

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 公 開 特 許 公 報 (A)

(11) 特許出願公開番号
特開2015-155689
(P2015-155689A)

(43) 公開日 平成27年8月27日 (2015. 8. 27)

(51) Int.Cl.	F 1	テーマコード (参考)
F 0 2 C 7/143 (2006.01)	F 0 2 C 7/143	
C 0 9 K 5/04 (2006.01)	C 0 9 K 5/04	
F 0 2 C 7/224 (2006.01)	F 0 2 C 7/224	

審査請求 未請求 請求項の数 10 O L (全 14 頁)

(21) 出願番号	特願2014-152931 (P2014-152931)	(71) 出願人	000006208
(22) 出願日	平成26年7月28日 (2014. 7. 28)		三菱重工業株式会社
(31) 優先権主張番号	特願2014-7719 (P2014-7719)		東京都港区港南二丁目16番5号
(32) 優先日	平成26年1月20日 (2014. 1. 20)	(74) 代理人	100099623
(33) 優先権主張国	日本国 (JP)		弁理士 奥山 尚一
		(74) 代理人	100096769
			弁理士 有原 幸一
		(74) 代理人	100107319
			弁理士 松島 鉄男
		(74) 代理人	100114591
			弁理士 河村 英文
		(74) 代理人	100125380
			弁理士 中村 綾子
		(74) 代理人	100142996
			弁理士 森本 聡二

最終頁に続く

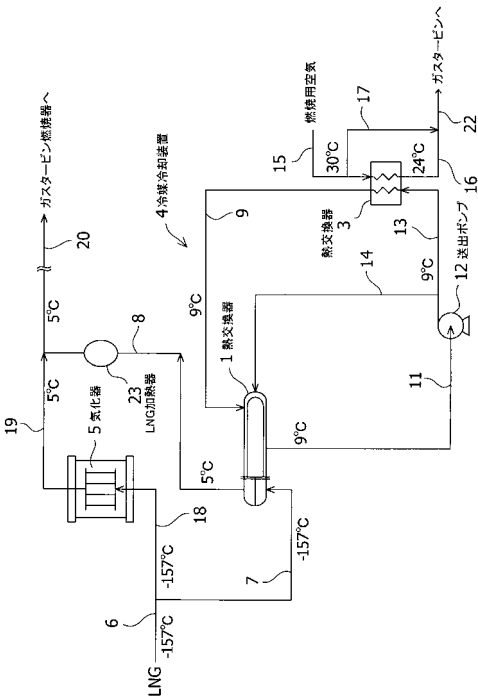
(54) 【発明の名称】 液化ガスの冷熱利用システム及びその冷熱利用方法

(57) 【要約】

【課題】その設備費及び運転費を低減させるとともに、液化ガスの冷熱を効率よく活用することにより燃烧用空気の温度を低下させて、ガスタービン発電機の出力低下を防ぐ液化ガスの冷熱利用システム及び液化ガスの冷熱利用方法を提供する。

【解決手段】本発明に係る液化ガスの冷熱利用システムは、液化ガスの冷熱と中間冷媒とを熱交換させる第一の熱交換器 1 と、前記中間冷媒と前記液化ガスの冷熱を要する冷却対象物とを熱交換させて、前記冷却対象物に前記液化ガスの冷熱を供給する第二の熱交換器 3 とを備えている。

【選択図】 図 1



【特許請求の範囲】**【請求項 1】**

液化ガスの冷熱と中間冷媒とを熱交換させる第一の熱交換器と、
前記中間冷媒と前記液化ガスの冷熱を要する冷却対象物とを熱交換させて、前記冷却対象物に前記液化ガスの冷熱を供給する第二の熱交換器と
を備えていることを特徴とする液化ガスの冷熱利用システム。

【請求項 2】

前記液化ガスが LNG であり、前記中間冷媒が不燃性であり、前記冷却対象物がガスタービン発電機の燃焼用空気である請求項 1 に記載された液化ガスの冷熱利用システム。

【請求項 3】

前記中間冷媒が、不燃性である HFC - 23、HFC - 134a、HCFC - 22、HCFC - 124、PFC - 14、PFC - 116、PFC - 218 又はそれらの混合物から成る冷媒である請求項 1 又は 2 に記載された液化ガスの冷熱利用システム。

【請求項 4】

前記中間冷媒が、HFC - 134a と HFC - 32 との混合物である請求項 1 又は 2 に記載された液化ガスの冷熱利用システム。

【請求項 5】

前記第一の熱交換器にて液化ガスを気化させるための熱量が不足した際に、所定量の液化ガスを供給し、系外の熱媒により別途気化させる第一の熱交換器に対して併設された気化器をさらに備えている請求項 1 ~ 4 の何れか一項に記載された液化ガスの冷熱利用システム。

【請求項 6】

第一の熱交換器にて液化ガスの冷熱と中間冷媒とを熱交換させることと、
第二の熱交換器にて前記中間冷媒と前記液化ガスの冷熱を要する冷却対象物とを熱交換させて、前記冷却対象物に前記液化ガスの冷熱を供給することと
を特徴とする液化ガスの冷熱利用方法。

【請求項 7】

前記液化ガスが LNG であり、前記中間冷媒が不燃性であり、前記冷却対象物がガスタービン発電機の燃焼用空気である請求項 6 に記載された液化ガスの冷熱利用方法。

【請求項 8】

前記中間冷媒が、不燃性である HFC - 23、HFC - 134a、HCFC - 22、HCFC - 124、PFC - 14、PFC - 116、PFC - 218 又はそれらの混合物から成る冷媒である請求項 6 又は 7 に記載された液化ガスの冷熱利用方法。

【請求項 9】

前記中間冷媒が、HFC - 134a と HFC - 32 との混合物である請求項 6 又は 7 に記載された液化ガスの冷熱利用方法。

【請求項 10】

前記第一の熱交換器にて液化ガスを気化させるための熱量が不足した際に、所定量の液化ガスを供給し、系外の熱媒により前記第一の熱交換器に対して併設された気化器にて別途気化させることを特徴とする請求項 6 ~ 9 の何れか一項に記載された液化ガスの冷熱利用方法。

【発明の詳細な説明】**【技術分野】****【0001】**

本発明は、液化ガスの冷熱利用システム及び液化ガスの冷熱利用方法に関し、特に、LNG 受入基地及びガスタービン発電プラント間における LNG の冷熱を利用する液化ガスの冷熱利用システム及びその冷熱利用方法に関する。

【背景技術】**【0002】**

従来、LNG (Liquefied Natural Gas : 液化天然ガス) 受入基地及

10

20

30

40

50

びその近傍のガスタービン発電プラント等では、LNGがガスタービン発電機による発電に利用されている。このようなガスタービン発電機では、燃焼器に燃料ガスと燃焼用空気とが供給され、燃料ガスを燃焼させて得られた高温ガスはタービンに供給されて、タービンを回転させる。前記回転駆動力によってガスタービン発電機を回転駆動して電力を発生させるとともに、空気圧縮機を回転駆動し、燃焼用空気を圧縮している。前記燃焼用空気（以下、吸気ともいう）は、夏場等の高温下においてその密度が小さくなり、その質量流量が減少して、ガスタービン発電機の出力が低下する。前記ガスタービン発電機の出力を定格値まで維持するためには、空気圧縮機の吸気を冷却してその空気密度を増加させる必要がある。

【0003】

10

このような吸気冷却方法としては、水ミストの潜熱を用いる方法、機械式の冷凍機を用いる方法又はLNGの冷熱を利用する方法が考えられる。水ミスト潜熱を用いる場合、湿度が高い地域では限定的な効果を得ることしかできない。機械式の冷凍機を用いる場合、その設備費及び運転費が大きくなるため、実用化には不向きである。LNGの冷熱を利用する場合、その設備費及び運転費は比較的小さいため、実用的である。

【0004】

このようなLNGの冷熱利用方法としては、LNGの冷熱を、EGW（Ethylene Glycol-Water：エチレングリコール水）、フロン等を中間冷媒として利用し、更に、水を介して取り出す方法が知られている（特許文献1参照）。

【先行技術文献】

20

【特許文献】

【0005】

【特許文献1】特開2001-81483公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0006】

前記事情に対して、本発明は、液化ガス冷熱を効率よく活用してガスタービン発電機の出力低下を防ぐとともに、その設備費及び運転費を低減させる液化ガスの冷熱利用システム及び液化ガスの冷熱利用方法を提供することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

30

【0007】

前記目的を達成するため、本発明に係る液化ガスの冷熱利用システムは、液化ガスの冷熱と中間冷媒とを熱交換させる第一の熱交換器と、前記中間冷媒と前記液化ガスの冷熱を要する冷却対象物とを熱交換させて、前記冷却対象物に前記液化ガスの冷熱を供給する第二の熱交換器とを少なくとも備えることを特徴としている。

【0008】

本発明に係る液化ガスの冷熱利用システムでは、冷熱の移動媒体に水等の第二の冷媒を用いないことでシステム設備の熱交換器の数を削減して、システムの設備構成が簡略化される。

【0009】

40

また、前記液化ガスはLNGであり、前記中間冷媒は不燃性であり、前記冷却対象物はガスタービン発電機の燃焼用空気とすることが好適である。

【0010】

このような場合、可燃性のLNGを高温稼働するガスタービン付近まで引き回すことは回避され、且つ、不燃性の中間冷媒をLNG受入基地とガスタービン発電プラントとの間の冷熱移動に利用できる。

【0011】

また、前記中間冷媒は、不燃性であるHFC-23、HFC-134a、HCFC-22、HCFC-124、PFC-14、PFC-116、PFC-218又はそれらの混合物から成る冷媒であることが好適である。

50

【 0 0 1 2 】

このような中間冷媒であれば、中間冷媒の潜熱が L N G の冷熱移動に活用され、中間冷媒の循環流量が低減され、中間冷媒の仕込み量も低減される。これにより、L N G の冷熱の利用効率を向上できる。また、冷熱を必要とする対象物（以下、冷却対象物ともいう。）の使用温度に合わせ、効率よく冷熱を取り出すことができる。すなわち、空気中の水分の氷結を避ける必要がある場合は、中間冷媒の運転圧力を上げることにより冷熱の取り出し温度を高め設定することも可能であるし、より低い温度で冷熱を取り出したい場合は、運転圧力を下げるにより、熱媒の温度に関係なくより低い温度の冷熱を取り出すことが可能となる。冷媒の凝固点は十分低いため、L N G の冷熱の取り出し温度をより低く設定しても、システム又は熱交換器内の中間冷媒が凍結したり、その粘性が増大することもすくない。これにより、システムのハンドリング性を向上できる。その結果、冷熱利用の対象が広がる上、その設備費及び運転費が低減される。前記中間冷媒が H F C - 1 3 4 a である場合、水や E G W を用いた場合と比較すると、中間冷媒の循環流量は約 1 / 7 程度に低減され、冷媒の仕込み量は約 1 / 8 程度に低減される。このように液化ガスの冷熱の利用効率が向上することにより、システムの設備構成を簡略化し、その設備費及び運転費は低減される。すなわち、循環流量は、ポンプ動力に影響し、冷媒の仕込み量は熱交換器のサイズに影響するためである。

10

【 0 0 1 3 】

また、前記中間冷媒は、H F C - 1 3 4 a と H F C - 3 2 との混合物であることが好適である。

20

【 0 0 1 4 】

H F C - 1 3 4 a と H F C - 3 2 との混合物を利用することにより、H F C - 1 3 4 a を使用できない温度範囲を有する低温プラントに対しても、冷熱利用システムを適用することが可能となる。

【 0 0 1 5 】

また、本発明は、別の形態で、前記第一の熱交換器にて液化ガスを気化させるための熱量が不足した際に、所定量の液化ガスを供給し、系外の熱媒により別途気化させる前記第一の熱交換器に対して併設された気化器をさらに備えることができる。

【 0 0 1 6 】

この形態では、第一の熱交換器にて、液化ガスを全量気化するための熱量が不足した際に、第一の熱交換器に対して並設された気化器において、所定量の液化ガスを海水等の系外熱媒により別途気化させる。したがって、可燃性の液化ガスを外部に持ち出すことなく、その全量がガスタービン発電機に利用される。

30

【 0 0 1 7 】

本発明は、別の側面で、液化ガスの冷熱利用方法である。本発明に係る液化ガスの冷熱利用方法は、第一の熱交換器にて液化ガスの冷熱と中間冷媒とを熱交換させることと、第二の熱交換器にて前記中間冷媒と前記液化ガスの冷熱を要する冷却対象物とを熱交換させて、前記冷却対象物に前記液化ガスの冷熱を供給することとを少なくとも備えることを特徴としている。

【 0 0 1 8 】

このような本発明に係る液化ガスの冷熱利用方法では、液化ガスの冷熱を効率よく活用して冷却対象物の温度を低下させるとともに、冷熱利用設備の熱交換器の物量を低減して、その設備構成が簡略化される。その結果、その設備費及び運転費は低減される。

40

【発明の効果】

【 0 0 1 9 】

前記目的に照らして、本発明によれば、液化ガスの冷熱を効率よく活用してガスタービン発電機の出力低下を防ぐとともに、その設備費及び運転費を低減させる液化ガスの冷熱利用システム及び液化ガスの冷熱利用方法が提供される。

【図面の簡単な説明】

【 0 0 2 0 】

50

【図 1】図 1 は、本発明に係る液化ガスの冷熱利用システム及び液化ガスの冷熱利用方法について、第一及び第二実施の形態を説明する概念図である。

【発明を実施するための形態】

【0021】

以下、本発明に係る液化ガスの冷熱利用システムの第一実施の形態について、添付図面を参照しながら詳細に説明する。

【0022】

図 1 は、本発明に係る液化ガスの冷熱利用システムについて、第一及び第二実施の形態を説明する概念図である。図 1 に示すように、本実施の形態の液化ガスの冷熱利用システムは、LNG と燃焼用空気（以下、冷却対象物ともいう。）との熱交換を実施するために、第一の熱交換器 1 と、第二の熱交換器 3 と、を備えている。また、前記燃焼用空気としては、実用的な観点より、ガスタービン発電機の燃焼用空気を用いることができる。

10

【0023】

第一の熱交換器 1 は、液化ガスの冷熱と中間冷媒とを熱交換させる、シェルアンドチューブ型の熱交換器である。第一の熱交換器 1 は、LNG 供給ライン 6 から分岐して LNG が流れ込むライン 7 と、LNG を気化させた NG (Natural Gas: 天然ガス) を流出させるライン 8 と、中間冷媒が流れ込むライン 9 と、LNG の冷熱を受けた中間冷媒を流出させるライン 11 と、に接続されている。また、LNG 供給ライン 6 は、ライン 7 とライン 18 とに分岐され、図示しない LNG 貯蔵タンクから供給された LNG をライン 7 に流入し、必要に応じて所定量の LNG をライン 18 に流入するように構成されている。これらのシステムは、LNG 受入基地とガスタービン発電プラントが近設されることが好適である。

20

【0024】

第一の熱交換器 1 は、ライン 7 と連通する上流ヘッダと、上流ヘッダと連通して互いに並列に複数設けられた伝熱管と、ライン 9 と連通して第一の熱交換器 1 の胴体（通常は円筒状を有する）によって囲まれた冷媒室と、ライン 11 と連通する下流ヘッダと、を備えている。また、第一の熱交換器 1 は、前記伝熱管内を流れる LNG と前記冷媒室内を流れる中間冷媒とで熱交換できるように構成されている。LNG との熱交換するための熱源として、不燃性の中間冷媒が用いられている。このため、LNG と空気とを直接的に熱交換する熱交換器やエチレングリコール等の可燃性の中間冷媒と空気を直接熱交換する熱交換器を有するシステムにて、媒体漏洩により可燃性の LNG / 熱媒と空気との混合気体が発生する事態を防ぐことができる。

30

【0025】

上流ヘッダはライン 7 から流れ込んだ LNG を伝熱管へ流出させ、伝熱管には上流ヘッダから流れ込んだ LNG を熱交換させて下流ヘッダへ流出させ、下流ヘッダは LNG を気化させた NG をライン 8 へ流出させるように構成されている。また、冷媒室はライン 9 から流れ込んだ中間冷媒を熱交換させてライン 11 へ流出するよう構成されている。前記伝熱管の内部では、前記中間冷媒との熱交換により LNG が気化されて NG となる。一方、前記冷媒室の内部では、LNG の冷熱を受けた気体状態の中間冷媒は、その温度が低下して液化される。なお、熱交換時の LNG と中間冷媒との流れ方向は、向流でも、並流でもよい。

40

【0026】

また、前記圧力センサによって冷媒の流量が監視され、制御弁の開度を調整することによって、ライン 13 に流れる冷媒のうち、熱交換器 1 の内圧が所定の範囲に保たれるような所定量が、ライン 13 を経て第二の熱交換器 3 に供給される。過剰の量と判断された中間冷媒は、ライン 14 に流入され、熱交換器 1 に戻される。熱交換器 1 内は、不燃性の中間冷媒のみが貯蔵され、その内圧が所定の範囲に保たれているため、安定した状態で維持されている。

【0027】

第二の熱交換器 3 は、中間冷媒と液化ガスの冷熱を要する燃焼用空気とを熱交換させて

50

、燃焼用空気に液化ガスの冷熱を供給する熱交換器である。第二の熱交換器 3 は、中間冷媒が流入するライン 13 と、中間冷媒を流出するライン 9 と、燃焼用空気が流入するライン 15 と、燃焼用空気を流出させるライン 16 と、に接続されている。第二の熱交換器 3 は、ライン 13 から流入した中間冷媒と、ライン 15 から中間冷媒と燃焼用空気とで、互いに熱交換を行うよう構成されている。また、第二の熱交換器 3 には、フィンチューブ式熱交換器を用いることができる。

【0028】

ライン 15 は第二の熱交換器 3 までの所定の位置にてライン 17 に分岐し、ライン 17 はライン 16 と合流してライン 22 となる。また、ライン 22 には、その内部の温度及び流量を監視するための図示しない温度センサ及び流量センサが設けられ、ライン 17 には、図示しない制御弁が設けられている。前記センサ及び制御弁は、ライン 15 からライン 17 へ流入される燃焼用空気の量を調整し、ライン 22 からガスタービンに供給される燃焼用空気の温度を所定の温度に維持するよう構成されている。中間冷媒は、第一の熱交換器 1 による LNG の冷熱回収と、第二の熱交換器 3 による吸気冷却のための熱交換の両方に利用される。

10

【0029】

冷媒冷却装置 4 は、第一の熱交換器 1 と、第二の熱交換器 3 と、それらに介在するラインとで構成されている。冷媒冷却装置 4 は、LNG から必要な冷熱量を取り出して、中間冷媒を介してガスタービン発電機の燃焼用空気を冷却するように機能する。

20

【0030】

また、本実施の形態では、第一の熱交換器 1 に対して、オープンラック式の気化器 (ORV: Open-Rack-type Vaporizer) 5 を並設されている。なお、「並設」とは、LNG の流れ方向で見て互いに並列に設けるという意味である。

【0031】

気化器 5 は、パネル状に並べた複数の伝熱管を備えてなり、第一の熱交換器 1 にて熱量が不足した際に、所定量の液化ガスを供給し、系外の熱媒により別途気化させる。気化器 5 は、ライン 6 から分岐して LNG を流入するライン 18 と、LNG が気化した NG が流出するライン 19 と、に接続されている。気化器 5 は、熱源として例えば海水を用い、大気中で海水を前記複数の伝熱管の外面に散水することにより、その内部の LNG を気化させるよう構成されている。すなわち、気化器 5 は、LNG の残冷熱を熱交換させるための熱交換器として、LNG の全量を気化させるための熱量を外部の熱源から補うことができ、且つ、ガスタービンの燃焼器へ NG を送り込む装置として機能するよう構成されている。

30

【0032】

ライン 19 は、ライン 8 と合流して、気化器 5 から流出した NG をライン 20 へ流すように構成されている。ライン 20 は、図示しないガスタービン燃焼器へ接続されている。ライン 8 には、加熱器 23 を設けることができる。加熱器 23 により、ガスタービンの燃焼器に送られるライン 20 内の NG は、その温度が下がり過ぎないように調整される。これにより、ガスタービン発電機の様々な運転状態に対応することを可能としている。

40

【0033】

中間冷媒としては、熱媒に対して不燃性の冷媒が用いられ、LNG から冷熱を回収する冷媒及びガスタービンの吸気を冷却する冷媒として機能する。中間冷媒としては、HFC-23 (CHF_3)、HFC-134a (CH_2FCF_3) 等のハイドロフロロカーボン (HFC) 類、HCFC-22 (CHClF_2)、HCFC-124 (CHClCF_3) 等のハイドロクロロフロロカーボン (HCFC) 類、PFC-14 (CF_4)、PFC-116 (C_2F_6)、PFC-218 (C_3F_8) 等のパーフロロカーボン (PFC) 類、二酸化炭素 (CO_2)、二酸化硫黄 (SO_2) 等の無機化合物及び前記中間冷媒としての使用条件を満たす範囲でそれらの混合物を用いることができる。

【0034】

中間冷媒は、不燃性である HFC-23、HFC-134a、HCFC-22、HCF

50

C - 1 2 4、P F C - 1 4、P F C - 1 1 6、P F C - 2 1 8又はそれらの混合物から成る冷媒であることが好ましく、H F C - 1 3 4 aとH F C - 3 2との混合物であることがより好ましい。この場合、L N Gの冷熱の運用中に、中間冷媒が凍結することがなく、システム上のハンドリング性を良好にさせることができる。また、L N Gの冷熱の取り出し温度をより低く設定しても、中間冷媒が凍結することがないため、システムのハンドリング性を確保しつつ、その潜熱を利用した効率のよい冷熱利用が可能となる。その結果、システム構成を簡略化し、その設備費及び運転費が低減される。更に、中間冷媒がH F C - 1 3 4 aである場合、例えば、E G Wを用いた場合と比較して、その循環流量を約 1 / 7 に低減でき、その冷媒の仕込み量を約 1 / 8 に低減することができる。

【 0 0 3 5 】

10

本実施の形態によれば、L N Gの冷熱を効率よく活用して燃焼用空気の温度を低下させるとともに、システム設備の数量、特に熱交換器の数を削減することができる。例えば、L N Gの冷熱が、L N G、中間冷媒、水、空気と移動するガスタービンの吸気冷却システムでは、熱交換器が3つ必要となる。本実施の形態では、第一の熱交換器1及び第二の熱交換器3の2つの熱交換器により、ガスタービンの吸気冷却を可能としている。その結果、システムの設備構成を簡略化して、その設備費及び運転費を低減できる。

【 0 0 3 6 】

中間冷媒としてその顕熱しか利用できない冷媒、例えばE G Wを用いると、冷熱の利用効率が低く、且つ大量の中間冷媒をL N G受入基地からガスタービン発電プラントまでポンプ輸送する必要がある。これにより、その設備費及び運転費が大きくなる。本実施の形態によれば、中間冷媒の潜熱をL N Gの冷熱移動に活用することができ、中間冷媒の循環流量、その冷媒の仕込み量及び中間冷媒をL N G受入基地からガスタービン発電プラントまでポンプ輸送するポンプ動力も低減できる。その結果、システム構成を簡略化して、その設備費及び運転費を低減することができる。

20

【 0 0 3 7 】

L N Gの温度は比較的低いため、中間冷媒、水及び空気の全てに凍結する虞が存在しており、システム上のハンドリング性に問題がある。特に、ガスタービンの発電出力を維持するためにL N Gの冷熱の取り出し温度を低く設定した場合、熱交換器中の中間冷媒が凍結又は粘性増大する虞があり、冷熱の取り出し温度の範囲が限定されてしまう。したがって、システム上のハンドリング性が悪くなるとともに、L N Gの冷熱の利用効率も低下することとなる。本実施の形態によれば、L N Gの冷熱の運用中に、L N Gの冷熱の取り出し温度をより低く設定しても、システム又は熱交換器内の中間冷媒が凍結したり、その粘性が増大することも防ぐことができる。これにより、L N Gの冷熱の利用効率を向上するとともに、システムのハンドリング性を向上させることができる。したがって、システム運用中に燃焼用空気の水分の凍結することも防止することができる。その結果、システム構成を簡略化し、その設備費及び運転費を低減できる。

30

【 0 0 3 8 】

例えば、中間冷媒としてE G Wを用いた場合と比較すると、E G Wの凝固点は比較的高く(- 1 3 ~ 0)、熱交換器内の低流量域やデッドスペースにおいて、低温のL N Gと熱交換した際の凍結により、システム内の装置の損傷や中間冷媒固化物の脱落によるライン閉塞が生じる可能性があるが、本実施の形態によれば、凝固点が比較的低い中間冷媒を用いることができる(例えば、H F C - 1 3 4 aの凝固点は、約 - 1 0 1)。また、E G Wの粘性が低温域においてE G Wの粘性が増大してハンドリング性が悪くなるという欠点が存在している。本実施の形態によれば、システムのハンドリング性を向上させるとともに、中間冷媒が固化する虞を回避することができる。

40

【 0 0 3 9 】

前記低減できる中間冷媒の循環流量としては、例えば、中間冷媒としてH F C - 1 3 4 a (潜熱 : 2 1 7 k J / k g) を用いてE G W (6 0 . 0 w t % 、 比熱 : 2 . 9 0 k J / k g /) と比較すると、E G Wの入温度が 1 0 . 0 及び出温度が 2 0 . 0 で使用した場合、H F C - 1 3 4 a とE G Wとの循環量 (質量) の比は、H F C - 1 3 4 a の潜熱

50

とEGWの顕熱との比に対応するので、 $2.90 \times 10.0 / 217 = 0.134$ （およそ $1/7$ ）となる。

【0040】

前記低減できる中間冷媒の冷媒仕込み量としては、例えば、本実施の形態では、中間冷媒としてHFC-134a（液比重：1.19）を用いてEGW（60.0wt%、液比重：1.08）と比較すると、入温度が10.0及び出温度が20.0で使用した場合、HFC-134aとEGWとの冷媒量（容積）の比は、循環量に液比重の比を掛け合わせて算出されるので、 $0.134 \times 1.08 / 1.19 = 0.122$ （およそ $1/8$ ）となる。

【0041】

10

更にまた、液化ガスを全量気化するための熱量が不足した際に、所定量の液化ガスを系外の熱媒により別途気化させ、ガスタービンに利用することができる。したがって、可燃性の液化ガスを外部に持ち出すことなく、その全量をガスタービン発電機に利用することができる。

【0042】

本発明に係る液化ガスの冷熱利用システムの第二実施の形態について、図1に基づき、詳細に説明する。本実施の形態と第一実施の形態とは中間冷媒に差異があり、第一実施の形態と同じ構成は説明を省略する。

【0043】

中間冷媒としては、HFC-134aとHFC-32（ CH_2F_2 ）とからなる混合物を用いる。また、HFC-134aの混合量は35mol%～70mol%が好ましく、HFC-32の混合量は30mol%～65mol%であることが好ましい。前記混合量の範囲内であれば、凝固点が-150と十分に低い中間冷媒を得ることができる。

20

【0044】

本実施の形態によれば、HFC-134aより低い凝固点及び高い蒸気圧を有する中間冷媒を利用することができるため、HFC-134aが使用できなかった使用温度範囲、例えば、-40～27の使用温度範囲を有する低温プラントに対しても、本発明に係る液化ガスの冷熱利用システムを適用することが可能となる。

【0045】

また、中間冷媒として用いる混合物の凝固点及び蒸気圧を、HFC-134aとHFC-32との混合割合により調整することができる。したがって、使用温度範囲の異なるプラントに適した混合割合の中間冷媒を用いることにより、使用温度範囲の異なるプラントに対して、本発明に係る液化ガスの冷熱利用システムを選択的に適用することが可能となる。

30

【0046】

次に、先に説明した液化ガスの冷熱利用システム（第一実施の形態）について、その作動形態を説明することにより、本発明に係る液化ガスの冷熱利用方法の第一実施の形態を説明する。

【0047】

LNGを、LNG供給ライン6からライン7を介して第一の熱交換器1へ送り込む。LNGは、第一の熱交換器1の上流ヘッダに流入し、第一の熱交換器1内にて並列に設けられた複数の伝熱管内に流出する。一方、中間冷媒をライン9から第一の熱交換器1の冷媒室内に送り込む。

40

【0048】

伝熱管内に流入したLNGと冷媒室に流れ込んだ中間冷媒との間で熱交換が実施される。LNGは、中間冷媒の潜熱を受けることにより、その温度が上昇し、気化してNGとなる。一方、中間冷媒は、LNGの冷熱を受けて、その温度が低下し、液化する。NGは、第一の熱交換器1の下流ヘッダからライン8へ流れ出る。一方、中間冷媒は、冷媒室からライン11へ流れ出て、第二の熱交換器3に流れ込む。LNGとの熱交換するための熱源として不燃性の中間冷媒を用いた場合、LNGと空気とを直接的に熱交換する方法と比較

50

すると、媒体漏洩により可燃性のLNGと空気との混合気体が発生する事態を防ぐことができる。

【0049】

中間冷媒は、図示しない流量センサにより、そのライン11内の流量が監視されている。ライン13に流入する所定量を超えてその量が過剰と判断された場合、過剰な中間冷媒は、図示しない制御弁の開度を調整することによって、送出ポンプ12を介してライン14に流入され、熱交換器1に戻る。熱交換器1内の内圧は、ライン21に設置された制御弁の開度を調整することにより、所定の範囲に保たれている。熱交換器1内は、中間冷媒のみが貯蔵され、その内圧が所定の範囲に保たれているため、安定した状態を維持している。

10

【0050】

第二の熱交換器3内では、ライン13から流れ込んだ中間冷媒と、ライン15から中間冷媒と向流するように流れ込んだ燃焼用空気との間で熱交換が行われる。中間冷媒は、燃焼用空気との熱交換によりその温度が上昇して、気化する。一方、燃焼用空気は、中間冷媒との熱交換によりその温度が低下することにより、吸気冷却される。気化した中間冷媒は第二の熱交換器3からライン9へ流れ出る。一方、冷却された燃焼用空気は、第二の熱交換器3からライン16へ流れ出る。LNGとの熱交換するための熱源として不燃性の中間冷媒を用いた場合、LNGと空気とを直接的に熱交換する熱交換器を用いる方法と比較して、媒体漏洩により可燃性のLNGと空気との混合気体が発生する事態を防ぐことができる。

20

【0051】

燃焼用空気の一部は、ライン15からライン17へ流入する。ライン17内の燃焼用空気は、ライン16内の燃焼用空気と合流し、ライン22へ流入する。ライン22内の温度は、図示しない温度センサにより監視されている。ライン22内の燃焼用空気の温度が所定の温度範囲外である場合、ライン17に設けた図示しない制御弁の開度を調整することにより、ライン15からライン17へ流入する燃焼用空気の量を変えて、ライン22からガスタービンに供給される燃焼用空気の温度を所定の温度範囲内に維持することができる。

【0052】

中間冷媒としては、熱媒に対して不燃性の冷媒が用いられ、LNGから冷熱を回収する冷媒及びガスタービンの吸気を冷却する冷媒として機能する。中間冷媒としては、HFC-23(CHF_3)、HFC-134a(CH_2FCF_3)等のハイドロフロロカーボン(HFC)類、HCFC-22(CHClF_2)、HCFC-124(CHClCF_3)等のハイドロクロロフロロカーボン(HCFC)類、PFC-14(CF_4)、PFC-116(C_2F_6)、PFC-218(C_3F_8)等のパーフロロカーボン(PFC)類、二酸化炭素(CO_2)、二酸化硫黄(SO_2)等の無機化合物及び前記中間冷媒としての使用条件を満たす範囲でそれらの混合物を用いることができる。

30

【0053】

中間冷媒としては、HFC-23、HFC-134a、HCFC-22、HCFC-124、PFC-14、PFC-116、PFC-218又はそれらの混合物を用いることが好ましく、HFC-134a又はその混合物を用いることがより好ましい。この場合、LNGの冷熱の運用中に、中間冷媒が凍結することがなく、システム上のハンドリング性を良好にさせることができる。また、LNGの冷熱の取り出し温度をより低く設定しても、中間冷媒が凍結することがないため、システムのハンドリング性を確保しつつ、その潜熱を利用した効率のよい冷熱利用が可能となる。その結果、システム構成を簡略化し、その設備費及び運転費が低減される。更に、中間冷媒がHFC-134aである場合、例えば、EGWを用いた場合と比較して、その循環流量を約1/7に低減でき、その冷媒仕込み量を1/8に低減することができる。

40

【0054】

供給するLNGの量が多い場合、LNGを系外に持ち出すことは極力避ける必要がある

50

。このような場合、LNGをライン6からライン18に流入させて、気化器5に供給する。気化器5では、LNGが熱源（例えば、海水）からの潜熱を奪って、気化される。これにより、LNGの残冷熱が熱交換され、供給されるLNGの全量を気化させることができる。また、季節によって、第二の熱交換器3に供給される燃焼用空気の温度が変動した場合、第一の熱交換器1に流れ込むライン7のLNG量を増減することにより、ガスタービンに供給する燃焼用空気の温度を所定の範囲内にすることができる。

【0055】

第一の熱交換器1からのNGと気化器5からのNGとは、ライン8及びライン19を介してライン20で合流し、その後、ガスタービンの燃焼器に送り込まれる。なお、ライン8には、図示のようにLNG加熱器23を設けることができる。LNG加熱器23を設ける形態とした場合には、ガスタービンの燃焼器に供給されるNGの温度を下がり過ぎないようにコントロールすることができる。

10

【0056】

各ラインにおける温度の関係を一例として示す。LNGの温度が-157℃の場合、ライン6及びそこから分岐したライン7並びにライン18には、ほぼ同程度の温度のLNGが流れている。第一の熱交換器1では、ライン7から供給された-157℃のLNGが伝熱管に流入され、ライン9から供給された9℃の中間冷媒、HFC-134aが冷媒室に流入されている。HFC-134aの沸点（凝縮点）は、0.4MPaの圧力下にて9℃である。伝熱管と冷媒室では、LNGと中間冷媒との熱交換により、中間冷媒の潜熱が奪われ、LNGは気化して5℃のNGとなる。ライン8には、LNGが気化した5℃のNGが流れ、ライン11には、9℃の中間冷媒が流れている。なお、必要に応じて、ライン8には、LNG加熱器23により加熱された5℃以上のNGが流れる。

20

【0057】

第二の熱交換器3では、ライン13から供給された9℃の中間冷媒が伝熱管に流入され、ライン15から供給された30℃の燃焼用空気が流入されている。第二の熱交換器3では、中間冷媒と燃焼空気との熱交換により、中間冷媒の潜熱が奪われ、燃焼用空気の温度は30℃から24℃まで低下している。ライン9には9℃の中間冷媒が流れ、ライン16には、24℃の燃焼用空気が流れている。ライン22には、ガスタービンに供給される24℃の燃焼用空気が流れている。

【0058】

気化器5では、ライン18から供給された-157℃のLNGが伝熱管に流入され、図示しないラインから供給された海水が流入されている。気化器5内のLNGが海水から潜熱を奪うことにより、LNGは気化して5℃のNGとなり、ライン19へ流出されている。ガスタービンには、ライン19がライン8と合流したライン20内の5℃のNGが供給されている。

30

【0059】

このように、ガスタービンの燃焼用空気を冷却する中間冷媒の温度は、低温ではあっても9℃程度であり、LNGの冷熱によりその潜熱が失われても、中間冷媒及び燃焼用空気中の水分が凍結したり、中間冷媒の粘性が増大することはない。

【0060】

本実施の形態によれば、LNGの冷熱を効率よく活用して燃焼用空気の温度を低下させるとともに、システム設備の数量、特に熱交換器の数を削減することができる。例えば、LNGの冷熱が、LNG、中間冷媒、水、空気と移動するガスタービンの吸気冷却方法では、熱交換器が3つ必要となる。本実施の形態では、第一の熱交換器1及び第二の熱交換器3の2つの熱交換器により、ガスタービンの吸気冷却を可能としている。その結果、冷熱利用設備の構成を簡略化して、その設備費及び運転費を低減できる。

40

【0061】

中間冷媒としてその顕熱しか利用できない冷媒、例えばEGWを用いると、冷熱の利用効率が低く、且つ大量の中間冷媒をLNG受入基地からガスタービン発電プラントまでポンプ輸送する必要がある。これにより、その設備費及び運転費が大きくなる。本実施の形

50

態によれば、中間冷媒の潜熱をLNGの冷熱移動に活用することができ、中間冷媒の循環流量、その冷媒の仕込み量及び中間冷媒をLNG受入基地からガスタービン発電プラントまでポンプ輸送するポンプ動力も低減できる。その結果、冷熱利用設備の構成を簡略化して、その設備費及び運転費を低減することができる。

【0062】

LNGの温度は比較的低いため、中間冷媒、水及び空気の全てに凍結する虞が存在しており、冷熱利用上のハンドリング性に問題がある。特に、ガスタービンの発電出力を維持するためにLNGの冷熱の取り出し温度を低く設定した場合、熱交換器中の中間冷媒が凍結又は粘性増大する虞があり、冷熱の取り出し温度の範囲が限定されてしまう。したがって、冷熱利用上のハンドリング性が悪くなるとともに、LNGの冷熱の利用効率も低下することとなる。本実施の形態によれば、LNGの冷熱の運用中に、LNGの冷熱の取り出し温度をより低く設定しても、冷熱利用設備又は熱交換器内の中間冷媒が凍結したり、その粘性が増大することも防ぐことができる。これにより、LNGの冷熱の利用効率を向上するとともに、冷熱利用上のハンドリング性を向上させることができる。したがって、冷熱運用中に燃焼用空気の水分の凍結することも防止することができる。その結果、冷熱利用設備の構成を簡略化し、その設備費及び運転費を低減できる。

10

【0063】

例えば、中間冷媒としてEGWを用いた場合と比較すると、EGWの凝固点は比較的高く（ $-13 \sim 0$ ）、熱交換器内の低流量域やデッドスペースにおいて、低温のLNGと熱交換した際の凍結により、冷熱利用設備内の装置の損傷や中間冷媒固化物の脱落によるライン閉塞が生じる危険性があるが、本実施の形態によれば、凝固点が比較的低い中間冷媒を用いることができる（例えば、HFC-134aの凝固点は -101 程度）。また、EGWの粘性が低温域においてEGWの粘性が増大してハンドリング性が悪くなるという欠点が存在している。本実施の形態によれば、冷熱利用上のハンドリング性を向上させるとともに、中間冷媒が固化する危険性を回避することができる。

20

【0064】

前記低減できる中間冷媒の循環流量としては、例えば、中間冷媒としてHFC-134a（潜熱： 217 kJ/kg ）を用いてEGW（ $60.0 \text{ wt\%}$ 、比熱： 2.90 kJ/kg ）と比較すると、EGWの入温度が 10.0 及び出温度が 20.0 で使

30

【0065】

用した場合、HFC-134aとEGWとの循環量（質量）の比は、HFC-134aの潜熱とEGWの顕熱との比に対応するので、 $2.90 \times 10.0 / 217 = 0.134$ （およそ $1/7$ ）となる。

【0066】

前記低減できる中間冷媒の冷媒仕込み量としては、例えば、本実施の形態では、中間冷媒としてHFC-134a（液比重： 1.19 ）を用いてEGW（ $60.0 \text{ wt\%}$ 、液比重： 1.08 ）と比較すると、入温度が 10.0 及び出温度が 20.0 で使

40

【0067】

用した場合、HFC-134aとEGWとの冷媒量（容積）の比は、循環量に液比重の比を掛け合わせて算出されるので、 $0.134 \times 1.08 / 1.19 = 0.122$ （およそ $1/8$ ）となる。

50

【0068】

中間冷媒としては、HFC-134aとHFC-32(CH_2F_2)とからなる混合物を用いる。また、HFC-134aの混合量は35mol%~70mol%が好ましく、HFC-32の混合量は30mol%~65mol%であることが好ましい。前記混合量の範囲内であれば、凝固点が-150と十分に低い中間冷媒を得ることができる。

【0069】

本実施の形態によれば、HFC-134aより低い凝固点及び高い蒸気圧を有する中間冷媒を利用することができるため、HFC-134aが使用できなかった使用温度範囲、例えば、-40~27の使用温度範囲を有する低温プラントに対しても、本発明に係る液化ガスの冷熱利用方法を適用することが可能となる。

10

【0070】

また、中間冷媒として用いる混合物の凝固点及び蒸気圧を、HFC-134aとHFC-32との混合割合により調整することができる。したがって、使用温度範囲の異なるプラントに適した混合割合の中間冷媒を用いることにより、使用温度範囲の異なるプラントに対して、本発明に係る液化ガスの冷熱利用方法を選択的に適用することが可能となる。

【0071】

なお、前述した実施の形態では、気化器5として、オープンラック式の気化器を採用している。しかしながら、シェルアンドチューブ型の熱交換器を採用することも可能である。気化器5がシェルアンドチューブ型の熱交換器であれば、より小型化が容易であり、LNGを、FSRU(Floating Storage and REGWAsification Unit)、FPSO(Floating Production, Storage and Offloading)等の洋上浮体、LNG船等の船舶で再ガス化する際に有利である。

20

【産業上の利用可能性】

【0072】

本発明に係る液化ガスの冷熱利用システム及び液化ガスの冷熱利用方法によれば、液化ガスの冷熱を効率よく活用して、ガスタービン発電機の出力低下を防ぐことができ、且つその設備費及び運転費を低減させることができる。

【符号の説明】

【0073】

30

- 1 第一の熱交換器
- 3 第二の熱交換器
- 4 冷媒冷却装置
- 5 気化器
- 6 LNG供給ライン
- 12 送出ポンプ
- 23 LNG加熱器

フロントページの続き

- (74)代理人 100154298
弁理士 角田 恭子
- (74)代理人 100166268
弁理士 田中 祐
- (74)代理人 100170379
弁理士 徳本 浩一
- (74)代理人 100161001
弁理士 渡辺 篤司
- (72)発明者 行本 敦弘
東京都港区港南二丁目 1 6 番 5 号 三菱重工業株式会社内
- (72)発明者 清木 義夫
東京都港区港南二丁目 1 6 番 5 号 三菱重工業株式会社内
- (72)発明者 香川 晴治
東京都港区港南二丁目 1 6 番 5 号 三菱重工業株式会社内
- (72)発明者 松原 亘
東京都港区港南二丁目 1 6 番 5 号 三菱重工業株式会社内
- (72)発明者 西岡 信之
東京都港区港南二丁目 1 6 番 5 号 三菱重工業株式会社内
- (72)発明者 篠田 岳男
東京都港区港南二丁目 1 6 番 5 号 三菱重工業株式会社内
- (72)発明者 古市 裕之
東京都港区港南二丁目 1 6 番 5 号 三菱重工業株式会社内
- (72)発明者 塩見 洋志
東京都港区港南二丁目 1 6 番 5 号 三菱重工業株式会社内