



Az erőművek bővítési lehetőségei közötti választás az exergia-analízis felhasználásával

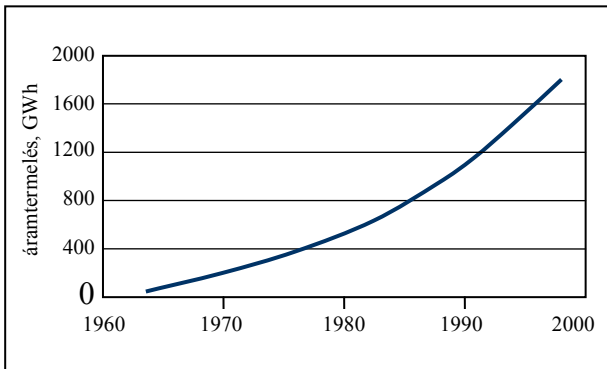
A görögországi Kréta szigetén a turizmus felfutása és a légkondicionálás elterjedése miatt a nyári energiaigények erőteljesen megnöttek. Az erőművi kapacitások növelésének alternatívái; több szempont együttes elemzése alapján az egyik erőmű meglévő gőzturbinás egységének kapcsolt hő- és villamosenergia-termelő egységgé való átalakítását (új gázturbina beépítése révén) találták a legkedvezőbbnek. A folyamatok részleteinek elemzése az exergia-folyamatok segítségével.

Tárgyszavak: kapcsolt energiatermelés; exergia; anergia; Görögország, Kréta.

A villamos energia Kréta szigetének lakói és az ideérkező évi több, mint 2,5 millió látogató számára alapvetően fontos. A nyári időszakban Krétán a villamosenergia-igény lényegesen megnő, fajlagos értéke csaknem kétszer akkora, mint Görögország egyéb régióiban. Az 1. ábra a villamosenergia-termelés rohamos növekedését mutatja be az elmúlt 35 év során, míg a 2. ábra az energiaigények éven belüli ingadozását mutatja be a 2001. év példáján. Az energiafogyasztás évi ingadozását a turisták nyárra összpontosuló jelenléte idézi elő, oka

elsősorban a légkondicionálás egyre nagyobb elterjedése. A Görög Elektromos Művek (PPC) a növekvő igényeknek megfelelően, korszerű technológia felhasználásával, a környezetvédelem szempontjait figyelembe véve a következő projekteket valósította meg az elmúlt néhány évben:

- 160 MW-os új erőmű létesítése Atherinolasban (2003 tavaszától termel);
- 70 MW-os turbina üzembeállítása a lino-peramatai erőműben (2001 nyaratól);



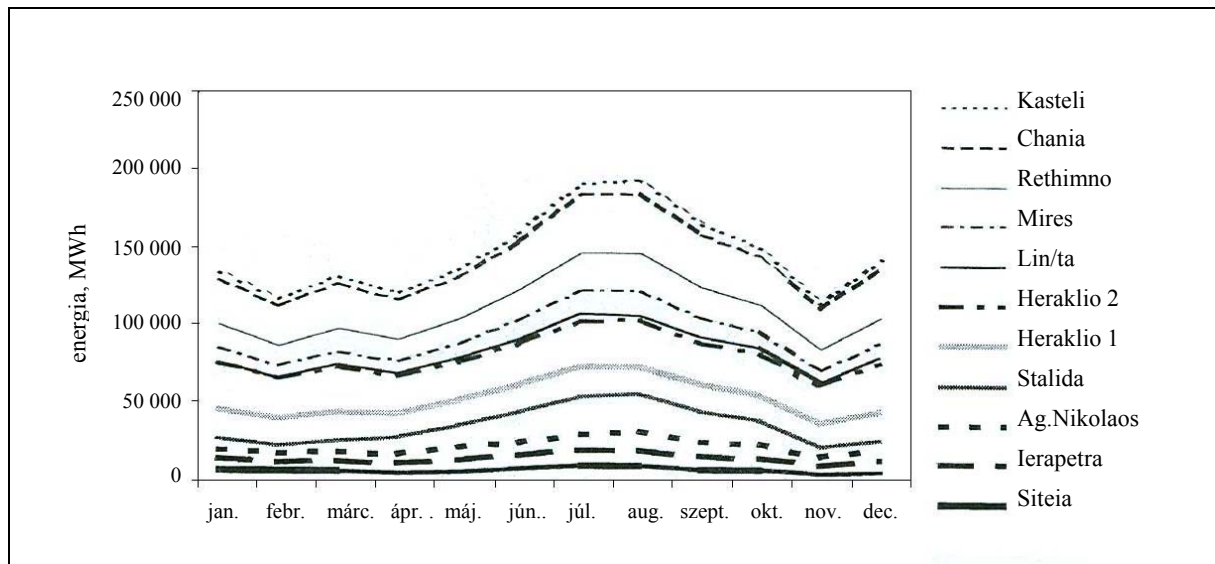
1. ábra A villamosenergia-termelés alakulása az elmúlt 35 év során Kréta szigetén

- A megújuló energiaforrások alkalmazásának kiterjesztése: számos szélerőmű-telep létesítése 50 MW összteljesítménnyel (Görögországban Kréta szigete élen jár a megújuló energiaforrások felhasználásában).

A 280 MW összteljesítményű új erőművi kapacitás a Krétán beépített teljesítményt majdnem 50%-kal növelte meg.

A már működő erőművek

A linoperamatai erőmű a PPC Krétán levő két nagy erőművének az egyike. Heraklion városától 10 km távolságra van, nyugati irányban, a tenger és az autópálya között. 1963-ban kezdtek építeni, az első egysége 1965 óta üzemel. Jelenleg 12 működő egysége van, ezek teljes beépített teljesítménye 193 MW. Az egységek közül 6 gőz-, 4 dízelolaj- és 2 gázturbinával működik. Az egyes turbinák teljesítményét és üzembeállításuk idejét az 1. táblázat adja meg. A gázturbinák dízelolajat égetnek (C: 86,6%; H: 13,3%; S: 0,14%), a többi egység nehézolajat használ (C: 86,6%; H: 12,2%; N: 0,27%; O: 0,13%; S: 0,7%; hamu: 0,1%; víz: 0,13%). Az erőmű 66 kV-os és 150 kV-os feszültséget táplál a krétai hálózatba, évi 1 000 000 kWh



2. ábra Az egyes Kréta-szigeti alállomások fogyasztásának alakulása az év folyamán

energiát termel, ehhez 300 000 t tüzelőanyagot használ el. A turbinákat tengervízzel és a telepen áthaladó folyó vizével hűtik. Az alkalmazottak létszáma 330 fő.

1. táblázat
Az áramfejlesztő egységek a linoperamatai erőműben

Egység	Teljesítmény (MW)	Az üzembe helyezés éve
1. gőzturbina	6,25	1965
2. gőzturbina	15	1970
3. gőzturbina	15	1970
4. gőzturbina	25	1977
5. gőzturbina	25	1981
6. gőzturbina	25	1981
1. gázturbina	16,25	1973
2. gázturbina	16,25	1974
1. dízel	12,28	1989
2. dízel	12,28	1989
3. dízel	12,28	1990
4. dízel	12,28	1990

A másik nagy krétai erőmű Soudában van, Chania városától 7 km-re, keleti irányban. Az erőmű hat 188 MW összteljesítményű gázturbinából, valamint két 45,5 MW-os gázturbinát és egy 42,4 MW-os gőzturbinát tartalmazó kapcsolt egységből áll.

Jelen összeállítás tárgya egy 95 MW-os egység létesítése a linoperamatai telephelyen. A tervezők a következő alternatívákat vizsgálták meg:

- Kapcsolt hő- és villamosenergia-termelő egység létesítése, amely egy 70 MW-os gáz-

turbinából és egy 25 MW-os gőzturbinából áll. Ez úgy valósulhat meg, hogy a linoperamatai telep egyik 25 MW-os gőzturbináját (5. számú egység) egy 70 MW-os gázturbina beépítésével 95 MW-os kapcsolt energiatermelő egység részévé alakítanak át;

- 95 MW-os új gőzturbina létesítése, amely tüzelőanyagként nehézzolajat használ;
- 95 MW-os új gázturbina létesítése, amely tüzelőanyagként dízelolajat használ;
- 95 MW-os új dízel egység létesítése, amely nehézzolajat használ.

Az itt nem részletezhető vizsgálatok több szempontból optimális megoldásnak az elsőt, a kapcsolt hő- és villamosenergia-termelő egység létesítését mutatták ki. A megoldás bemutatása előtt érdemes az érintett egység kiinduló állapotát részletesebben áttekinteni.

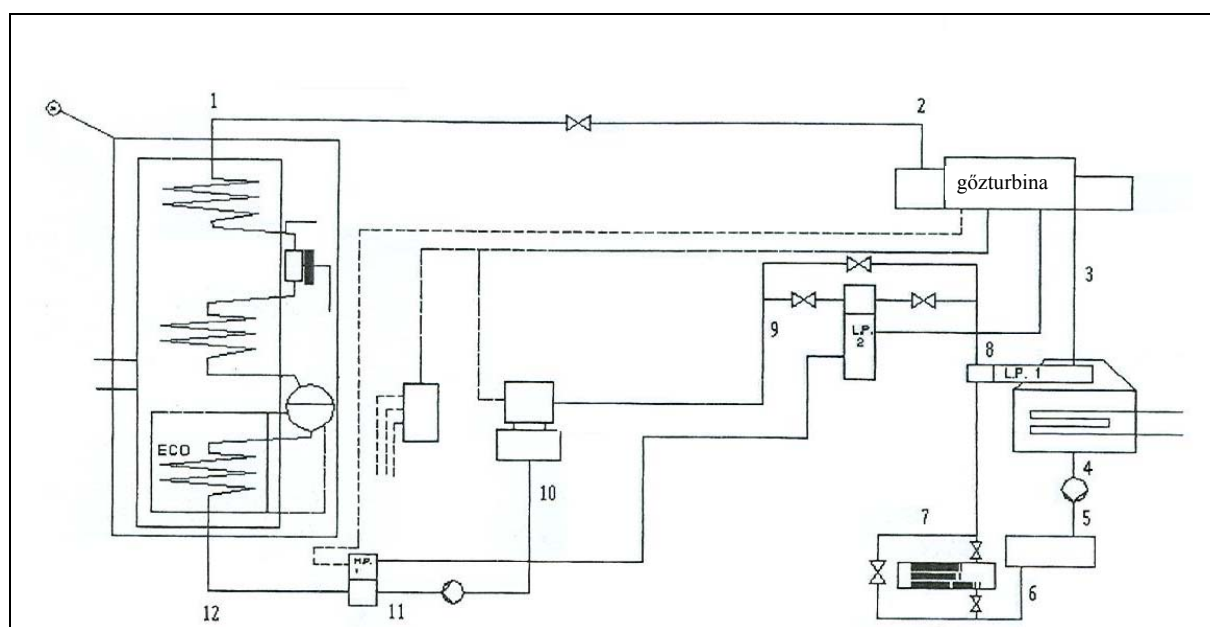
A működő 5. számú gőzturbinaegység vizsgálata

A 3. ábra szemlélteti a linoperamatai 5. egység felépítését. A tápvíz (a 12-es pontban) 230 °C hőmérsékleten, 130 bar nyomáson jut be a kazánba. Először az előmelegítő felületével érintkezik, itt a hőmérséklete 315 °C-ra növekszik. A következő lépés során 315 °C hőmérsékleten, 100 bar nyomáson elpárolog. Két túlhevítő (1-es és 2-es pont) segítségével a

telített gőz $510\text{ }^{\circ}\text{C}$ hőmérsékleten a gőzturbinába kerül (2-es pont). A turbinában végmenő expanzió után cseppfolyósodik a kondenzátorban. A cseppfolyósítást az Almyros-folyó vizének segítségével végzik. A telített víz vákuumszivattyúkon és a kondenzátoron halad át, mielőtt a kis- és nagynyomású előmelegítőbe jut, ahol hőmérséklete $230\text{ }^{\circ}\text{C}$ -ra emelkedik; ezen a hőmérsékleten kerül a kazánba (12. pont). E körfolyamat során a gőz szolgáltatja az exergiát¹. A gőz bejut a turbinába (2. pont), a kondenzátornak megfelelő nyomáson expandál (3. pont) és állandó nyomás mellett kicsapódik. Végül a tápszivattyú a kondenzált víz nyomását a kazányomásnak megfelelő értékre növeli (100 bar).

Az energiaanalízis egyszerűsítése érdekében a következőket lehet feltételezni:

- a gőzturbina és a tápszivattyú működését adiabatikusnak lehet tekinteni;
- a kazánban és a kondenzátorban a nyomáscsökkenést elhanyagolhatónak lehet tekinteni;
- a turbinában bekövetkező expanzió és a tápszivattyúban bekövetkező kompresszió irreverzibilis folyamatok;
- a tápvíz előmelegítésének a turbina energiáját felhasználó folyamatai a turbinán belül mennek végbe. A kondenzátort elhagyó telített víz úgy kerül a nagynyomású szivattyúba, hogy közben más folyamatok nem játszódnak le.

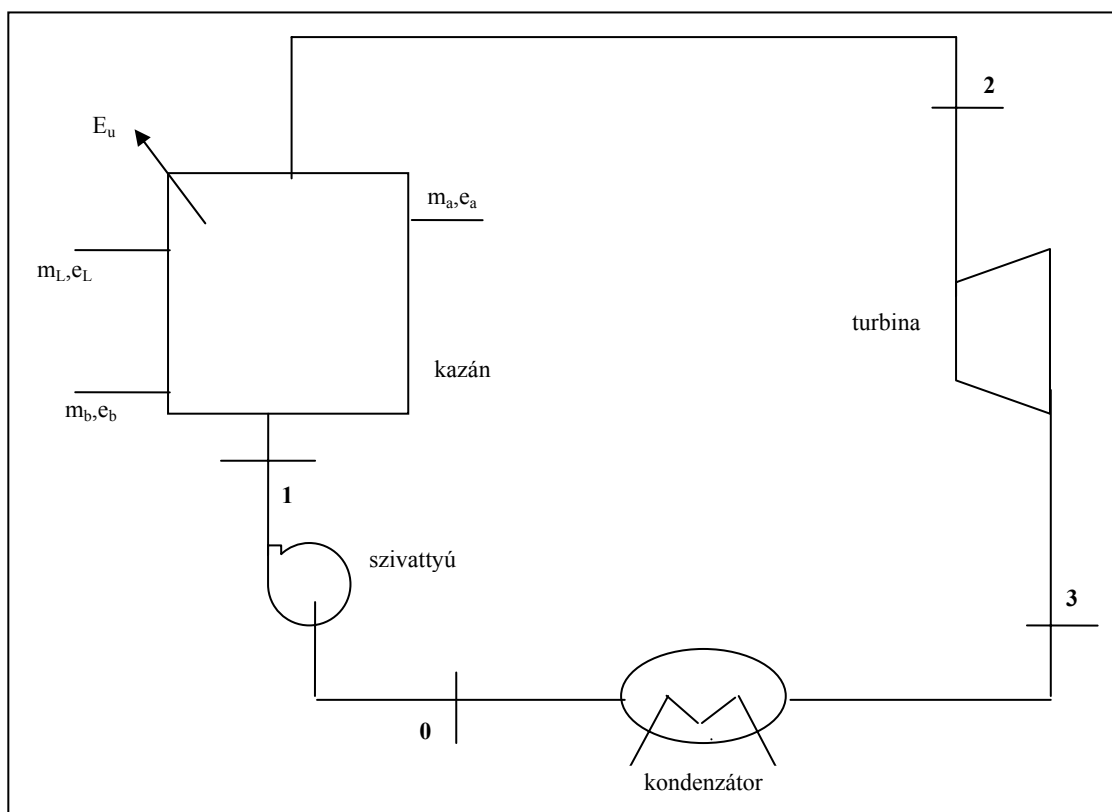


3. ábra Az 5. egység elvi rajza

Az előbbi feltevéseknek megfelelően egyszerűsített körfolyamatot a 4. ábra szemlélteti. A gőz 0., 1., 2. és 3. pontban mérhető termodinamikai tulajdonságait a 2. táblázat adja meg. A külső körülmények: $t = 25\text{ °C}$ és $p = 1\text{ bar}$.

A körfolyamat során végzett hasznos mechanikai munka:

$$-w_t = \frac{-P}{\dot{m}_v} = -(w_{t,0-1} + w_{t,2-3}) - q_{1-2} + q_{3-0} \quad (1a)$$



4. ábra Az egyszerűsített körfolyamat elvi rajza

2. táblázat

A gőz termodinamikai tulajdonságai a 0., 1., 2. és 3. pontokban

Hely \ Fizikai állapot	t (°C)	p (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	e (kJ/kg)
Külső	25	1	104,9	0,366	0
0.	33	0,05	137,7	0,475	0,318
1.	35	100	155	0,5	10,168
2.	510	100	3400	6,632	1428,4
3.	33	0,05	2560	8,4	60,968

h: entalpia, s: entrópia, e: fajlagos exergia

Az előjelek tekintetbevételével a fajlagos hőre és munkára adódik:

$$-w_t = -w_{t,0-1} + |w_{t,2-3}| = q_{1-2} - |q_{3-0}| \quad (1b)$$

A tápszivattyú fajlagos mechanikai munkája analitikusan kifejezve:

$$w_{t,0-1} = \frac{h_{1'} - h_0}{\eta_{sv}}$$

ahol a 100 bar nyomás mellett az entalpia az

$$s_{1'} = s_0 = 0,475 \text{ kJ/kg K}$$

összefüggés alapján számítható.

A termodinamikai táblázatokból $p = 100$ bar és $s = 0,475$ kJ/kg K mellett, a megfelelő hőmérséklet $t = 33,086^\circ\text{C}$. Ezen a hőmérsékleten és nyomáson az entalpia $h_{1'} = 147,54$ kJ/kg.

A szivattyú izentropikus hozamát $\eta_{sv} = 0,75$ -nek véve

$$w_{t,0-1} = \frac{h_{1'} - h_0}{\eta_{sv}} = \frac{147,54 - 137,7}{0,75} = 13,12 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

A turbina mechanikai munkája:

$$-w_{t,2-3} = h_2 - h_3 = \eta_{st}(h_2 - h_{3'})$$

ahol a 3' állapot az izentropikus expanziónak felel meg ($s_{3'} = s_2$), mivel a kondenzátorban a nyomás p_0 , ez a nedves gőznek felel meg. A $h_{3'}$ entalpiára adódik:

$$h_{3'} = h_0 + T_0 (s_{3'} - s_0) = h_0 + T_0 (s_2 - s_0) = 137,7 + 298 \cdot (6,632 - 0,475) = 1972,5 \text{ kJ/kg.}$$

A gőzturbina által végzett munka, ha a hatásfok $\eta_{st} = 80\%$:

$$-w_{t,2-3} = 0,8 \cdot (3400 - 1972,5) \text{ kJ/kg} = 1142 \text{ kJ/kg.}$$

Innen, az (1b) egyenlet alapján a körfolyamat hasznos mechanikai munkája:

$$-w_t = w_{t,0-1} + |w_{t,2-3}| = 13,12 + 1142 = 1128,88 \text{ kJ/kg}$$

Az energiaveszteség fő forrásai a turbinaegységben a következők: az égési veszteségek, a turbina veszteségei, a hűtési folyamat veszteségei, a távozó levegő okozta hőveszteségek és a hőátadás során bekövetkező hőveszteségek. Az exergia-anergia-diagramhoz² a folyamat veszteségeit és a hasznos energiát a tüzelőanyag égése során kibocsátott energia alapján számolják. Ha a nehézolaj-áram $\dot{m}_{ho} = 6700$ kg/h és a nehézolaj fűtőértéke $e_{ho} = 39500$ kJ/kg, akkor a teljes exergia-hozam:

$$\frac{p_{st}}{\dot{m}_{ho} \cdot e_{ho}} = \frac{25000 \text{ kW} \cdot 3600 \text{ kJ/kWh}}{6700 \text{ kg/h} \cdot 39500 \text{ kJ/kg}} = 0,34$$

Tehát a tüzelőanyag energiájának 34%-a alakul exergiává. A körfolyamat során az energiaveszteség:

$$e_u = (e_2 - e_1) + w_t = 1428,43 - 10,168 - 1128,88 = 289,38 \text{ kJ/kg}$$

A veszteség a következő összetevőkből áll:

- a tápszivattyú exergiavesztesége:

$$e_{v,0-1} = w_{t,0-1} + e_0 - e_1 = (13,12 + 0,318 - 10,168) \text{ kJ/kg} = 3,27 \text{ kJ/kg} = 0,0113 e_v$$

- a gőzturbina exergiavesztesége:

$$e_{u,2-3} = e_2 - e_3 + w_{t,2-3} = (1428,43 - 60,968 - 1142) \text{ kJ/kg} = 225,462 \text{ kJ/kg} = 0,7791 e_u$$

- a kondenzátor exergiavesztesége:

$$e_{u,3-0} = e_3 - e_0 = 60,65 \text{ kJ/kg} = 0,2096 e_u$$

A tüzelési veszteség és a kazán hővezetési vesztesége a tüztér bemenő és kijövő exergiaáram különbségéből számítható:

$$E_u = \dot{m}_{ho} e_{ho} + \dot{m}_L e_L + \dot{m}_v e_1 - \dot{m}_v e_2 - \dot{m}_A e_A \quad (2)$$

ahol \dot{m}_L és e_L a levegő égéshez szükséges tömegárama és fajlagos exergiája; \dot{m}_A a gázok tömegárama és e_A a gázok és fajlagos exergiája.

A nehézzolaj égéséhez szükséges levegő a környezetbe kibocsátott gázok által előmelegítve 250 °C hőmérsékleten, 1,05 bar nyomáson jut a kazánba. E feltételek mellett $h_L = 532,2 \text{ kJ/kg}$, $s_L = 7,475 \text{ kJ/kg K}$ $e_L =$

51,68 kJ/kg. Tekintetbe véve, hogy 5% levegőtöbblet van, az égéshez szükséges levegőáram: $\dot{m}_L = 110272 \text{ kg/h}$.

A gőz tömegárama $\dot{m}_v = 112000 \text{ kg/h}$, exergiája a kazánba való bemenetkor és a kazánból való távozáskor $e_1 = 222,36 \text{ kJ/kg}$ és $e_2 = 1428,4 \text{ kJ/kg}$.

Az égés után a gázok tömegárama $\dot{m}_A = \dot{m}_{ho} + \dot{m}_L = 116972 \text{ kg/h}$. Jó közelítéssel feltehető, hogy a gázok összetétele: 75,26% N₂, 18,38% CO₂ és 6,36% H₂O. Az energiamegmaradás elve alapján a kazánba bemenő és a kazánból távozó energiaáram egyenlő, tehát

$$\dot{H}_{ho} + \dot{H}_L + \dot{H}_{v,1} = \dot{H}_{v,2} + \dot{H}_A \quad (3)$$

Megoldva a (3) egyenletet, a gázok fajlagos entalpiája $h_A = 458,4 \text{ kJ/h}$. A gázösszetétel ismert, a gázok hőmérséklete $t = 425 \text{ °C}$. A 3. táblázat megadja az összetevő gázok termodinamikai tulajdonságait. A 3. táblázat alapján a gázok exergiája $e_A = 164,845 \text{ kJ/kg}$, és az exergia veszteségárama (a 2. egyenlet alapján):

$$E_v = 115990127 \frac{\text{kJ}}{\text{h}} = 0,4383 \cdot \dot{m}_{ho} e_{he}$$

3. táblázat

Az 5. egységből kijövő gázok termodinamikai jellemzői

Gáz	Fajlagos entalpia, h (kJ/kg)		Fajlagos entrópia, s (kJ/kg K)		Fajlagos exergia, e (kJ/kg)
	25 °C-on	425 °C-on	25 °C-on	425 °C-on	
N ₂	309,5	734	6,8392	7,7363	157,16
CO ₂	213,16	614,44	4,8566	5,6929	152,06
H ₂ O	549,8	1334,3	10,481	12,13	292,8

A 4. táblázat bemutatja a tüzelőanyag $\dot{m}_{ho}e_{ho}$
 $= 6700 \cdot 39500 = 264\,650\,000$ kJ/kg exergiája
 alapján az exergia veszteségeket, százalékok-
 ban kifejezve.

A kapcsolt hő- és villamosenergia- termelő berendezés vizsgálata

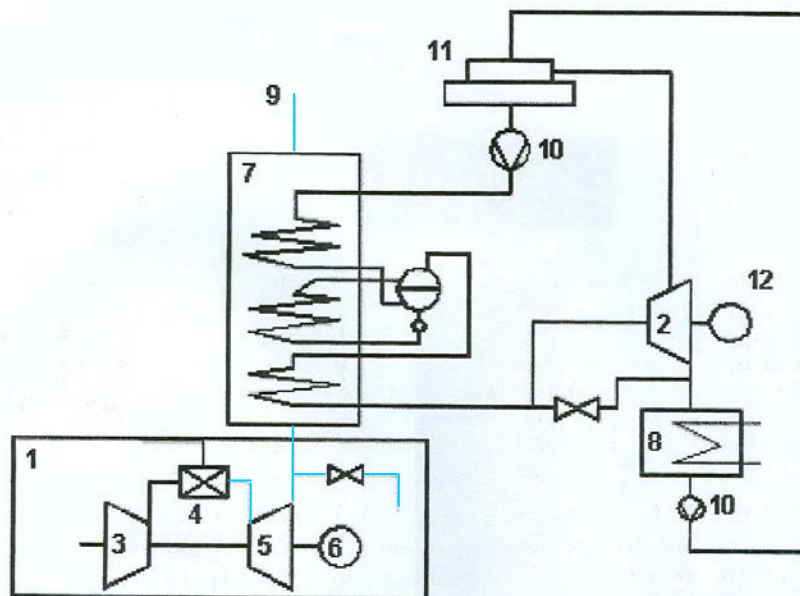
A kapcsolt energiatermelő berendezés a gáz- és
 gőzturbina kombinációja; a gőzturbina a gáztur-
 bina levegőkibocsátásából származó hulladék-
 hőt használja fel, ami máskülönben a környe-
 zetbe távozna. Az 5. ábra tipikus kapcsolt ener-
 giatermelőegység működési elvét mutatja be.

A kapcsolt energiatermelő egység a következő
 elemekből áll: gázturbinából (1), amelynek
 részei: a kompresszor (3), az égéstér (4) és a

kipufogógázzal hajtott turbina (5); gőzturbiná-
 ból (2); regenerálókazánból (7), gőzkondenzá-
 torból (8); kéményből (9); a gázturbina generá-
 torából (6) és gőzturbina generátorából (12); a
 további részek, így pl. a kondenzszivattyúk
 (10), hőcserélők stb. jelenléte a tervezési meg-
 oldásoktól függ.

4. táblázat
 Exergia-anergia táblázat, a nehézzolaj
 exergiájának százalékában

		Exergia a nehézzolaj exergiájának százalékában
Hasznos munka	Turbina	34,00
Veszteségek	Égés és hőátadás a gőznek	43,83
	Hőátadás az égéshez szükséges levegőnek	9,93
	Turbina	9,54
	Kondenzátor	2,56
	Tápszivattyú	0,14



5. ábra A kapcsolt energiatermelő berendezés elvi rajza

A 70 MW-os gázturbina beszerelése után az 5. egység kapcsolt energiatermelővé válik, lásd a 6. ábrát. A régi turbinaegység változatlan marad, az újdonság a 70 MW-os gázturbina elhelyezése a regeneráló kazán mellé. A gőztermelés a regeneráló kazánban megy végbe, ide a tápvíz 190 °C hőmérsékleten kerül be. Így a tápvíz nem halad át a nagynyomású előmelegítőn, hanem a 2. kompresszorból közvetlenül a kazánba jut. A rendszer exergiaelemzése:

- A tüzelőanyag dízelmotorolaj. A fajlagos exergiája a fűtőértékével egyenlő, tehát $e_D = 42700 \text{ kJ/kg}$, tömegárama $\dot{m}_D = 17467,5 \text{ kg/h}$. Tehát az exergiaáram:

$$\dot{E}_D = \dot{m}_D e_D = 745862250 \text{ kJ/h}$$

- a turbina-körfolyamat exergiahozadéka:

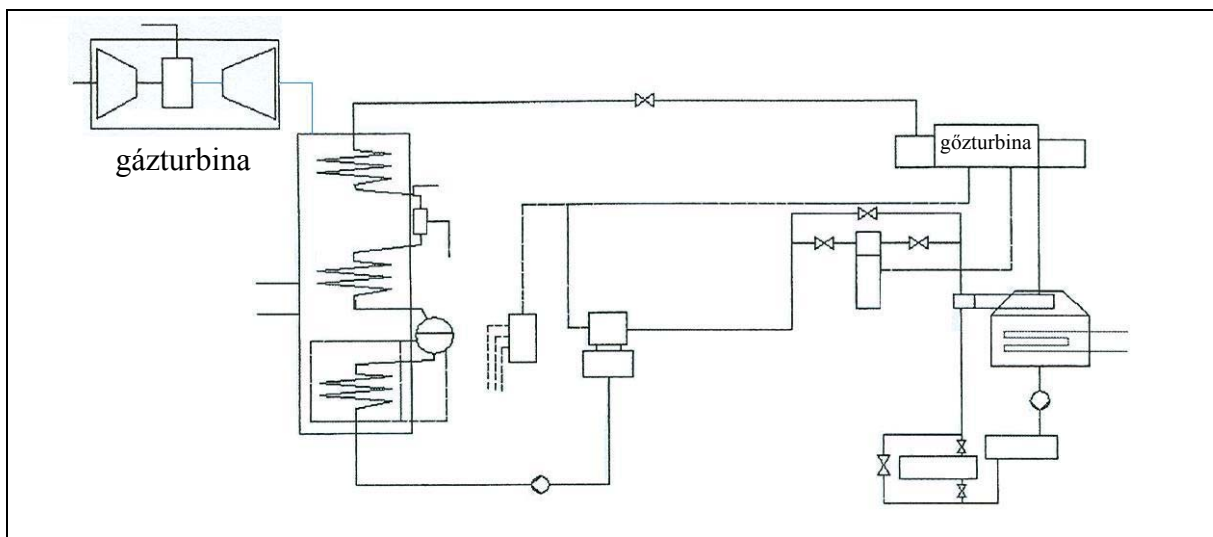
$$\begin{aligned} \zeta_1 &= \frac{-P_{gt}}{\dot{E}_D} = \frac{70140 \cdot 3600 \text{ kJ/h}}{745862250 \text{ kJ/h}} = \\ &= 0,3385 \text{ vagy } 33,85\% \end{aligned}$$

- a gőzturbina egység exergiahozadéka:

$$\begin{aligned} \zeta_2 &= \frac{-P_{gt}}{\dot{E}_D} = \frac{25000 \cdot 3600 \text{ kW} \frac{\text{S}}{\text{h}}}{745862250 \text{ kJ/h}} = \\ &= 0,1207 \text{ vagy } 12,07\% \end{aligned}$$

Az exergiavesztések két csoportra oszthatók:

- A gázturbina egység exergiavesztései: ebbe a csoportba tartoznak a kompresszor és a távozó levegő veszteségei. A kapcsolt energiatermelő egységben a gázokat fel lehet használni a regenerálókazánban gőztermelésre, ez csökkenti a veszteségeket. A kompresszorba a levegő a külső környezetből kerül be ($t_1 = 25^\circ\text{C}$, $p_1 = 1,01325 \text{ bar}$),



6. ábra Az 5. egység elvi rajza az átalakítás után

az összenyomás után a nyomás $p_2 = 15,195$ bar. A külső levegő entalpiája $h_1 = 298,4$ kJ/kg. A kompresszió feltevés szerint izentropikus, a kompresszió után a levegő hőmérséklete $t_2 = 345$ °C. E feltételek mellett a levegő entalpiája kompresszió után $h_2 = 637,67$ kJ/kg. Feltéve, hogy a kompresszor hatásfoka $n_C = 85\%$, a kompresszor fajlagos mechanikai munkája:

$$w_{t,1-2} = \frac{1}{n_c} (h_2 - h_1) = \frac{1}{0,85} (637,67 - 298,4) = 379,96 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Tekintetbe véve, hogy a légfölösleg 1,05, az égéshez szükséges levegőáram közel $m_L = 294800$ kg/h. Így az exergiaveszteség a kompresszorban:

$$\dot{E}_{vg} = w_{t,1-2} \dot{m}_a = 379,96 \cdot 294800 = 15,7\% \dot{E}_D$$

- Az exergiaveszteségek a gőzturbinaegységben: ez a gőzturbina és regenerálókazán exergiaveszteségét tartalmazza. A bejutó víz tömegárama 112 000 kg/h.
 - a tápszivattyú exergiavesztesége: $3,27$ kJ/kg = $0,05\% \dot{E}_D$
 - a gőzturbina exergiavesztesége: $225,462$ kJ/kg = $3,39\% \dot{E}_D$
 - a kondenzátor exergiavesztesége: $60,65$ kJ/kg = $0,91\% \dot{E}_D$

- a regeneráló kazán exergiavesztesége: a gázturbina a tüzelőanyag exergiájának $33,85\%$ -át alakítja hasznos munkává, míg $15,7\%$ -a a levegő összenyomására fordítódik. Ez az jelenti, hogy $1 - (0,3385 + 0,157) = 0,5045$, vagyis a dízelolaj exergiájának $50,45\%$ -a jut a regeneráló kazánba. A gőzből nyert exergia:

$$m_v \cdot (e_2 - e_1) = 135076480 \text{ kJ/h} = 0,1811 \dot{E}_D$$

Tehát a regeneráló kazánban a veszteség $(50,41 - 18,11) = 32,34\%$.

- Végül a turbina és a regenerálókazán közötti megkerülővezeték további veszteségforrás. E veszteség százalékos aránya: egy mínusz a kinyerhető munka és az egyéb veszteségek.

A felsorolt eredményeket az 5. táblázat foglalja össze. Az 5. egység exergiahozama kapcsolt energiatermelő egységgé való átalakítása után:

$$\zeta = \frac{P_{gt} + P_{st}}{\dot{E}_D} = 0,4592 \text{ vagy } 45,92\%$$

Az egységek összehasonlítása, eredmények, elemzés

A kapcsolt energiatermelő egység exergiahozama $45,92\%$, ugyanakkor az átalakítás előtt

az 5. gőzturbina exergiahozama csak 34% volt. A 6. táblázat megadja az 5. egység eredeti és kapcsolt energiatermelő egységgé való átalakítás utáni exergiahozamait és energiaveszteségeit. Az 5. egység átalakítása után a turbinában, a kondenzátorban és a kazánban a veszteségek lényegesen csökkennek, a gőzturbina hatásosabban működik.

5. táblázat
A dízelolaj exergiájának százalékos megoszlása kapcsolt energiatermelő egység részei között

		Exergia a dízelolaj exergiájának százalékában
Hasznos munka	Gázturbina	33,85
	Gőzturbina	12,07
Veszteségek	Kompresszor	15,70
	Regeneráló kazán	32,34
	Gőzturbina	3,39
	Kondenzátor	0,91
	Tápszivattyú	0,05
	Megkerülővezeték	1,69

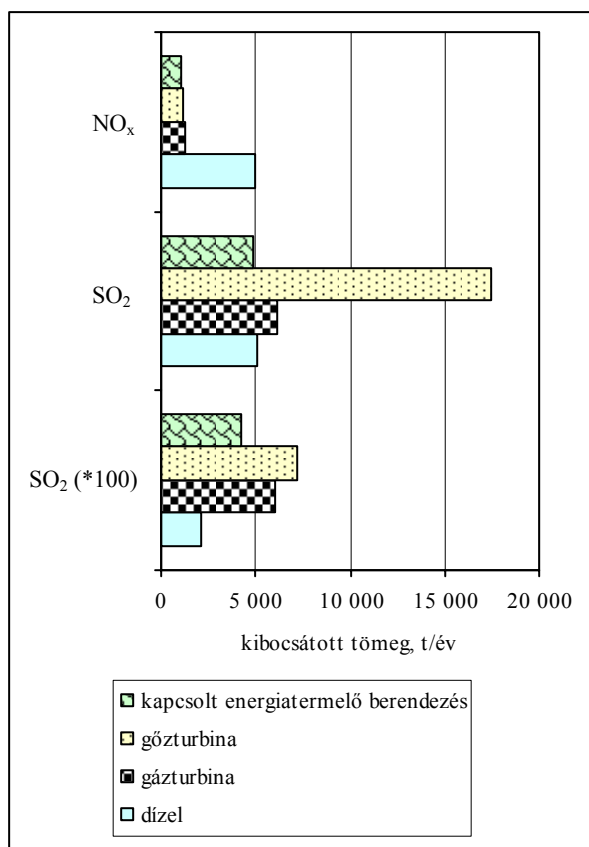
6. táblázat
Az exergia megoszlása az 5. egység részei között az átalakítás előtt és után a felhasznált üzemanyag energiájának százalékában

		Az 5. egység átalakítás előtt [%]	Az 5. egység kapcsolt energiatermelő egységgé való átalakítása után [%]
Hasznos munka	Gázturbina	–	33,85
	Gőzturbina	34,00	12,07
Veszteségek	Gőzturbina	9,54	3,39
	Kondenzátor	2,56	0,91
	Tápszivattyú	0,14	0,05
	Kazán	43,83	32,34

Az összeállítás elején említett négy alternatív megoldásra visszatérve, a legjobb megoldás kiválasztásához az üzemanyagárak, a karbantartási árak, a rendelkezésre állás és a légszennyező-kibocsátások ismerete és összevetése szükséges.

Az üzemanyagárak alapján földgázt használó kapcsolt energiatermelő egység és a nehézzolajat használó dízel egység a leggazdaságosabb. A karbantartási és működtetési költségek alapján a gázturbina és a kapcsolt energiatermelő egység a leggazdaságosabb, mivel karbantartási költségük: 4,28 EUR/Wh és 4,55 EUR /Wh, miközben a dízelegység karbantartása közel négyszeresébe, a gőzturbinás egységé közel háromszorosába kerül. A dízelegység üzemkésztsége 90%-os, a gőzturbináé és a kombinált energiatermelő egységé kb. 88%-os, a gázturbináé ennél kisebb, 78%-os, mivel magas külső hőmérséklet esetén a levegő kisebb sűrűsége miatt a névleges terhelés nem érhető el. A 7. ábra a fontosabb szennyezőanyag-kibocsátásokat tartalmazza. A régió légszennyezést két mérőállomáson figyelik meg; a görög előírások az EU-szabványokkal vannak összhangban. A szennyezőanyag-kibocsátás a megengedett értékeknek mindössze néhány százalékát éri el, és ez a tervezett beruházás megvalósítása után sem fog megváltozni. A hűtésre használt tengervíznél és az

Almyros folyó vizénél a befolyó és kifolyó víz hőmérséklet-különbsége kb. 5–10 °C, ez összhangban van a flóra és a fauna védelmére vonatkozó előírásokkal.



7. ábra A különböző típusú erőművek szennyezőanyag-kibocsátása

A 95 MW-os erőmű beruházási költsége kapcsolts energiatermelő egység, gázturbina, gőzturbina és dízelmotoros áramfejlesztő esetében rendre 52,82 millió EUR, 44,02 millió EUR, 127,66 millió EUR és 98,31 millió EUR.

Következtetések

A kapcsolts energiatermelő egység felszerelése a legkedvezőbb megoldás a következő indokok alapján:

- Felhasználja a már meglévő 5. egységet, így 42,02 millió EUR beruházási költséget takarít meg. Egy új kapcsolts energiatermelő egység felszerelése a második legolcsóbb megoldás, ez 58,2 millió EUR.
- Az 1 Wh-ra jutó üzemanyag ára kisebb, mint ez az ár gázturbina esetében.
- Az egység karbantartási és működtetési költsége (4,55 EUR/Wh) alig több mint a gázturbináé (4,28 EUR/Wh) és kisebb, mint a többi szóbajövő egységé.
- Az üzemkészsége kb. megegyezik a gőzturbináéval és nagyobb, mint a gázturbináé.
- A kapcsolts energiatermelő egység szennyezőanyag-kibocsátása nagyon kicsi. Egy ilyen egység felszerelése turisták által látogatott vidéken vonzó megoldás.
- Télen, amikor az energiaigény kisebb, nem kell a teljes egységet működtetni. A nyári szezonban az egység teljesítménye 70 MW-tal növelhető. Ez ideális megoldás az olyan sziget számára, ahol a villamosenergia-igény nagy ingadozást mutat.
- Míg egy új kapcsolts energiatermelő egység szerelési munkái két évet igényelnek, a

kiegészítő gázturbina szerelése csak egy évet. Így ez utóbbi lehetőség gazdasági vonzerejét a korábban megkezdett termelés is fokozza.

- A kapcsolt energiatermelő egység üzemanyagköltsége olcsóbb, mint a dízelmotoros áramfejlesztőé, hacsak üzemanyagként nem földgázt használ; ebben az esetben az üzemanyagköltségek egyenlők. A dízelegység megbízhatóbb, de a kapcsolt energiatermelő egység karbantartási költségei kisebbek. A dízelegység szerelési költségei kétszer akkora, mint a linoperamatai 5. egység átalakításának költségei. Ezen felül 95 MW-os dízelegység nem valósítható meg, ez több részegységből állhat össze, amelyek összteljesítménye 95 MW. Ez nagy területet igényel, ami nem áll rendelkezésre. A dízelegységnek kisebb a CO₂-kibocsátása, de jóval nagyobb az NO_x-kibocsátása.
- A kapcsolt energiatermelő egység üzemanyag-költsége dízelüzemanyag esetén ugyanakkora, mint a gőzturbináé, de földgáz esetében kisebb. A kétféle egység meg-

bízhatósága egyforma, de a kombinált energiatermelő berendezés karbantartási költsége kisebb. A kombinált energiatermelő berendezés SO₂-, CO₂- és NO_x-kibocsátása kisebb, mint a gőzturbináé (egyes esetekben kétszer kisebb).

Az ismertetett előnyök alapján a Görög Elektromos Művek a meglévő 5. gőzturbina gázturbinával való kiegészítését, így kapcsolt energiatermelő egységgé való átalakítását választotta és valósította meg.

Összeállította: Schultz György

Irodalom

- [1] Koroneos, C.; Haritakis, I. stb.: Exergy analysis for power plant alternative designs, I. = Energy Sources, 26. k. 13. sz. 2004. p. 1277–1285.
- [2] Koroneos, C.; Haritakis, I. stb.: Exergy analysis for power plant alternative designs, II. = Energy Sources, 26. k. 13. sz. 2004. p. 1287–1295.

¹ Exergia – az energiának az a része, mely hasznos munkává alakítható.

² Anergia – az energiának az a része, mely munkavégzésre nem képes; energia = exergia + anergia