

■ 研究論文 ■

液体空気貯蔵ガスタービン発電システム

— LNG冷熱を利用した高効率発電システム —

Liquid Air Energy Storage Gasturbine Power Generation System

— High Efficiency Power Generation System Utilizing Liquid Natural Gas Refrigeration —

内山 洋司* ・ 平山 省一** ・ 佐藤 禎司***
 Yohji Uchiyama Shoichi Hirayama Teiji Sato

1. はじめに

社会の発展に伴い都市に多くの機能が集中し、それによって交通、土地、住宅、環境、エネルギーなど様々な社会問題が発生している。情報化の進展と建物の高層化は、冷房機器を急速に普及し、都市のエネルギー密度と消費量は年々増大しつつある。そしてエネルギーの使い方は、人々が活動する昼間に大きなピークを発生し、夜間や週末などオフピーク時には需要が極端に落込んでおり、電力負荷率が年々悪化してきている。

本研究は、負荷平準化に寄与する電力貯蔵技術として、新しい発電方式を提案し、その性能について研究した結果を報告するものである。提案する新発電方式とは、空気を液化し、それを加温することでガスタービン用の高圧空気を製造してガスタービンを駆動し発電するシステムである。その際、液体空気の製造にLNGの気化冷熱を利用すれば、圧縮機動力を大幅に節約することができる。また本方式は、生産・貯蔵した液体空気をピーク負荷時など必要な時に加温して高圧としガスタービン発電に利用すれば、需要に応じて任意の出力が選べる電力貯蔵システムにもなる。報告は、ピーク負荷時に電力を供給する電力貯蔵プラントとして本方式を導入したとき、そのプラント性能と経済性がどのようになるか研究したものである。

2. 液体空気貯蔵ガスタービン発電方式の特徴

本方式は、LNG冷熱を有効に使うて液体空気を製造し、ピーク負荷時にその液体空気を加温することで高圧空気にしてガスタービンを駆動する発電システム

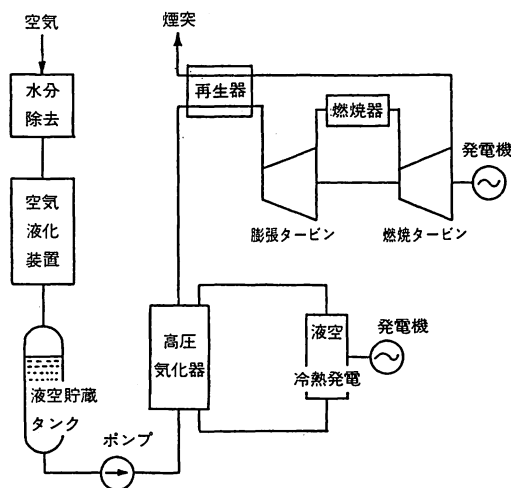


図-1 液体空気貯蔵ガスタービン発電

である。その構成は、図-1に示すように空気を液化する空気液化設備、液体空気を加温して高圧空気を製造する加温器、高圧空気をガスタービンの駆動に使う発電設備、それに液体空気を高圧空気に戻すときの冷熱を利用し冷熱発電設備とから成っている。

考案した方式についての特徴を以下に示す。

(1) 貯蔵/発電ハイブリッドシステム

液体空気は、LNG冷熱を利用し製造することから、その生産量はLNG消費量に比例する。すなわち、LNG火力の稼働と都市ガスの消費に合せて液体空気は製造される。液体空気の製造時には圧縮機を駆動するための動力が必要となることから、昼夜あるいはピーク/オフピークを問わずに液体空気を製造する本方式は、完全な電力貯蔵システムではなく貯蔵と発電のハイブリッドシステムである。またガスタービンは、電力のピーク時間帯に合せて、貯蔵液体空気の加温で得られる高圧空気を使って発電する。その際には、天然ガス、灯油などの燃料を必要とすることから、その点

* (財) 電力中央研究所経済研究所専門役

** 神奈川工科大学工学部機械工学科教授

*** 佐藤技術士事務所 所長

〒100 東京都千代田区大手町1-6-1 大手町ビル7F

からも本方式は貯蔵と発電のハイブリッドシステムといえる。

(2) 貯蔵が容易な液体空気

液体空気は、既に商用化している液体酸素、液体窒素と同じ低温容器でもって貯蔵できる。それは大気圧下で容易に貯蔵できるものである。液体空気の密度は、常圧空気の密度に比べ約1000倍であるため、貯蔵容量が小さくなる。このように、液体空気は貯蔵に於いて常圧でかつ容積を小さくできることから、圧縮空気の貯蔵に比べると貯蔵がかなり容易で、また経済的でもある。

(3) 高いシステム効率

液体空気（液化温度：-191℃）の製造には、LNG冷熱（液化温度：-161℃）を利用している。空気を液化するには、50気圧程度にまで圧縮しなければならないが、LNG冷熱を利用するとその圧縮機動力は、常温から圧縮した場合に比べ、3分の1程度にまで小さくなる。

発電時に液体空気を加温してガスタービン用の高圧空気を製造するが、その高圧空気の圧力は容器さえ耐えることができれば200気圧以上にすることも可能である。高圧空気は、再生器で予熱され膨張タービンを駆動し、減圧後はさらに燃焼タービン用の圧縮空気として利用されることになる。このように、本方式によると液化時において空気は50気圧程度まで圧縮すればよいが、液体空気を利用するときには加温による気化でもって200気圧もの高圧空気が製造できる利点がある。

このようにLNG冷熱利用と加温による高圧空気製造は、本方式のシステム効率を45%以上と大幅に向上する理由となっている。

(4) 発電時に圧縮機が不要

ガスタービン用の高圧空気は、液体空気を加温することで製造できるため発電時に圧縮機が不用となる。それによって、ガスタービンは、たとえ高圧でも設計と製作が容易になるだけでなく、タービン軸出力が100%発電機出力になるため発電出力は2～3倍も増加する。このことは通常の高圧空気発電に比べ、プラントのkW当りの建設単価が半分以下になることを意味している。建設単価の低減分は、液体空気製造設備や加温器などの費用に使うことができるし、その費用が安価であれば発電コストは小さくなる。

3. 空気液化

液体空気は-190℃の液体で、空気を冷却すること

で製造できる。冷却法は、①空気自体を圧縮し、それを断熱あるいは自由膨張する、②他の冷熱エネルギー（LNG、フロン冷凍機など）を用いる、③上記の①と②とを併用する、の3つに分類できる。

どの冷却法も液化するには、空気を圧縮しなければならず、その圧縮動力は液化法によって異なる。空気は圧縮されると温度が上昇し、圧縮機の動力は大きくなる。通常圧縮機動力は、周囲から熱の出入がない断熱変化を基準に、その所要動力に対する効率でもって表わされる。実際の圧縮動力は、断熱変化の圧縮動力より大きく、その値は通常、断熱動力を断熱効率で割った値で表される。

液体空気の生産は、LNG冷熱を用いて圧縮機の入口空気温度を下げると、その消費動力が大幅に低減する。LNG冷熱を用いて液体空気製造の電力原単位を小さくする方法に、圧縮機で高圧にされた空気の一部を抽気して中間圧の液体空気を製造し、それを冷媒に空気を液化するデュアルプレッシャ法がある。本研究では、このデュアルプレッシャ法について電力原単位が最小となる中間抽気圧力を計算した。またデュアルプレッシャ法の電力原単位を比較するため、LNG冷熱を用いない液化法とLNG冷熱を用いたシンプルリンデ法についても電力原単位の概略値を算出した。

(1) LNG冷熱を用いない液化法

① クロード法：クロード法は、タービンを用いて断熱膨張で寒冷を発生させて空気を液化する方法である（図-2）。ここで液化率をεとすると、入力エネルギー*i*₁は、出力エネルギーに等しいことから次式が成立つ。

$$i_1 = Q_E \cdot V_E x + (1 - \epsilon) i_0 + \epsilon i_L \dots\dots\dots (1)$$
*i*₁：高圧常温エンタルピ

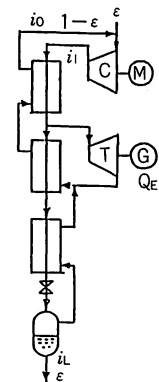


図-2 クロード法

i_0 : 低圧常温エンタルピ

i_L : 液体空気エンタルピ

Q_E : タービン流量

$V_E x$: タービン出口エンタルピ差

この方法は、通常、高圧側圧力が30~80kg/cm²で、液化率は0.15~0.20程度であり、液体空気1Nm³の生産に必要な電力原単位は1kWh/Nm³以上になる。

② 新クロード法: クロード法において断熱膨張を複数基のタービンで膨張させ、膨張仕事を回収することで不可逆性を小さくした方法である。低温を得るために冷凍機は用いておらず、タービン入口圧は最高80kg/cm²、中間圧は10kg/cm²程度であるが、液化容量でそれらの値は異なり、実際にはシステム全体の最適設計から圧縮圧力やタービン膨張比などが計算される。装置規模が大きい場合で、電力原単位は0.5~0.6kWh/Nm³位となる。

(2) LNG冷熱を用いた液化法

① シンプルリンデ法: この方法は人類が初めて空気を液化した方法で、基本原理は高圧空気を自由膨張させ、ジュールトムソン効果で空気温度を下げ液化するものである。しかし、大気温度の空気を高圧にする動力が極めて大きいため、現在用いられる方法は空気を圧縮する際に、圧縮機の前後でLNG冷熱を使って-150°C近くまで空気温度に下げ、それによって、圧縮動力の大幅な節約を図っている。(図-3)。この方法によると、入力と出力エネルギーの関係は次式で表されることになる。

$$i_i = (1 - \epsilon) i_0 + \epsilon i_L \dots\dots\dots (4)$$

上式から液化率 ϵ は、 $\epsilon = (i_0 - i_i) / (i_0 - i_L)$ となる。液体空気の電力原単位は、圧縮空気圧力60~80kg/cm²の場合で0.13~0.15kWh/Nm³である。

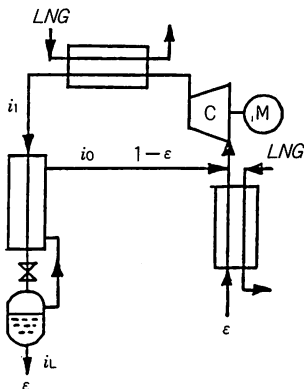


図-3 シンプルリンデ法

② デュアルプレッシャ法: この方法は、低温部熱交換器部分の非可逆性を改善したもので、具体的には中間圧力を用いて高圧空気の一部を膨張させて中間圧の液体空気を作り、それを冷媒にして空気を液化するものである。この方法によれば、液体空気の電力原単位は、シンプルリンデ法に比べ約10%程度削減できることになる。ただしこの方法は、圧縮機の中間段に低温の空気を注入することになるため設備が複雑になると共に最適制御が必要となる。デュアルプレッシャ法の検討は、図-4に示すシステム構成について電力原単位が最小になる中間抽気圧を計算から求めた。表1に検証した中間圧とその計算結果を示す。

表の結果から電力原単位が最小になる中間圧は、5kg/cm²前後である。その時の電力原単位は0.12kWh/Nm³液空程度で、シンプルリンデ法に比べ約12%の動力が節約されることが分る。

表1 デュアルプレッシャ法の検討結果

中間圧 [kg/cm ²]	3	5	10	15
液化率 ϵ	0.858	0.817	0.737	0.688
中間流量 x	0.308	0.265	0.204	0.151
液体量 $(1-x)$	0.593	0.600	0.587	0.584
電力原単位 [kWh/m ³]	0.122	0.118	0.123	0.125

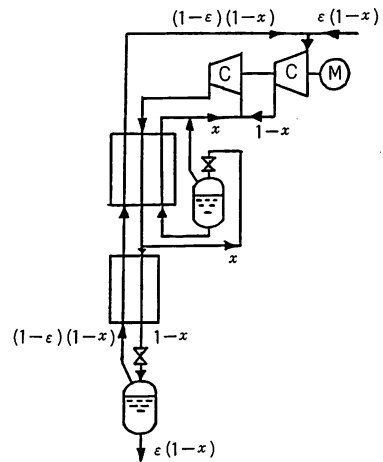


図-4 デュアルプレッシャ法

4. プラント性能

4.1 システム効率

液体空気は、基本的には定期検査を除き、一年中、

連続して生産されることになる。生産された液体空気は、昼間のピーク発電時に使用される。それは、まず低温ポンプで加温器に送り込まれ、そこで冷媒や水などで加温され高压空気に変換される。発電は、加温する際の液体空気冷熱を用いた冷熱発電（ランキンサイクル方式）と高压空気をガスタービンの圧縮空気に供するガスタービン発電で行なうことになる。

方式は、発電と電力貯蔵のハイブリッド技術であるため効率の考え方は複雑である。図-5は本システムの効率計算に必要な発電出力と主要設備の動力消費に関する基本構成を示したものである。

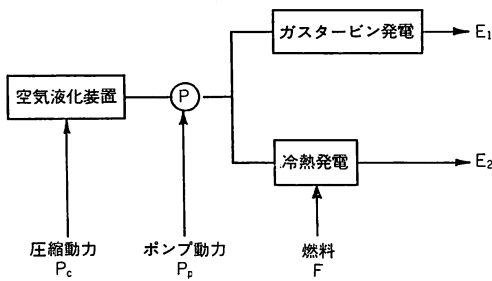


図-5 システム基本構成

システムの発電効率は、基本的には発生電力を投入一次エネルギーで割ることによって求めることができる。ところが本方式は、発生電力（ E_1 、 E_2 ）と燃料消費（ F ）の他に、圧縮機とポンプの消費動力が加わっている。このうちポンプ動力は、発電時の消費動力であることから所内動力となるが、圧縮機動力はほとんどオフピーク時に使用されるため、消費電力の多くは他の発電プラントで発電された電気をつかっている。このため本方式の発電効率 η_g は次式で表される。

$$\eta_g = (E_1 + E_2) / F \cdot \{1 - (P_c \cdot \alpha \cdot t_s / \eta_m + P_p \cdot t_g) / (E_1 + E_2) / t_g\} \dots\dots\dots (2)$$

ここで、 α ；圧縮機駆動用電気の効率補正係数（ $\alpha =$

1 のときの η_g の値と他電源プラントの効率について電力消費量で重み補正して求めた値）、 η_m ；液化装置の機械損失、 t_s 、 t_g ；圧縮機とガスタービンの駆動時間である。

本方式は電力貯蔵設備でもあるため、貯蔵効率を求めて評価する必要もある。貯蔵効率は、夜間あるいはオフピーク時に圧縮機の駆動に消費した電気エネルギーが、ピーク時の発電にどれだけ寄与したかで定義できる。

$$\eta_s = (E_1 + E_2 - P_p - F \cdot \eta_0) \cdot t_g / (P_c \cdot \alpha \cdot t_s / \eta_m) \dots\dots\dots (3)$$

ここで、 η_0 はガスタービンの発電時に消費した燃料を他の発電専用プラント（例えばLNG複合発電）に投入したときの発電効率である。

4.2 検討方式

(2)、(3)式に従って本方式の発電効率と貯蔵効率を求めることが出来る。検討した電力貯蔵システムは、昼間のピーク時に液体空気を加温し高压空気にしてガスタービン発電の駆動に使うもので、液体空気の生産はLNG複合発電などに使用されるLNG使用量に応じて逐次貯蔵していくものとした。ガスタービンの運転時間は6時間とし、その運転モードと液体空気製造モードを図-6に示す。

効率算定に使ったプラントの検討条件を表2に示す。

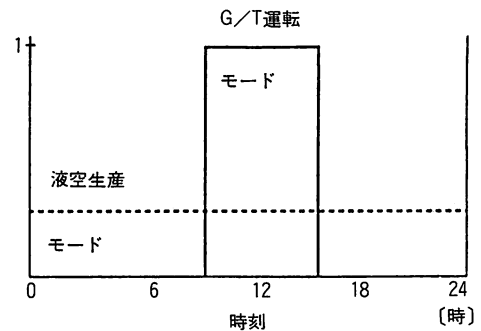


図-6 液空生産とG/T運転モード

表2 効率算定に用いたプラント検討条件

[空気液化設備] 液化方式：デュアルプレッシャ方式 空気液化能力：17,000Nm ³ /h×2基 液体空気貯蔵タンク容量：800m ³ (24時間生産分)	[ガスタービン発電（膨張+レヒートガスタービン）] 発電時間：6時間 膨張タービン：160kg/cm ² ×596℃，108,800Nm ³ /h 第1段燃焼タービン：40kg/cm ² ×800℃， 108,800Nm ³ /h（冷却空気量5%） 第2段燃焼タービン：10kg/cm ² ×1300℃， 115,600Nm ³ /h（冷却空気量15%）
[冷熱発電] 検討冷媒：プロパン，R22，R23	

液体空気の生産に要する圧縮機動力は、液化法によって異なる。LNG冷熱を利用したデュアルプレッシャ法は圧縮機動力を少なく出来る方法の一つで、その消費動力については前節で既に報告したように、電力原単位で0.12kWh/Nm³である。圧縮機動力は、その電力原単位を用いて、それに機械損失5%を考慮し求めた。液体空気を高压空気にするために加温器に送り込むポンプ動力は、ポンプヘッド1600m、液体空気流量136,000Nm³/h、ポンプ効率80%として1,440kWとなる。また冷熱発電による発電出力は、各熱媒体について解析した結果、プロパン、R22、R23、でそれぞれ2,160kW、1,814kW、1,664kWとなった。検討に用いたガスタービン発電システムの構成図を図-7に示す。膨張タービンの入口温度は、再生器の熱交換の設計条件で決まる。通常は再生器入口の排ガス温度より50度程度低い温度である。排ガス温度は、第二段燃焼タービンの出口温度619℃になることから、膨張タービンの入口温度は569℃となる。ガスタービンの出力は、断熱膨張による工業仕事、すなわち膨張前後のエンタルピ差にガス流量を掛け合わせることで算定できる。

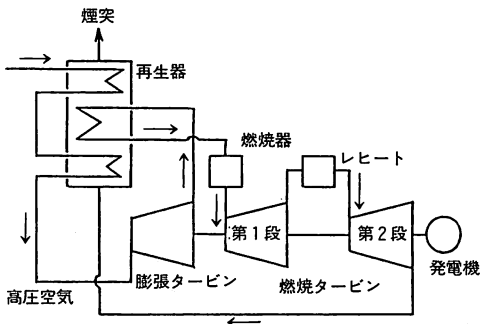


図-7 ガスタービンの発電システム図

一方、燃焼器に加える燃料消費量は次式で与えられる。

$$G_f = G_a \cdot (h_2 - h_1) / (\eta_b \cdot H_i - h_2) \dots\dots\dots (4)$$

ここで、 G_f : 燃料消費量 [kg/s], G_a : 燃焼器入口空気量 [kg/s], h_1 : 燃焼器入口空気のエンタルピ [kcal/kg], h_2 : 燃焼器出口燃焼ガスのエンタルピ [kcal/kg], η_b : 燃焼効率, H_i : 燃料の低位発熱量 [kcal/kg]

ガスタービンの工業仕事と燃料消費量を燃焼効率 η_b の値に0.98、低位発熱量に10,940kcal/kgを用いて計算すると、その結果は表3のようになる。

表3 タービン発電出力と燃料消費量

	膨張タービン	1段燃焼タービン	2段燃焼タービン
圧力比	4	4	10
タービン入口			
ガス流量[Nm ³ /h]	108,800	108,800	115,600
温度[℃]	569	800	1300
相対圧力	58.05	151.1	726
エンタルピ[kcal/kg]	142.0	204.6	346.5
タービン出口			
温度[℃]	308	479	619
相対圧力	14.5	37.8	72.6
エンタルピ[kcal/kg]	75.05	118.6	155.6
タービン効率[%]	80	80	85
タービン出力[kW]	8,760	11,250	28,250
燃料消費量[kcal/s]	—	4.531×10 ⁷ (18,970kW)	9.978×10 ⁷ (41,770kW)

表の値からガスタービンの全出力は、48,260kWになることが分かる。発電出力は、全出力からタービンの機械損失分(2%)と発電機損失(2%)を差引くことで求まる。その結果、発電出力は46,330kWとなった。それに対し、燃料消費量は60,740kWである。

次に、(2)式と(3)式により発電効率と貯蔵効率を計算する。効率は、比較のため同じような発電技術である圧縮空気貯蔵発電システムの値についても計算で求めた。ガスタービン発電については、液体空気貯蔵も圧縮空気貯蔵も同じシステムを使っている。圧縮空気貯蔵の圧縮機動力は、160kg/cm²の高压空気を製造するに要する動力として次式の断熱圧縮動力を断熱効率0.75で割って求めた。

$$L_{in} = k(N+1)/(k-1) \cdot P_1 Q_1 / 6120$$

$$\cdot [(P_2/P_1)^{1/k} \cdot \{ (k-1)/k(N+1) \} - 1] \dots (5)$$

以上述べた計算条件から発電効率と貯蔵効率を求めた。表4にその計算結果を示す。

表4 液体空気貯蔵と圧縮空気貯蔵の発電効率と貯蔵効率の比較

	液体空気貯蔵	圧縮空気貯蔵
発電出力[kW]	48,490 (46,330)	46,330
発電々力量[GWh/日]	278.0	278.0
燃料消費量[GWh/日]	364.4	364.4
消費動力[GWh/日]	108.8	193.3
発電効率[%]	50.0 (46.4)	23.2
貯蔵効率[%]	110.5 (97.9)	55.2

() 内は冷熱発電なしの値

表の結果からも分かるように、液体空気を使った本発電システムは、発電効率と貯蔵効率で極めてすぐれている。その発電効率はLNG複合発電とほぼ同程度かそれ以上であることが分かる。もし、液体空気貯蔵

システムにおいて、液体空気の製造にLNG冷熱を利用しないとすると、消費動力が発電電力量を上回ってしまい、発電効率は負の値となる。このことは、未利用エネルギーであるLNG冷熱の利用が如何にプラントの発電効率を向上するのに寄与しているかを示している。

5. 経済性の概略結果

本方式は、発電効率がLNG複合同じように高く、また建設単価も圧縮機がガスタービンに接続していないことによる増出力効果で小さいことから、経済性において優れていることが予想される。特に50kg/cm²位の貯蔵圧力で空気を貯める従来の圧縮空気貯蔵発電に比べると、その容積が20分の1でかつ常圧で貯蔵できることから貯蔵費用を大幅に低減できる。

表5は、本方式の建設費の内訳を示したものである。建設費総額は、68億円でkW単価で表すと14.0万円/kWになる。冷熱発電を除いた建設費は63.8億円で単価は13.8万円/kWである。

表5 システムの建設費

直接費	56.7億円
液化設備	(14.8)
ポンプ、再生器	(3.8)
冷熱発電	(3.5)
ガスタービン発電	(34.6)
間接費	11.3億円
建設費合計	68.0億円

次に発電コストを新設のLNG複合同圧縮空気貯蔵システム(CAES)と比較して求めた。経済性の前提条件は以下の通りである。

建築費：LNG複合同 (15万円/kW)

CAES (発電；10.2万円/kW。貯蔵；13.0万円/kW)

年経費率：発電設備 (19%)、CAES貯蔵設備 (13%)

燃料費：LNG単価 (2.38円/Mcal)。

電気代 (4.35円/kWh)

ピーク時の運転時間6時間/日から年設備利用率は20%となる。新設ピーク発電設備の発電コストを計算すると表6の結果が得られる。

表6の結果から液体空気貯蔵は、発電コストにおいてLNG複合同よりやや安価であり、CAESよりはかなり経済的であることが分かる。

表6 発電コストの比較 (1990年価格)

単位：円/kWh

	固定費	可変費	合計
液体空気貯蔵	15.18 (14.97)	4.12 (4.32)	19.30 (19.29)
圧縮空気貯蔵	20.71	6.05	26.76
LNG複合同	16.27	4.35	20.62

()内は冷熱発電なしの値

6. おわりに

本研究により新しく考案した液体空気貯蔵ガスタービン発電システムは、未利用エネルギーであるLNG冷熱を利用すればピーク負荷用の発電システムとして発電効率と貯蔵効率に優れており、経済的にも成立性の高いシステムになる可能性があることが明らかとなった。本方式の設備は未利用エネルギーであるLNG冷熱が利用できるLNG基地に併設することになる。液体空気を生産するのに要する冷却用のLNG使用量は、LNG熱容量を93Kcal/Nm³ (130kcal/kg)として計算すると液体空気1Nm³当り2.51Nm³となる。もし本方式が、東京電力の富津火力発電所(LNG使用量：210~250トン/h)に建設できたとして、そのLNG冷熱をフルに活用した場合、6時間のピーク用設備で電気出力は約18万kWになる。これは富津火力の総発電能力が200万kWであることから、総設備容量の約10%の設備をピーク負荷用に増加したことになる。我が国のLNG火力の総設備容量が3,300万kWであることを考え、もし全てのLNG基地に本方式が併設し、そのLNG冷熱をすべて利用したとすると、その潜在的な導入可能量は330万kWに達する。