

MODERNE SPITZENLASTKRAFTWERKANLAGE MIT PRESSLUFTENERGIESPEICHERUNG VON 500 MW

Antal PENNINGER, Botond CZINKÓCZKY und Timót VEÉR

Lehrstuhl für Wärmekraftmaschinen
Technische Universität Budapest
H-1521 Budapest, Ungarn

Eingegangen: am 10 Febr. 1999

Zusammenfassung

This paper presents a combined thermodynamic-economical analysis of a modern power plant using compressed air energy storage. The variations of the specific heat rate as well as prices of the produced energy are mainly investigated for different power plant layouts. The world's first such power plant as well as three different variations of a new designed, modern layout are compared.

The aim was to see how much the thrift of such a plant increases the replacement of the expansion train at technological level of the late '70s by a new, high-tech turbine. Another direction, which investigations are made in, is the analysis of the efficiency of different improvements to the basic cycle. All this has been made through a comparison of the variants from both thermodynamic and economical point of view.

Keywords: power plant, energy storage, gas turbine.

1. Veranlassung und Ziel

Das erste Luftspeicherkraftwerk der Welt wurde in Huntorf (Deutschland), 1977 in Betrieb gesetzt [1].

Seitdem sind mehr als 20 Jahre verflossen, Zeitraum, der für solche Anlagen einen Generationswechsel mitgebracht hat. Ein intensiver Entwicklungsprozeß hat sich ebenfalls auf dem Gebiet der Gasturbinen während dieser zwei Jahrzehnte vollgezogen. Diese Maschinen wurden nicht nur aus strömungstechnischen und thermodynamischen Gesichtspunkten viel verbessert, sondern diese Mechanik und Fertigungstechnik weisen auch einen qualitativen Sprung. Als Folge dieser Entwicklung haben die Gasturbinen von heute viel grössere Wirkungsgrade, Leistungen und Lebensdauer. Das Ziel der vorliegenden Arbeit ist, die Wirtschaftlichkeit eines modernen Luftspeicherkraftwerks zu untersuchen. Es wird untersucht, wie sich der spezifische Wärmeverbrauch, bzw. die spezifischen Kosten des erzeugten Stroms ändern, wenn die Maschinen statt des Niveaus am Ende der '70er Jahre, auf dem neuesten technologischen Niveau stehen würden. Weitere Fragen sind, was für einen Vorteil die besseren Maschinen haben (verglichen mit Huntorf-Anlage) bzw. was für eine Verbesserung des Zyklus die Energiespeicherung bringt (verglichen mit einer konventionellen Gasturbine). Dafür wird ein Vergleich zwischen den verschiedenen Varianten durchgeführt.

2. Kurze Beschreibung des betrachteten Gasturbinentyps

Während der durchgeführten Untersuchungen wird die ABB GT-26 Gasturbine betrachtet (offener Kreislauf, einwellige und eine der günstigsten serienmäßigen Maschinen). Für die weiteren Analysen werden nur die Brennkammer und die Turbinenstufen verwendet, der Verdichterteil wird weggelassen und durch einen, der Huntorf-Anlage ähnlichen, Verdichter ersetzt. Die wichtigsten Gründe für diese Wahl sind:

- das große Druckverhältnis (30) dieser Turbine ermöglicht den unmittelbaren Anschluß zur Kaverne.
- die Expansion dieser Maschine verfügt über einen “reheat-process”, damit die gewonnene Leistung viel vergrößert wird, dem ersten solchen Kreislauf mit Energiespeicherung ähnlich (Abb. 1) [6].
- GT-26 hat sehr große Einheitsleistung (für Erdgas 241 MW, für Öl 257 MW) und hohe Wirkungsgrade (für Erdgas 0,382, für Öl 0,378) [2].
- als Treibstoff ist sowohl Erdgas als Öl verwendbar, deswegen ist sie theoretisch auch dort geeignet, wo es keine Leitungsgasversorgung gibt. Es kann ein großer Vorteil werden, wenn die Anwesenheit einer Kaverne oder anderer ortsspezifischen Bedingungen entscheidend ist.
- eine stark verminderte NO_x Emission von <25 ppm (für Erdgasfeuerung) ist wegen der doppelten, kegelförmigen Brennkammern erreicht.

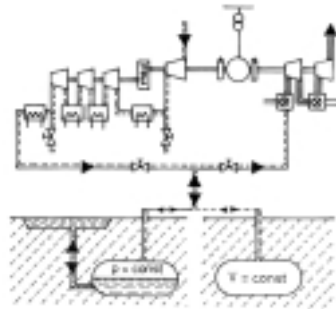


Abbildung 1. Schaltungsschema des Huntorf Luftspeicherkraftwerkes [6]

Weitere technische Parameter der GT-26 sind laut [2], [3]:

- Austrittsmassenstrom 545 kg/s,
- Temperatur des austretenden Gases 610°C.

Die Eintrittstemperaturen in Turbinen sind wichtige Eingabedaten für die Untersuchung des Kreislaufes, obwohl diese Parameter in der Literatur nicht angegeben sind. Die Temperatur vor HD-Turbine kann mit gewisser Ungenauigkeit mit Hilfe des bekannten Druckverhältnisses des Verdichters (30 gemäß [4], [5]

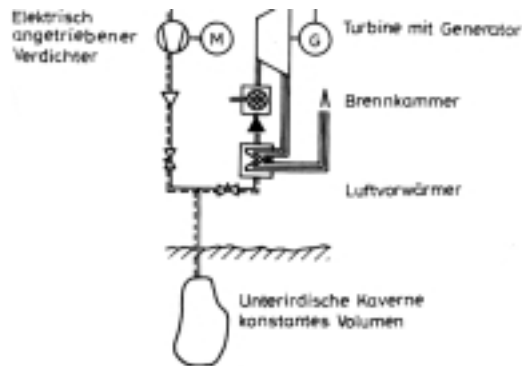


Abbildung 2. Schaltungsschema eines Luftspeicherkraftwerkes mit regenerativer Vorwärmung [6]

bestimmt werden. Zu diesem Wert des Druckverhältnisses gehört eine optimale Eintrittstemperatur der Turbine von 1250°C . Die Temperatur vor ND-Turbine kann indirekt aus der Austrittstemperatur (610°C) und Expansionslinie geschätzt werden (siehe Abb. 3). Eine Temperatur von cca. 1250°C kann hier auch festgestellt werden. Die Eintrittstemperatur ist bei Huntorf-Kraftwerk 550°C für HD-Turbine und 825°C für die ND-Turbine.

Die Endtemperatur der Verdichtung ist 625°C . Trotz einem ziemlich guten Verdichterswirkungsgrad liegt diese relativ hoch wegen des großen Druckverhältnisses. Eine hohe Temperatur nach Kompression ist in dem Fall kein Nachteil, sofern sie den einführenden Wärmequotienten vermindert. Es ist hier bemerkenswert, daß diese Temperatur bei einer früheren Generation der Gasturbinen nahe zum Turbineneintrittszustand (LMZ 100-750-2, $t_3 = 750^{\circ}\text{C}$ am Anfang der '70er) lag, heutzutage ist aber diese Grenze wegen Entwicklung des Kühlungsverfahrens weit nach oben verschoben (RR-Trent $t_3 \approx 1300^{\circ}\text{C}$) [5].

Bei dem Kreislauf eines Luftspeicherkraftwerkes könnte eine genau so hohe Temperatur nach Verdichtung erreicht werden, aber wegen eines höheren Wirkungsgrades und einer größeren Dichte der gespeicherten Energie wird die Luft gekühlt. Die Wärme, die entnommen wurde, soll durch Brennstoff ersetzt werden. Obwohl dies eine Wirkungsgradzunahme wegen der Zwischenkühlung mit sich bringt, wirkt es gleichzeitig im Endeffekt als Wärmeverbrauchszunahme, wenn man den gesamten Zyklus betrachtet. Dies stellt bloß einen der größten Nachteile der Luftspeicherung dar.

Der Leistungsaufwand des Verdichters wird mit Hilfe der oben erwähnten Daten als ≈ 304 MW bestimmt. Die Nutzleistung der gesamten Gasturbine ist auch bekannt: 241 MW. Durch eine einfache Summierung wird die abgegebene Leistung der Turbinenstufen gerechnet: $304 + 241 = 545$ (MW). Eine Nachrechnung mit den Temperaturgrenzen der Expansion und des Austrittsmassenstroms bestätigt dieses

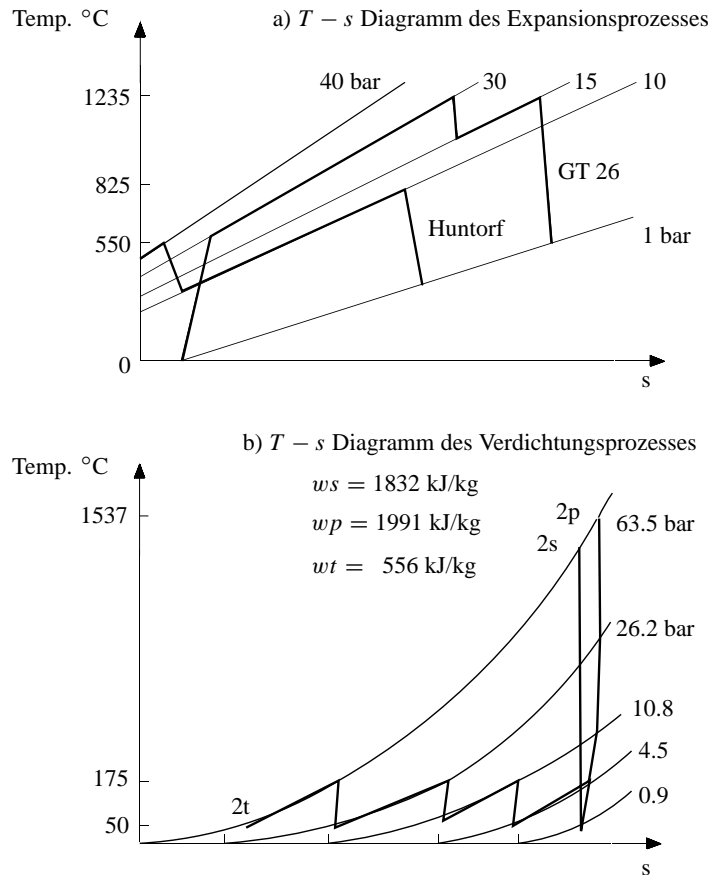


Abbildung 3. Kreislauf der Gasturbine in $h - s$ Diagramm

Ergebnis. Es ist noch bekannt daß in der HD-Turbine das Gas von 1250°C bis 1050°C bzw. in der ND-Turbine von 1250°C bis 610°C abkühlt.

3. Änderungen, die an der Maschine durchgeführt werden sollen

Wie schon erwähnt, soll die Gasturbine (für Verwendung in einem Kreislauf mit Pressluftspeicherung) zu einem gewissen Maße umgebaut werden. Sofern der Verdichterteil weggelassen wurde müssen die folgenden Änderungen gemacht werden:

- Umbau des Rotors: der Rotor wird kürzer und das Lagergehäuse an der Verdichterteile verschwindet, deswegen soll das ersetzt werden; zusätzlich fehlt noch ohne Verdichter die Ausgleichung der axialen Kräfte, so werden

- diese durch einen Dummy-Piston oder Axiallager aufgenommen;
- es ist der Umbau des Gehäuses notwendig;
- Überprüfung und Umbau (wenn nötig) der HD-Brennkammer für die größere Wärmezufuhr;
- Änderung und Überprüfung des Kühlluftverteilungssystems für einen anderen Druck und andere Temperatur. Die neue Quelle ist die Kaverne statt den Verdichteranzapfungen. Die obigen Umbauarbeiten können nur bei dem Hersteller (ABB Kraftwerke AG), durchgeführt werden.

4. Die Synchronkupplung und die elektrische Maschine

In *Abb. 1* ist es sichtbar, daß die elektrische Maschine zwischen der Turbine und dem Verdichter liegt. Diese spielt doppelte Rolle, nämlich während der Verdichtung arbeitet sie im Motor Betrieb und treibt den Verdichter an, dann arbeitet sie als Generator während der Expansion und wird von der Turbine angetrieben. Erstmal konsumiert sie, dann erzeugt sie Strom. Dafür ist eine selbstsynchronisierende Kupplung erforderlich, siehe *Abb. 5*. Die Parameter des Generators sind: 600 MW Leistung, 0,8 Leistungsfaktor, 750 MVA scheinbare Leistung. Diese Maschine soll wasser- oder luftgekühlt sein. Wasserstoff wäre wegen der erhöhten Feuergefahr zu vermeiden [1], [6]. Während der Nacht (elektrische Talperiode), wenn der Generator-Motor als Motor funktioniert, ist die Handlung mit Blindleistung wegen der variablen Erregung des Stators ermöglicht. Die Beschreibung dieses Vorteils gehört aber nicht zum Thema vorliegender Arbeit.

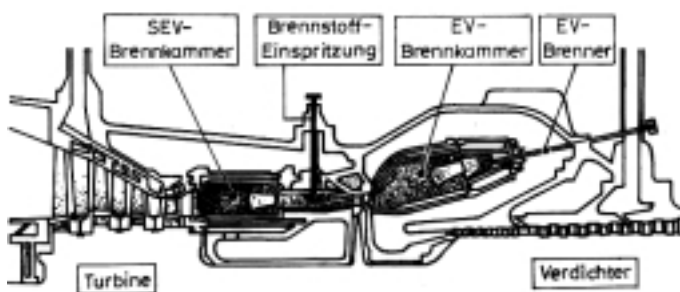


Abbildung 4. Querschnitt der ABB GT-26 [3]

5. Die Aufladung bzw. die Entleerung der Kaverne

Die Kaverne eines Luftspeicherkraftwerkes ist eine unterirdische Aushöhlung, die konstantes Volumen oder konstanten Druck haben kann.

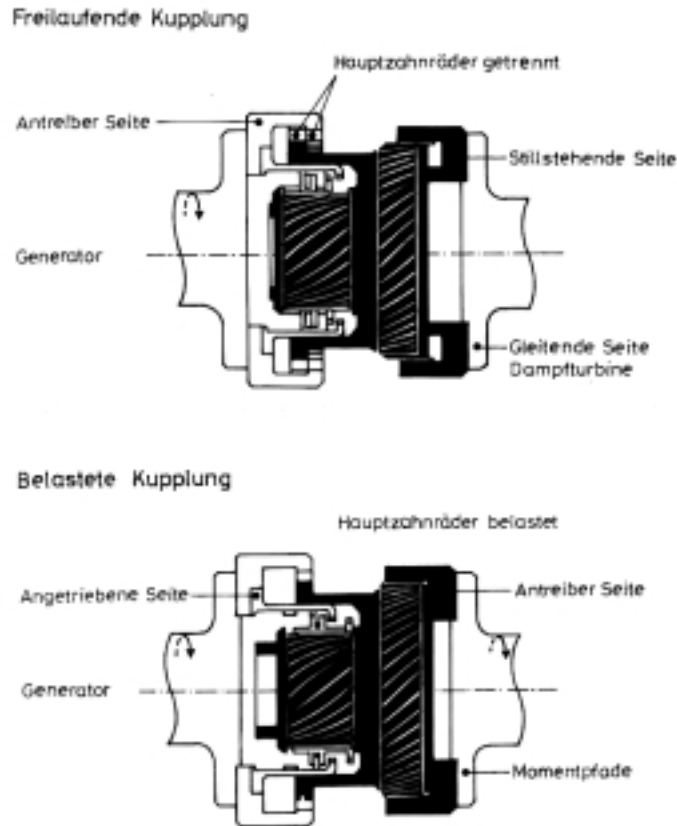


Abbildung 5. Die automatische Synchron-Achsenkupplung [1]

Wenn die Kaverne konstantes Volumen hat, kann die Expansionsmaschine folgenderweise in Betrieb gehalten werden:

- *durch Drosselung*, wenn der Druck der Kaverne auf dem maximalen konstruktiven Eintrittsdruck der Turbine gedrosselt werden soll. In diesem Fall kann die Expansion von konstantem Druck ablaufen, aber eine relativ große Energiemenge geht verloren. Der jegliche Wert des Druckes in der Kaverne bildet eine linear abnehmende Funktion der expandierten Luftmasse. Zweckmäßig wird das Minimum des Druckes in der Kaverne aus dem Maximum des Eintrittsdruckes in der Brennkammer bestimmt.
- *gleitender Druck*, wobei der Druck der Luft am Eintritt in der Turbine denselben Wert hat wie in der Kaverne (absehend von Verlusten) und linear mit der expandierten Luftmasse abnimmt. Die erzeugte Leistung wird demgemäß mit der expandierten Luftmasse bzw. mit der Zeit linear abnehmend. Wenn keine Beschränkung für konstante verkaufte Leistung gibt, erweist sich diese

Lösung als energetisch günstiger. Eine Alternative kann *die Kombination* dieser beiden (miteinander oder mit anderen Steuerungsmethoden) sein [7].

Die Kaverne, die einen konstanten Druck hat, ist durch eine Wassersäule kompensiert. Es ist einfach einzusehen, daß dieser Kavernentyp mehrere ziemlich wichtige Vorteile hat: wie z.B. sowohl die Verdichtung als auch die Expansion um den Auslegungspunkt verläuft; die Drosselung der Luft vor der ersten Brennkammer ist nicht mehr nötig; der Zeit- und Arbeitsaufwand des Verdichtungsprozesses wird geringer. In dem hier untersuchten Fall wird die gleiche Kaverne wie bei der Huntorf-Anlage angenommen, $V \approx 300\,000\text{ m}^3$, konstantes Volumen, ausgelöste Salzgrotte. Als Verdichtungsanlage ist ebenfalls dieselbe betrachtet, die in Huntorf eingebaut wurde. Die Gründe dafür sind:

- diese Maschinen wurden schon mal optimalsiert, damit der Arbeitsaufwand dieses Studiums wesentlich vermindert werden kann.
- die gespeicherte Luftmenge ist genügend für eine 2h-lange Expansion in Turbinenstufen der GT26-er, unabhängig davon, ob es sich um Konstant- oder Gleitdruckbetrieb handelt. Die Grenze des Speicherungsdruckes wird aus dem Volumen der Kaverne und den Schluckfähigkeiten bestimmt.
- ein Vergleich bringt genauere Aussagen über die Expansionsanlage und ist einfacher durchzuführen, wenn nur diese Seite des Zyklus geändert ist;
- am technischen Niveau liegt die Verdichtungsanlage nicht wesentlich den heutigen nach und konnte sowieso nur mindermäßig verbessert werden.

Eine frühere Arbeit beschäftigt sich ausführlich mit Verfahren für Optimierung des Kreislaufes eines Luftspeicherkraftwerkes [7]. Die wichtigsten konstruktiven Parameter des Huntorf-Kraftwerkes wurden anhand [6] in *Tabelle 1* zusammengestellt.

Der Verdichter, mit einem Massenstrom von 108 kg/s, ladet in die Kaverne 8 Stunden lang die 3002 t Luft. Inzwischen steigt der Druck von 40 zu 50 bar. Wie schon erwähnt, ist das Volumen der Grotte 283 000 m³. Der Energiebedarf der Aufladung ist 470 MWh, unter einem durchschnittlichen Leistungsaufwand der Verdichter von 59,3 MW. Die Turbine, mit einer Schluckfähigkeit von 417 kg/s, expandiert in 2 Stunden. Die erzeugte Leistung ist 290 MW. Es ist ja bekannt, daß man bei Erdgasspeicherung mit $\approx 20\%$ Massenverlust (wegen Diffusion) rechnen muß. Dieser Prozeß verläuft aber während durchschnittlicher Speicherungsperioden von 6 Monaten und bei höheren Druckniveaus. Bei Pressluftenergiespeicherung kann die eingeladene Luftmenge praktisch ausgewonnen werden, d.h. dieselbe Luftmasse muß theoretisch jeden Zyklus ein- bzw. ausgeladen werden. Es gibt trotzdem Massenunterschiede, die eigentlich wegen der Brennstoffzufuhr vorkommen.

Die Turbine des GT-26 expandiert in 2 Stunden 3924 t Luft, es ist eine Schluckfähigkeit von 545 kg/s angenommen [3]. Diese Menge wird von Verdichtern in 10,1 St aufgeladen. Dazu steigt der Druck in der Kaverne von 34 bis 46 bar, mit einem durchschnittlichen Leistungsaufwand der Verdichter von 57,2 MW und einem Arbeitsaufwand von 577 MWh pro Zyklus. Die Entleerung der Kaverne ist folgenderweise möglich:

- die Luft wird bis zu einem konstanten Turbineneintrittsdruck gedrosselt und vor der HD-Brennkammer vorgewärmt bis 500°C in einem Regenerator von einem Wirkungsgrad von 0,6 (*Abb. 2*),
- konstanter Turbineneintrittsdruck, ohne Regenerator,
- der Druck gleitet zwischen dem Minimum- und Maximumwert, entsprechend dem leeren bzw. aufgeladenen Zustand der Kaverne.

Der Wirkungsgrad der Kaverne (Wirkungsgrad der Speicherung) ergibt sich aus der Differenz der mit Luftspeicherung erzeugten Energie und der Energie, die in der Gasturbine erzeugt werden kann (mit derselben Wärmezufuhr), auf die gespeicherte Energiemenge bezogen. Für die Huntorf-Anlage liegt dieser Parameter am tiefsten von allen Fällen, die GT-26 verwenden.

In der *Tabelle 1* werden die wichtigsten Parameter der 3 untersuchten Varianten angeführt. Die letzten Zeilen zeigen die Verhältnisse der verschiedenen Energiemengen bzw. die verschiedenen Kaverne-Wirkungsgrade für die oben erwähnten Fälle. Damit können die Anlagen leicht und durchsichtlich miteinander verglichen werden. Daraus folgt, daß die Alternativen der Kaverne mit gleitendem Druck günstiger als die mit konstantem Kavernevolumen sind.

Derselbe Vergleich zeigt noch, daß sich die aus der gleichen Kaverne gewonnene Leistung mit der neueren Expansionsmaschine fast verdoppelt hat. 1090 MWh werden statt der früheren 580 MWh pro Zyklus erzeugt. Es ist hier noch zu merken, daß die förderliche Wärmezufuhr auch in demselben Sinn zugenommen hat: es wird 1825 MWh statt 965 MWh pro Zyklus. Also man kann folgen: das Verhältnis der erzeugten bzw. als Wärme zugeführten Energie hat sich nicht bedeutend verändert. Wesentliche Verbesserung kann erreicht werden, wenn regenerative Vorwärmung verwendet wird. Solche Rekuperatoren sind bei der Huntorf-Anlage nicht anwesend. Das Verhältnis der erzeugten und zugeführten Energie war bei Huntorf-Kraftwerken 1,23, mit der GT-26 wird es 1,88 und bei Expansion mit konstantem Druck steigt bis 2,17.

6. Wirtschaftlicher Vergleich der verschiedenen Varianten, Aussagen

Für wirtschaftliche Untersuchungen werden die bisher vorgestellten Varianten (Huntorf-Kraftwerk mit alter bzw. neuer Expansionsmaschine) mit einer weiteren, nämlich mit der GT-26 Gasturbine in offenem Betrieb, ohne Luftspeicherung ergänzt. Der hier behandelte Vergleich bezieht sich auf die in *Tabelle 2* zusammengestellten Daten.

Die folgenden Aussagen können aus den durchgeführten Untersuchungen gemacht werden:

- die Parameter des früher gebauten Huntorf-Kraftwerkes bleiben in jeder Hinsicht nach den neueren Varianten nach, die GT-26 als Grundlage haben, insbesondere ohne Speicherung.

- die spezifischen Kosten einer kWh Spitzenlaststrom sind bei dem herkömmlichen Gasturbinenkraftwerk (GT-26, ohne Speicherung) die kleinsten, 3,71 Pf/kWh. Für die Varianten mit Luftspeicherung sind diese Kosten höher: Huntorf-Anlage 6,6 Pf/kWh und für die neueren Varianten werden 4,5 bzw. 5,17 Pf/kWh. Der kleinere Wert bezieht sich auf Anlage mit Regenerator. Es ist merkwürdig, daß die spezifischen Kosten des Stroms bei den Varianten mit Energiespeicherung größer sind, sofern nur Brennstoff- und Ladungskosten während dieser Untersuchung betrachtet wurden. Der Grund für dieses Ergebnis liegt vermutlich in dem Verhältnis der Preise, weil je größer der Unterschied zwischen den Nacht- und Spitzenlastpreise des Stroms, desto günstiger ein Luftspeicherkraftwerk ist. Der Preis des Brennstoffes (für Erdgas, 1998) ist 394 Pf/GJ. Die Strompreise in Ungarn sind 5,3 Pf/kWh während der Nacht und 12,88 für Spitzenlast, was ein sehr niedriges Verhältnis von $< 2,5$ bedeutet.
- die hiermit erhaltenen Kosten sind immer kleiner als die Preise des Spitzenlaststroms in Ungarn (12,88 Pf/kWh). Deswegen kann man immer einen Gewinn: die Differenz zwischen dem Preis der verkauften Energiemenge bzw. den Kosten des Brennstoffes plus Ladungsstroms definieren. Diese Werte sind in *Tabelle 2* eingetragen.

Es ist sichtbar, daß dieser Gewinn für die GT-26 Variante mit Energiespeicherung $91,3 \cdot 10^3$ DM ist, während ohne Energiespeicherung dies nur 44,1 wird. Die hieraus folgende Aussage ist, daß nur eine ausführliche Analyse die Wirtschaftlichkeit eines Luftspeicherkraftwerks gegenüber einem Gasturbinenkraftwerk beweisen kann, weil die genauen Investitionskosten bzw. Preise entscheidend sein können.

Die Schlußfolgerungen, die gezogen werden können, sind, daß die Luftspeicherkraftwerke nur in dem Fall günstiger werden können, wenn ihre größeren Betriebskosten von kleinen Investitionskosten ausgeglichen werden, oder die Spitzenlast-/Nachtstrompreise ein größeres Verhältnis haben. Sofern der Gewinn pro Zyklus viel größer als bei einfacher Gasturbine ist und die Luftspeicherkraftwerke schneller angelassen werden können, stellen diese Anlagen große Konkurrenz der Gasturbinenkraftwerke oder der unterirdischen Erdgasspeicherung dar.

Referenzliste der oben dargestellten Achsenkupplung

Standort	Anzahl Kupplungen	Leistung/Kupplung	Inbetriebsetzung
Deutschland	1	290 MW	1976
Deutschland	1	80 MW	1976
Brasilien	7	80 MW	1977
Türkei	8	115 MW	1985 – 1987
Niederlande	2	30 MW	1987 – 1989
Korea	2	90 MW	1993
USA	1	60 MW	1993
Insgesamt	22	2160 MW	

Literatur

- [1] BBC Mitteilungen (1975); WEBER, O.: Das Luftspeicher Gasturbinen Kraftwerk Huntorf der NWK AG Mannheim.
- [2] Turbomachinery Handbook 1995.
- [3] ABB Mitteilungen: die GT-26 Gasturbine.
- [4] DIETZEL, F. (1978): Gázturbinák, Műszaki Könyvkiadó.
- [5] FÜLÖP, Z. (1975): Gázturbinák, Műszaki Könyvkiadó.
- [6] BECKMANN, G. – GILLI, P. V. (1984): Thermal Energy Storage, Springer Verlag, Wien.
- [7] VEÉR, T. (1997): Evaluation and Analysis of a Gas Turbine Power Plant with Compressed Air Energy Storage, Diploma Thesis.