. Pro sušení měkkého dřeva je průměrná cena za vysušení 1 m³ řeziva 1200,- Kč. Za námi sledovaný časový úsek $\tau_c = 93$ hodin se průměrně vysuší 119,4 m³ řeziva, což představuje finanční přínos $P_{\text{sušárny}} = 143\,280,- \text{ Kč.}$

Vzhledem k tomu, že vlastní spotřeba el. energie sušáren řeziva a tepelného zdroje (kogenerační jednotky) je kryta z vlastní výroby a ne odběrem z rozvodné sítě bude se jednat o další finanční přínos, který je dán vlastní spotřebou v letním období ve výši 96958 kWh a rozdílem ceny el. energie. Při nákupu el. energie ze sítě by se jednalo o průměrný měsíční odběr el. energie v letním období cca 24640 kWh/měsíc.

Při použití dvoutarifové sazby B 5 se sjednaným technickým maximem 50 kW a smlouveného 1/4 hodinového naměřeného maxima 45 kW by činila průměrná cena odebrané el. energie 1,62 Kč/kWh. Při měsíčním odběru 24640 kWh by rozdíl v ceně el. energie představoval finanční přínos $P_{\text{odběr}} = 15276,- \text{ Kč/měsíc.}$

K provedení celkové roční bilance vysušeného řeziva jsme v počátku vycházeli pouze z letního období, kdy budou v provozu sušárny řeziva (118 dnů/r) aby se zvýšil letní odběr tepla. V tomto období byl pro sušárny k dispozici max.tepelný výkon 420 kW. Vzhledem k průměrným měsíčním teplotám venkovního vzduchu během topného období je však možno sušárny částečně provozovat i mimo letní období. Z průběhu venkovních teplot dle obr. 9.4 pak vyplyne možnost požití tepelného výkonu pro sušení řeziva během roku.

Na základě tepelného výkonu, který je možno i během topné sezóny použít pro vytápění sušáren je provedena bilance roční produkce vysušeného měkkého řeziva.



Obrázek 9.4 Roční průměrná denní teplota vzduchu

Průběhu teploty venkovního vzduchu dle obrázku 9.4 pak odpovídá průběh použitelného tepelného výkonu pro sušení řeziva, který je patrný z tabulky 9.2.

Tabulka 9.2 Tepelný výkon použitelný pro sušení řeziva

měsíc	tepelný výkon pro vytápění kW	tepelný výkon pro sušárny kW	počet dnů
leden	420	0	31
únor	401	19	28
březen	334	86	31
duben	254	166	30
květen	177	243/420	31
červen	-	420	30
červenec	-	420	31
srpen	-	420	31
září	150	420/270	30
říjen	239	181	31
listopad	332	88	30
prosinec	420	0	31

S ohledem na délku topné sezóny $n = 242$ dnů se bude jednat o dodávku tepla pro vytápění v měsících :

leden – květen (do 11.5.)
září (od 20.9.) – prosinec .

Letní období bude v délce od 12. května do 19.září daného roku dle dlouholetého statistického sledování klimatických podmínek.

Hodnoty uvedené v tabulce 9.2 ve zlomku pro měsíc květen a září udávají změnu tepelného výkonu použitelného pro provoz sušáren při zahájení (nebo ukončení topné sezóny).

S ohledem na uvedenou tabulku 9.2 a potřebný tepelný výkon pro použité typy sušáren řeziva pak dostaneme objem vysušeného měkkého řeziva za rok.

Řezivo vysušené v letním období (118 dnů) při provozu 3 sušáren	$V_L = 3\,635\text{ m}^3$
Řezivo vysušené v topném období	$V_z = 1\,665\text{ m}^3$
-----	-----
roční produkce vysušeného řeziva	$V_{\text{Ř}} = 5\,300\text{ m}^3/\text{r.}$

Při ceně sušení řeziva ve výši 1200,- Kč/m³ bude roční přínos za vysušené řezivo $P_{\text{sušení}} = 6\,360\,000,-\text{ Kč/r.}$

Během topného období budou provozovány sušárny následovně s ohledem na tepelný příkon, který je k použití pro sušárny:

březen	sušárna 25 m ³	vysušeno	197 m ³
duben	sušárna 50 m ³		383
květen	sušárna 25 + 50 m ³		327
	po zbytek měsíce 25 + 50 + 50 m ³		
září	sušárna 25 + 50 m ³		172
říjen	sušárna 50 m ³		396
listopad	sušárna 25 m ³		190
-----	-----	-----	-----
	vysušeno celkem v topném období		1 665 m ³ .

Realizace sušáren řeziva je však spojena s investičními náklady dle specifikace :

◆ dodávka sušárny včetně automatické regulace a šéfmontáže	
1 x sušárna KSRD 1 – 6,5 N	1 167 000,- Kč
2 x sušárna KSRD 1 – 12,5 N	3 578 000,-
◆ betonové základy pod sušárny	140 000,-
◆ napojení na topný systém, vodu el. instalaci	75 000,-

investiční náklady na sušárny	4 960 000,- Kč.

Při rovnoměrném odpisování investičních nákladů po dobu 15 let bude roční odpis na sušárny $N_{ir \text{ sušárny}} = 330\,667,- \text{ Kč/r.}$

Při zjišťování ekonomie provozu kogenerační jednotky se současným provozem sušáren musíme vycházet z toho, že kogenerace a sušárny představují jeden investiční celek. Postup hodnocení bude opět vycházet ze zisku před vlastním zdaněním jako tomu bylo v předešlé kapitole, kdy se posuzovaly alternativy I. a II.

Pro další postup je nutno stanovit :

- ◆ roční výrobu el. energie
- ◆ roční výrobu tepla
- ◆ tepelnou energii odprodanou
- ◆ el. energii odprodanou
- ◆ el. energii pro vlastní spotřebu
- ◆ spotřebu zemního plynu
- ◆ celkové roční náklady
- ◆ celkové roční přínosy.

Uvedené hodnoty jsou zahrnuty v tabulce 9.3, která představuje kogeneraci a sušárny jako jeden ekonomický celek.

Provoz sušáren bude po technické stránce zajišťován obsluhou kogenerační jednotky, neboť proces sušení je řízen automatickou regulací. Bude však nutno zajistit pracovníky pro manipulaci s řezivem. Jedná se o skládání řeziva do hrání s prokládky před zavezením do sušárny a odběru řeziva po jeho vysušení. Vzhledem k tomu, je tato práce v podstatě nárazová budeme uvažovat se třemi pracovníky na 1/3 pracovní úvazek. Náklady na mzdy spojené s provozem sušáren pak budou :

$$N_{m \text{ sušárny}} = 200\,000,- \text{ Kč/r.}$$

Náklady na opravy a údržbu sušáren jsou uvažovány ve výši:

$$N_{oú \text{ sušárny}} = 95\,000,- \text{ Kč/r.}$$

Tabulka 9.3 Finanční přehled provozu kogenerační jednotky a sušáren řeziva

údaj	rozměr	hodnota
Q_{el}	kWh/r	2 570 889
Q_{teplo}	GJ/r	14 155
$Q_{sušárny}$	GJ/r	5 356
V_{plynu}	m ³ /r	800 628
$P_{el \text{ odprodaná}}$	kWh/r	2 393 187
$P_{el \text{ nahrazená}}$	kWh/r	177 702
$P_{el.}$	Kč/r	2 503 362
P_{teplo}	Kč/r	2 639 700
$P_{sušení}$	Kč/r	6 360 000
N_{ir}	Kč/r	848 667
N_m	Kč/r	1 180 000
$N_{oú}$	Kč/r	609 178
N_{zp}	Kč/r	3 242 543
$N_{rež}$	Kč/r	100 000
N_p	Kč/r	5 131 721
P	Kč/r	11 503 062
N	Kč/r	5 980 380
Z	Kč/r	5 522 674

Z hodnoty zisku, která je docílena společným provozem kogenerační jednotky se sušárnami řeziva je patrné, že se jedná o velice výhodnou doprovodnou technologii, která v přínosech převyšuje přínos za odprodanou el. energii a teplo.

9.2 Sušení tvrdého dřeva – dub

Pro stejnou tloušťku sušeného řeziva 50 mm, vstupní vlhkost $W_1 = 50 \%$ a konečnou vlhkost $W_2 = 10 \%$ se změní složení sušící doby následovně :

doba ohřevu sušárny	5 hodin
vlastní doba sušení	188
egalizace řeziva	8
doba zlahodnění řeziva	8
doba ochlazování sušárny	5

celková doba sušícího cyklu $\tau_s = 214$ hodin .

Započteme li opět dobu potřebnou k manipulaci s řezivem ve výši 4 hodiny, bude celková doba mezi dvěma sušícími cykly $\tau_c = 218$ hodin. U měkkého řeziva o stejných parametrech (tloušťka, W_1 , W_2) byla doba mezi sušícími cykly $\tau_c = 93$ hodin. U tvrdého dřeva se tato doba prodlužuje cca 2,35 krát. Tato skutečnost dává předpoklady rovnoměrnějšího využití tepla z kogenerační jednotky. K poklesu v odběru tepla totiž dochází při odstavení sušárny, kdy je řezivo již vysušeno. S ohledem na počet sušících cyklů jedné sušárny (a tím i počet odstávek sušárny) za měsíc se u tvrdého dřeva vytváří rovnoměrnější provozní podmínky :

průměrná provozní doba za měsíc $30 \cdot 24 = 720$ hodin/měsíc
počet cyklů sušárny za měsíc

- měkké řezivo $\frac{720}{93} = 7,7$ cyklů/měsíc

- tvrdé řezivo $\frac{720}{214} = 3,4$ cyklů/měsíc.

Z uvedených hodnot je patrné, že při sušení tvrdého dřeva jsou vytvořeny výhodnější provozní podmínky pro odběr tepla z kogenerační jednotky, než je tomu při sušení měkkého dřeva.

U většiny běžných sušárenských provozů však převažuje sušení měkkého dřeva. Vzájemný poměr je cca 80 % měkkého řeziva a 20 % řeziva tvrdého.

Při použití sušáren řeziva jako doprovodné technologie provozu kogenerační jednotky je nutno zvláště zdůraznit jednu velkou přednost použití a to :

Nedodáme li sušárně řeziva potřebný tepelný příkon, pouze se prodlužuje sušící doba aniž by došlo ke zhoršení kvality vysoušeného řeziva. Při úplném výpadku tepelného zdroje pokračuje sušící proces po jeho novém najetí tam, kde byl předtím ukončen. Toto je velká přednost využití sušáren řeziva.

10. Absorpční chlazení

Chlazení probíhá na principu tepelného čerpadla, které odebírá teplo z chladnějšího prostředí a odevzdává je do teplejšího okolí. Je to tedy přenos tepla proti jeho přirozenému toku, neboť teplo se samovolně sdílí jen z teplejších míst do chladnějších. K obrácení této přirozené tendence je nutno vynaložit práci, např. ve formě mechanické práce u kompresorových chladniček, nebo ve formě tepla u chladniček absorpčních .

Vzhledem k tomu, že naším cílem je využít teplo z kogeneračních jednotek bude naše další pozornost zaměřena pouze na absorpční chlazení, které ke své realizaci potřebuje dodávku tepla. Další výhodou tohoto způsobu chlazení je to, že nevyžaduje čerpadla s pohyblivými částmi, které mohou vykazovat poruchovost během provozu.

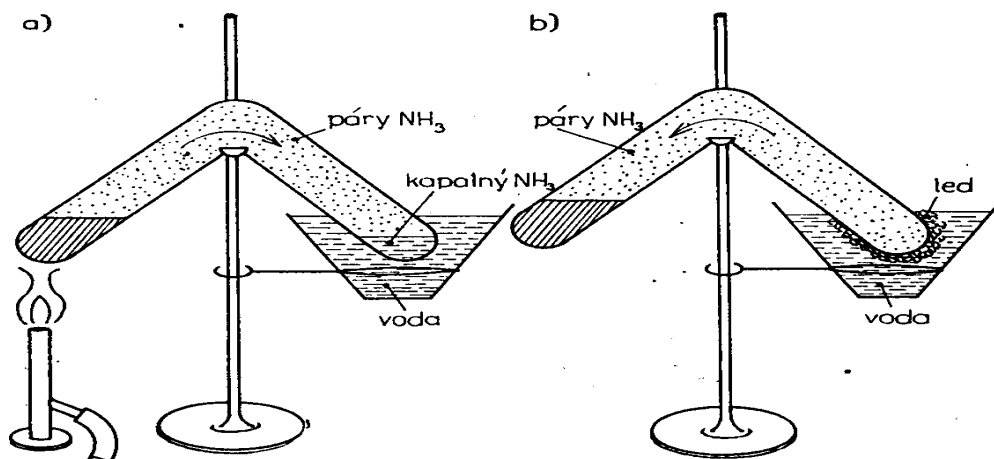
Princip absorpčního chlazení objevil před 170 roky Michael Faraday. K objevu došel náhodou, když se pokoušel získat kapalnou čpavek. Schema jeho pokusu je znázorněno na obr. 10.1.

V levé části zahnuté trubice byla látka nasycená čpavkem (chlorid stříbrný). Při zahřívání čpavek uniká a sráží se v chladném konci trubice. Když Faraday zhasl kahan, zjistil po určité době, že se kapalnou čpavek z chladného konce trubice vypařil a při tom se na vnější straně trubice vytvořila vrstvička ledu. Plynnou čpavek byl zpět pohlcován chloridem stříbrným. Kapalnou čpavek pro svoje odpařování odebíral teplo stěnám trubice a vodě. Později bylo zjištěno, že ke stejnému jevu dochází, je-li chlorid stříbrný nahrazen čpavkovou vodou.

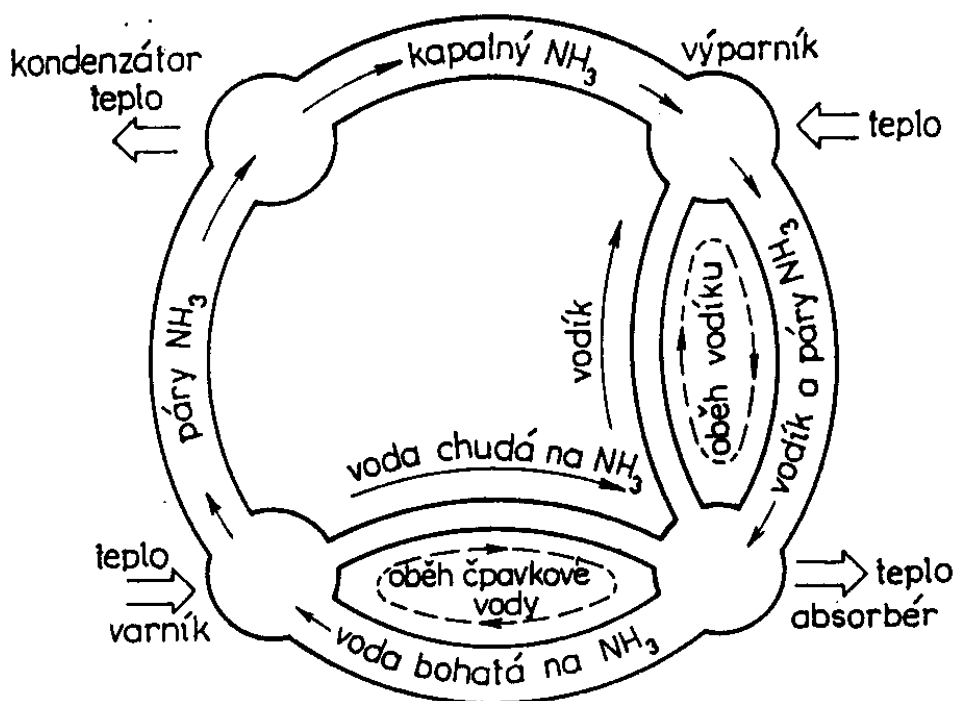
Absorpční chlazení na Faradayově principu je však periodické. Po vypaření všeho kapalného čpavku se musí pohlcený (absorbovaný) čpavek z látky zpět vypudit teplem. Vypařování čpavku je přerušované a tím značně kolísá i teplota ochlazovaného prostoru.

Obrázek 10.1 Faradayův pokus

- a) Ze zahřívání látky uniká čpavek, který se sráží v chladném konci trubice.
- b) Přestane-li zahřívání, čpavek se vypařuje z pravého konce a je absorbován znovu chladnou látkou v levém konci. Při vypařování však odebírá teplo vodě, která zmrzne v led. To je princip absorpčního chlazení.



Důležitý krok ve vývoji absorpčního chlazení nastal tehdy, když Platen a Munters ve Švédsku využili dvou fyzikálních jevů v plynech (zákona částečných tlaků a difuze) k sestrojení absorpčního zařízení, které je znázorněno na obrázku č. 10.2.



obrázek 10.2 Chladicí zařízení, které pracuje nepřerušovaně

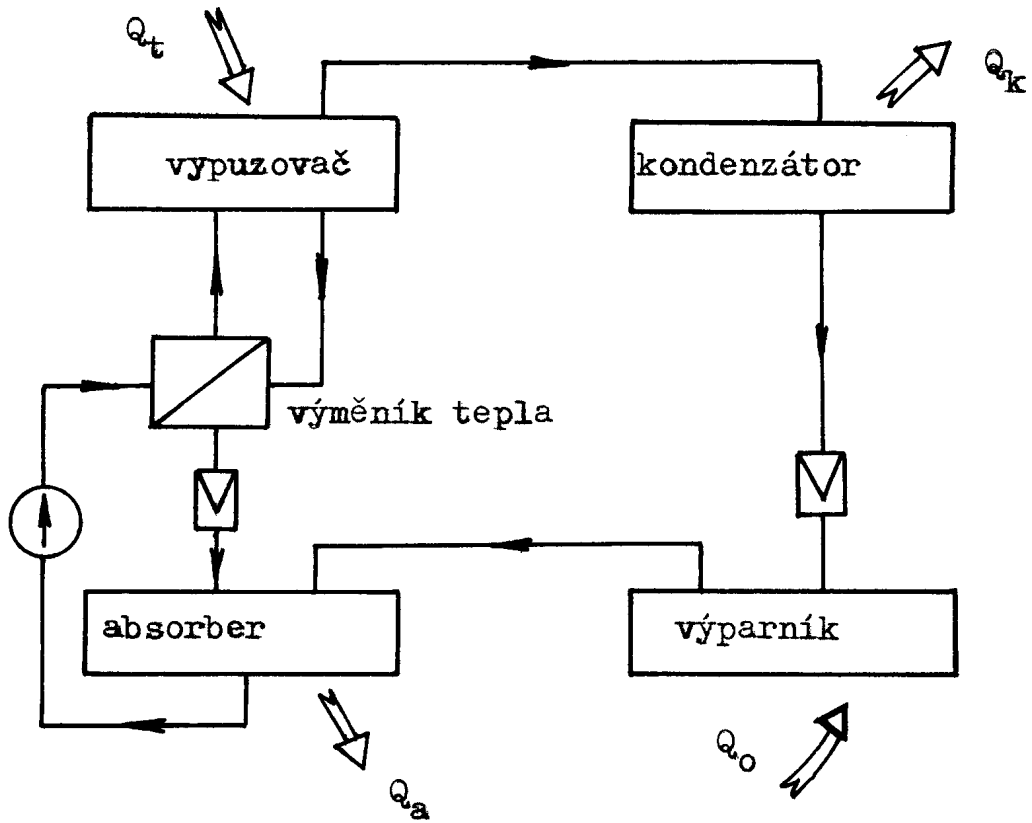
Přeměna od výparníku do kondenzátoru odpovídá prvnímu kroku Faradayova pokusu podle předcházejícího obrázku. Proces mezi výparníkem a absorbérem odpovídá druhému kroku Faradayova pokusu.

Ve výparníku se z bohaté čpavkové vody uvolňuje plynný čpavek (NH_3). Potřebné teplo je dodáváno z vnějšího zdroje tepla. Vypařený čpavek kondenzuje v kapalinu v kondenzátoru. Při kondenzaci par čpavku (nebo i jiného chladiva) se uvolňuje kondenzační teplo, které zahřívá trubky kondenzátoru. Z trubek přechází teplo do chladnějšího okolí. V každém kondenzátoru musí být teplota okolního prostředí nižší než je kondenzační teplota chladiva. Kapalně chladivo pak stéká samospádem do výparníku. Tam se vypařuje a odebírá svému okolí teplo. Funkce výparníku je tedy opačná funkci kondenzátoru. Teplo z chlazeného okolí může vypařující se chladivo brát jen tehdy, je-li jeho teplota nižší než teplota okolí. V absorbéru se pak čpavek pohltí chudou čpavkovou vodou z výparníku. Bohatá čpavková voda, vychlazená v absorbéru se dostává zpět do výparníku, čímž se koloběh uzavírá. Vlastním chladícím členem je výparník, kde chladivo (čpavek) při svém vypařování odebírá teplo z chlazeného prostředí.

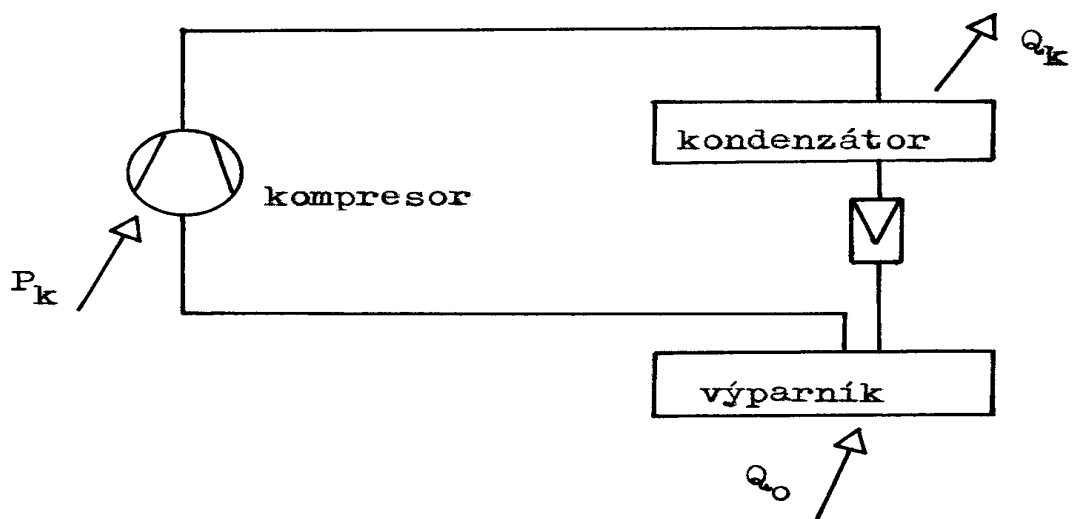
V chladící technice stále převládají zařízení, pracující na principu oběhu par chladiva, obecně označovaná jako kompresorová. Absorpční zařízení s pracovní dvojicí čpavek (chladivo) – voda (absorbent) jsou známa od počátků chladící techniky a našla zejména uplatnění v průmyslu. V oboru klimatizace se začala prosazovat od 60. let po zavedení výroby zařízení pracujících s dvojicí voda (chladivo) – lithiumbromid (absorbent). U těchto zařízení je pohonnou energií energie tepelná. V oblasti klimatizace, kde jsou nejvyšší požadavky na chladící zařízení v letních měsících, vede použití absorpčního zařízení ke zrovnornění spotřeby tepelné energie během roku. Tato skutečnost je hlavním důvodem k jejich zavádění. K němu dnes přistupují i hlediska ekologická, neboť použitý čpavek a voda jsou látky ekologické, což nelze tvrdit o většině chladiv používaných u kompresorového chlazení.

Vzájemné porovnání absorpčního a kompresorového chlazení je patrné z obrázku 10.3 a 10.4.

Obr. 10.3 Absorpční chlazení



Obr. 10.4 Kompresorové chlazení



Z porovnání kompresorového a absorpčního chlazení vyplývá, že kompresor použitý u oběhu parního je u oběhu absorpčního nahrazen skupinou zařízení: absorpér, vypuzovač, čerpadlo na bohatý roztok, škrtící ventil chudého roztoku a výměník tepla. Na rozdíl od oběhu parního je převážná spotřeba pohonné energie kryta energií tepelnou (vytápění vypuzovače), spotřeba elektrické energie je pouze na pohon čerpadla a regulaci.

Hodnotí li se oba způsoby chlazení z energetického hlediska pouze na základě velikosti chladícího faktoru, definovaného jako poměr chladícího výkonu k příkonu, bez ohledu na druh a tedy i cenu pohonné energie, vychází toto hodnocení ve prospěch kompresorového chlazení.

Oběh absorpční pracuje vždy se dvěma látkami a to chladivem a absorbentem. Průmyslově se používají pouze dvě dvojice látek a to :

- ◆ čpavek – voda použití pro chlazení pro nadnulové i podnulové chlazení
- ◆ voda – lithiumbromid chlazení pro nadnulové teploty.

Výhody dvojice voda – lithiumbromid ($H_2O - LiBr$) jsou :

- ◆ ekologická nezávadnost použitých pracovních látek ve vztahu k ovzduší, jejich výbušnosti, nehořlavosti a nejedovatosti
- ◆ příznivější hodnoty chladícího faktoru než u dvojice $NH_3 - H_2O$
- ◆ nízké nároky na obsluhu
- ◆ kompaktnost zařízení bez částí vyvolávajících chvění
- ◆ sériovost výroby
- ◆ plynulá a hospodárná regulovatelnost výkonu v širokých mezích (10 až 100 % výkonu)
- ◆ nízké provozní tlaky v zařízení
- ◆ vysoká životnost
- ◆ vysoká spolehlivost umožňující projektovat zařízení bez rezervy
- ◆ nízká provozní hlučnost
- ◆ rychlý náběh zařízení při spuštění z teplého stavu.

Nevýhody dvojice voda - lithiumbromid

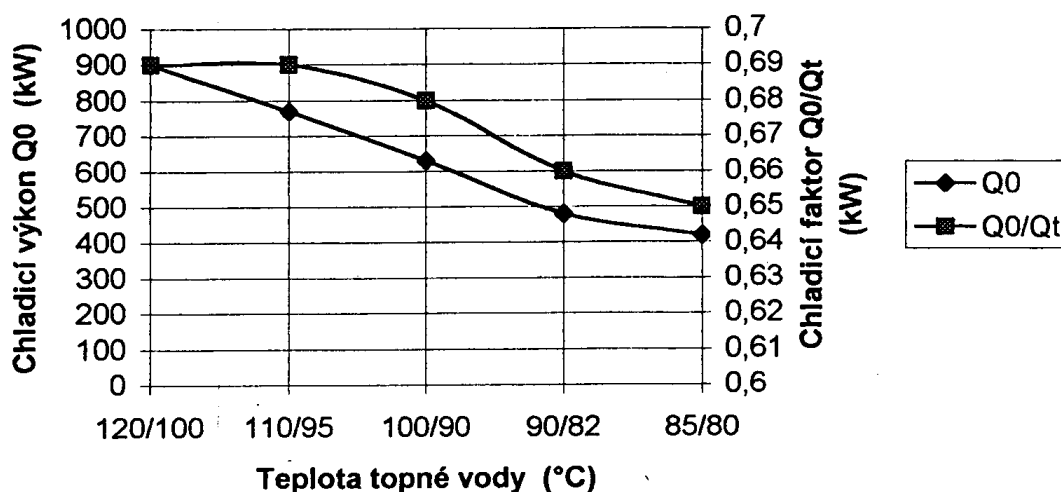
- ◆ chlazení pouze na nadnulové teploty 5 až 6 °C
- ◆ vysoké nároky na konstrukční materiál a technologii, což má za následek, že se výrobou těchto zařízení zabývá pouze omezená skupina výrobců.

Absorpční chladicí zařízení $H_2O - LiBr$

Zařízení pracující s touto dvojicí se vyrábí s jednostupňovým nebo dvoustupňovým vypuzovačem. Zařízení s jednostupňovým vypuzovačem jsou investičně levnější, pracují ale energeticky méně hospodárně (jmenovitý chladicí faktor cca 0,69). Nejvhodnější teplota topné vody leží v rozmezí 100 – 130 °C,

Zařízení ale mohou pracovat i s teplotou 85 °C. Pro kombinaci chladicího zařízení s kogenerační jednotkou se bude převážně jednat o teplotu topné vody 90 °C.

S poklesem teploty topné vody se snižuje chladicí výkon i chladicí faktor, což je uvedeno na obr. 10.5



Obr.10.5 Závislost chladicího výkonu a chladicího faktoru na teplotě topné vody

Zařízení s dvoustupňovým vypuzovačem jsou investičně náročnější, jako pohonnou energii vyžadují vodní páru o tlaku cca 0,9 MPa nebo horkou vodu o teplotě 175 °C. Tato zařízení pracují hospodárněji a dosahují chladicí faktor cca 1,09. Pro použití v kombinaci s kogenerační jednotkou jsou však nepoužitelná s ohledem na požadovanou vysokou teplotu topného media.

Vzhledem k nízkým provozním tlakům v těchto zařízeních (0,7 až 15,7 kPa) musí být zařízení vybaveno odvzdušňovací jednotkou a provedeno jako kompaktní celek. V praxi se ustálily dvě varianty provedení.

Prvá varianta představuje sloučení vypuzovače a kondenzátoru do jednoho tělesa umístěného v horní části zařízení a výparníku spolu s absorberem do druhého tělesa. Tím je zajištěno, že potrubím proudí pouze kapalná fáze. Zařízení tohoto typu vyrábí např. firma York International a firma Carrier.

U druhé varianty jsou všechny čtyři hlavní výměníky tepla (vypuzovač, kondenzátor, výparník a absorber) umístěny ve společném tělese. Tato zařízení vyrábí např. firma Trane.

Při chlazení vody z 12 °C na 6 °C mají vyráběná absorpční chladicí zařízení chladicí výkon 350 až 5800 kW v jedné jednotce.

Absorpční chladicí zařízení NH₃ – H₂O

S růstem ekologického citění je stále více používán čpavek a to nejen u průmyslových aplikací ale i v klimatizaci. Jestliže u dvojice H₂O – LiBr jsou běžně na našem trhu zařízení s chladicím výkonem 350 až 5800 kW v jedné jednotce, u dvojice NH₃ – H₂O je situace zcela opačná. Běžně jsou nabízeny jednotky jmenovitého chladicího výkonu 10 až 87 kW, zařízení větších výkonů jsou vyráběna na zakázku.

Z uvedeného vyplývá, že s ohledem na investiční náklady bude dáována přednost chladicím jednotkám H₂O – LiBr pro kombinaci s kogenerační jednotkou.

10.1 Použití absorpčního chlazení v kombinaci s kogenerační jednotkou

V chladicí technice jsou uváděny parametry chladicích zařízení dle chladicího výkonu. Vzhledem k tomu, že kogenerační jednotka poskytuje jako topné medium teplou vodu 90 °C, bude chladicí faktor při použití teplotového spádu 90/82 °C a chladicí dvojici H₂O – LiBr cca 0,647. Chladicí faktor je definován vztahem :

$$F_{\text{ch}} = \frac{Q_o}{Q_t} \quad / - / ,$$

kde značí Q_o ... chladicí výkon / kW /

$Q_t \dots$ tepelný příkon / kW /.

59

V našem případě nás zajímá především odběr tepla z kogenerační jednotky, což představuje pro jeden kW chladicího výkonu tepelný příkon :

$$Q_t = \frac{Q_o}{F_{ch}} = Q_o \frac{1}{0,647} = 1,545 \text{ kW/kW} .$$

Přehled chladicích zařízení dodávaných např. firmou YORK International je uveden v tabulce 10.1 .

Tabulka 10.1 Přehled dodávky standardních chladicích zařízení

typ	chladicí výkon kW	tepelný příkon kW	instalov.el výkon kW	délka mm	šířka mm	výška mm
YIA 1A1	420	649	2,0	3740	1480	2340
1A2	550	850	2,0	4350	1250	2340
2A3	630	973	2,1	4960	1250	2340
2A4	720	1112	2,6	5570	1250	2340
YIA 2B1	830	1282	2,3	4960	1400	2650
3B2	960	1483	3,0	5570	1400	2650
3B3	1090	1684	3,4	6180	1400	2650
4B4	1170	1807	3,8	6790	1400	2650
YIA 4C1	1280	1977	3,6	5570	1580	3030
5C2	1440	2225	4,0	6180	1580	3030
5C3	1570	2426	4,9	6790	1580	3030
6C4	1820	2812	4,9	7550	1580	3030

Tepelný příkon uvedený v tabulce odpovídá teplotovému spádu topné vody 90/82 °C. Instalovaný el. výkon značí celkový výkon pro pohon čerpadel. Jak je z tabulky patrné, jedná se o nízkou spotřebu el. energie vzhledem k chladicímu výkonu.

Maximální chladicí výkon zařízení, který je firmou YORK International standardně dodáván je u typu YIA 14F3. Tento typ představuje zařízení s výkonem :

chladicí výkon 4840 kW
tepelný příkon 7478 kW
instal.el.výkon 8,4 kW .

Z tabulky 10.1 vyplývá, že nejmenší typ standardního absorpčního chladícího zařízení představuje tepelný příkon v teplé vodě 90/82 °C 649 kW. Pro krytí dodávky tepla pro tato chladící zařízení se již jedná o vyšší výkony kogeneračních jednotek.

Jejich použití jako doprovodné technologie pro kogenerační jednotky rozhodně přinese zlepšení ekonomie jejich provozu. Tuto kombinaci lze realizovat pro :

- ◆ klimatizační jednotky obchodních domů
- ◆ klimatizace nemocnic
- ◆ chladírny ovoce a zeleniny
- ◆ sklady potravin.

Z výčtu realizací pak vyplývají různé varianty použití doprovodné technologie absorpčního chlazení. Jednoznačně se jejich použitím zlepší ekonomie provozu kogenerační jednotky (viz předchozí závěry) při dodávkách tepla v letním období pro provoz chladícího zařízení.

Pokud by se jednalo opět o posouzení zdroje tepla a el. energie (kogenerace) s absorpčním chlazením jako jednoho ekonomického celku, bylo by nutno vzít v úvahu i související investiční náklady např. na stavbu chladírny ovoce a zeleniny. Tyto náklady je však možno stanovit pouze až na základě skutečného projektu. Z tohoto důvodu není možno provést pro ilustraci konkrétní příklad řešení.

Při použití absorpčního chlazení, jako doprovodné technologie, je však nutno vzít v úvahu závislost vnitřní teploty v ochlazeném objektu na dodávce tepla. V tomto případě by bylo nutno zajistit (při nerovnoměrnosti v dodávce tepla) akumulaci chladící vody pro krytí případných schodků v dodávce a spotřebě tepla.

U doprovodné technologie sušení dřeva nebyl tento problém tak výrazný jako je tomu v technologii chlazení.

Pro možnosti porovnání investičních nákladů na absorpční chlazení uvádíme cenu nejmenší chladící jednotky YIA 1A1 (chladící výkon 420 kW) :

3 000 000,- Kč.

11. Použití kogenerace s palivem na bázi biomasy

Jak vyplynulo z našich předchozích ekonomických rozborů provozu samotné plynové kogenerační jednotky, činí náklady na palivo nejvyšší položku nákladů. Pro zlepšení ekonomie provozu kogenerace tedy vyplývá snaha snížit náklady na vstupní palivo. V tabulce 11.1 je uveden přehled ceny tepla Kč/GJ ve vstupním palivu dle jeho druhu.

Tabulka 11.1 Cena tepla ve vstupním palivu dle jeho druhu

palivo	cena paliva Kč/t Kč/m ³	výhřevnost MJ/kg MJ/m ³	cena tepla Kč/GJ	podíl k zemnímu plynu v %
zemní plyn	4,05	34	119,10	100
těžký olej	4200	40	105,10	88,2
hnědé uhlí	1150	17	67,70	56,8
lesní štěpka	400	8	50,00	42,0
obilní sláma	500	17	29,40	24,7

Z tabulky vyplývá, že cesta ke snížení nákladů na palivo je reálná. Vede však cestou použití parní kogenerace, kdy je v možno v parním kotli použít jiný druh paliva než je zemní plyn u plynové kogenerace. V podstatě se jedná buď o použití parního motoru, nebo protitlaké parní turbíny. Technické parametry těchto zařízení jsou již uvedeny v předchozích kapitolách.

S ohledem na celosvětově požadované snížení emisí plynů, které způsobují skleníkový efekt je kladen především důraz na vyšší využívání biomasy k energetickým účelům. Tento směr je opodstatněn tím, že biomasa má vyrovnanou (neutrální) bilanci CO₂, který uniká do ovzduší při spalování a který je spotřebován k jejímu růstu.

Z tohoto důvodu bude biomasa zvýhodněna jako palivo v rámci navrhovaných změn ekologických daní.

V našich podmínkách se jedná především o využití dřevních odpadů (piliny, hobliny, kůra, brusný prach atd.) a slámy. Výhledově se uvažuje i s pěstováním energetických rostlin, které budou pěstovány na uvolněných zemědělských plochách v souvislosti se snižováním zemědělské produkce. Jedná se o rychlerostoucí dřeviny, speciální trávy atd.

V dřevařských provozech, kde je dostatečný výskyt dřevních odpadů pak vznikají ideální podmínky pro realizaci parní kogenerace.

V těchto provozech je současně i značná spotřeba el. energie, kterou lze nahradit dodávkou z kogenerace. Pro přehled uvádíme pouze orientační hodnoty instalovaných výkonů u největších spotřebičů el.energie:

- rámová pila	30 - 60	kW
- odkorňovač	20 - 28	kW

celkem	50 - 88	kW.

Současně je pro dřevařské provozy ekonomicky výhodné provádět sušení řeziva, jak vyplývá z předešlých jednoznačných závěrů.

V mnoha případech jsou ještě dnes dřevní odpady likvidovány pouhým odvozem na skládku, což vyžaduje přinejmenším náklady na dopravu a mzdy. Zároveň však tento podnikatelský subjekt ztrácí palivo, které se může energeticky zhodnotit.

Realizace parní kogenerace vyžaduje finanční prostředky a proto opět uvádíme informativní ceny hlavních zařízení :

parní kotel ... 8 420 000,- Kč
 kotel na spalování dřevních odpadů
 jmenovitý tlak páry 12,3 bar
 jmenovitý parní výkon 3 t/h
 cena zahrnuje dodávku kotle, systém čištění spalin, automatický řídicí systém, montáž a uvedení do provozu.

parní protitlaká turbína ... 3 200 000,- Kč
 jedná se o dodávku turbosoustrojí s el. generátorem o výkonu 200 kW
 cena zahrnuje kompletní dodávku včetně montáže.

parní motor ... 1 000 000,- Kč.
 cena zahrnuje dodávku parního motoru PM VSI s el. generátorem o výkonu 70 kW, jeho montáž a uvedení do provozu.

Pro použití plynové kogenerační jednotky, využívající jako palivo dřevní odpad, existuje cesta výroby dřevoplynu. Tento způsob byl v minulosti dříve používán pro pohon automobilů a dnes nachází uplatnění v oblasti kogenerace.

Jednou z tuzemských firem, která dodává tato zařízení je firma MWG Energy, s.r.o. z Brna. Zařízení je dodáváno formou “energobloku”, který zahrnuje následující komponenty :

- ◆ otevřená, mechanizovaná skládka na dřevní hmotu o obsahu 20 m³
- ◆ transportní zařízení na dávkování paliva do plynového generátoru
- ◆ řízený plynový generátor na zplyňování dřevní hmoty, jehož výkon je řízen v závislosti na množství odebíraného plynu
- ◆ vzduchový chladič surového plynu
- ◆ sestava suchých filtrů
- ◆ dopravní dmychadlo pro dopravu dřevoplynu k plynovým spotřebičům
- ◆ řídicí a monitorovací systém celého zařízení.

V případě, že vyrobený dřevoplyn je používán pouze k pohonu plynového motoru je dopravní dmychadlo mimo provoz. Dřevoplyn je do motoru nasáván pod tlakem od sání spalovacího motoru.

Jsou však i realizace, kdy je dřevoplyn používán pro plynový kotel, nebo pro plynové tepelné zajištění. V tomto případě je již nutno zajistit dopravu dřevoplynu ke spotřebiči pomocí dopravního dmychadla.

Celý výrobní cyklus začíná u skládky dřevní hmoty odkud je tato hmota dopravována pomocí mechanických dopravníků do plynového generátoru. Množství dřevní hmoty, které je přiváděno do generátoru je řízeno automatickou regulací. Při jednorázovém doplnění např. 50 % paliva do generátoru by se změnil jeho provozní, teplotový režim, množství vyráběného dřevoplynu, jeho kvalita atd. Proto je doplňování generátoru prováděno po menších dávkách v závislosti na požadovaném odběru dřevoplynu. Zařízení neobsahuje žádný plynolem, který by kryl rozdíly mezi výrobou a spotřebou dřevoplynu.

Plyn, který vystupuje z generátoru je ochlazován ve vzduchovém chladiči. Po jeho ochlazení následuje čištění plynu ve třech suchých filtrech. Filtrací je plyn zbaven mechanických nečistot a dehtových částic, který by způsobovaly provozní potíže u plynového motoru.

Pro pohon el.generátoru je použit benzinový motor ZIL o jmenovitém výkonu 110 kW při 3200 ot/min. Při jeho provozu na dřevoplyn je jeho výkon cca 45kW při otáčkách 1500 ot/min. Motor zajišťuje pohon třífázového el.generátoru o el. výkonu 30 – 35 kW.

Při používání dřevní hmoty s vyšším obsahem vody (nad 25 %) bude prováděno její předsušení v sušce, aby vlhkost poklesla na hodnotu, která vyhovuje procesu zplyňování. Suška bude vytápěna spaliny, které vychází z plynového motoru. Rovněž bude využito i teplo z chlazení motoru a to pro vytápění, přípravu TUV a pod.

Realizace popisované kogenerační jednotky na dřevoplyn je provedena u objektu sokolovny v obci Moravská Nová Ves. Zde je použit dřevoplyn pro:

- ◆ pohon kogenerační jednotky s plynovým motorem
- ◆ teplovodní plynový kotel ETI
- ◆ plynový tepelný zřič.

V současné době jsou dodávány tyto jednotky ve formě “energobloku” ve dvou velikostech a to :

- 1) el. výkon 30 kW
tepelný výkon 45 kW
cena zařízení 1 250 000,- Kč
cena zahrnuje kompletní dodávku energobloku, skládky paliva s návaznou dopravou, automatickou regulací a uvedení do provozu.

- 2) el. výkon 80 kW
tepelný výkon 120 kW
cena zařízení 2 500 000,- Kč
cena zahrnuje stejný rozsah dodávky jako v bodě 1).

Pro možnost dalších porovnání uvádíme, že výhřevnost vyrobeného dřevoplynu je cca 5 MJ/m³ za normálních podmínek. Z 1 kg tvrdého dřeva vznikne cca 2,5 m³ dřevoplynu. Z měkkého dřeva vznikne cca 1,25 m³ dřevoplynu, což odpovídá produkci dřevoplynu o 50 % nižší než z tvrdého dřeva.

12. Ekonomický přínos využití doprovodných technologií

Ekonomie provozu kogenerační jednotky je ovlivněna již v počátku jejím vhodným dimenzováním výkonu. Jedná se o to, aby její tepelný a el. výkon byl v základním odběrovém zatížení objektu, který budeme zásobovat a který vykazuje určitý časový průběh spotřeby tepla a el. energie. Toto je první předpoklad pro maximální časové roční využití provozované kogenerační jednotky.

Při rozhodování o počtu jednotek, které by přicházely v úvahu k realizaci je nutno si uvědomit, že s rostoucím výkonem kogenerační jednotky klesají měrné investiční náklady vyjádřené v Kč/kW instalovaného el. výkonu. Z pohledu investičních nákladů je proto výhodnější volit jednu kogenerační jednotku než jednotky dvě s polovičním výkonem. Rozdělení výkonu na větší počet jednotek zvyšuje provozní spolehlivost daného zdroje tepla a el. energie avšak za cenu vyšších investičních nákladů. V této souvislosti je nutno provést ekonomickou rozvalu pokud si bude provozovatel kogenerační jednotky hradit záložní el. výkon pro případ výpadku kogenerační jednotky. Nedodáním požadované el. energie pro technologické účely by mohlo dojít i ke značným výrobním ztrátám. Jako případ je možno uvést výpadek textilních tkacích strojů a pod.

Lepší roční využití instalovaného výkonu kogenerační jednotky přináší zlepšení ekonomie provozu kogenerační jednotky. Zvýší se sice roční náklady na palivo, opravy a údržbu, ale ostatní náklady se nemění v závislosti na roční produkci el.energie a tepla. Především se jedná o zvýšení dodávky tepla v letním období, kdy je ve většině případů spotřeba tepla omezena pouze na přípravu TUV. Provozovatel pak mnohdy stojí před problémem, zda není výhodnější zajišťovat dodávku tepla na přípravu TUV z teplovodního kotle a vlastní kogenerační jednotku odstavit. Tato alternativa však vyžaduje další investiční náklady na plynový teplovodní kotel.

Jak již bylo dříve, na konkrétních příkladech, uvedeno podstatně se zlepšuje ekonomie provozu kogenerační jednotky při použití doprovodných technologií (sušárny řeziva a absorpční chlazení). Finanční přínos spočívá nejenom ve zrovnoměnění ročního odběru tepla z kogenerační jednotky ale i z přínosu za vysušené řezivo, což převyšuje přínos z vyrobené el.energie a tepla. Přitom bylo nutno vynaložit další investiční náklady na realizaci, např.sušáren řeziva, ale i tak se jedná o podstatné zvýšení zisku před zdaněním.

Volba typu doprovodné technologie ke kogeneračním jednotkám je závislá na lokalitě realizace. Pokud se budeme bavit o sušárnách řeziva je možno je použít tam, kde jsou pro jejich použití vytvořeny místní podmínky. Obdobně je tomu i s použitím absorpčního chlazení. Pro použití sušárenské techniky je však rozsah použití širší a to v :

- ◆ zemědělství, sušení obilí, dosoušení sena před uskladněním
- ◆ při výrobě dřevěných briket k sušení vstupního materiálu na vlhkost cca 12%
- ◆ sušení ovoce
- ◆ sušení kalů v čistírnách odpadních vod
- ◆ sušení lesní štěpky pro výrobu dřevoplynu.

Snížení provozních nákladů na palivo je možno realizovat u parní kogenerace záměnou palivové základny na biomasu. Energetické využití biomasy bude výhledově zvýhodněno v rámci připravovaných ekologických daní. Toto je tedy další reálná cesta ke zvyšování ekonomie provozu kogeneračních jednotek. Investiční náklady na realizaci těchto zařízení jsou však vyšší, než je tomu např. u plynových motorů ale podstatně se sníží náklady na palivo, které je z tuzemských zdrojů. Současně se vytváří nové pracovní příležitosti v oblasti využití biomasy jako paliva.

Další cesta spočívá ve využití dřevoplynu v kombinaci s plynovým spalovacím motorem. Výhodou je opět využití biomasy a možnost použití plynového motoru tam, kde plynofikace výhledově nepřichází v úvahu. Vyrobený dřevoplyn je možno použít i pro plynový kotel, plynové tepelné zářiče apod.

Seznam použité literatury

- 1) Umělé sušení řeziva
Jaroslav Kruml , SNTL Praha 1974
- 2) Umělé sušení řeziva
ON 490651
- 3) Dřevařská technická příručka
kolektiv autorů
SNTL Praha 1970
- 4) Zásobování teplem a teplárenství
J.Vlach a kolektiv
SNTL Praha 1989
- 5) Využití a likvidace odpadů
K.Trnobranský, L.Dvořák skripta ČVUT – FSI Praha 1991
- 6) Firemní prospekty firmy Katres s.r.o. – sušárny řeziva
- 7) Firemní prospekty firmy YORK International – absorpční chladicí jednotky
- 8) Optimalizace aplikace kogenerační výroby tepla a el. energie
Produkt ČEA 1997