

(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2006-194440
(P2006-194440A)

(43) 公開日 平成18年7月27日(2006.7.27)

(51) Int.C1.

F 17 C 9/04

(2006.01)

F 1

F 17 C 9/04

テーマコード(参考)

3 E 073

審査請求 未請求 請求項の数 22 O L 外国語出願 (全 66 頁)

(21) 出願番号 特願2005-363437 (P2005-363437)
 (22) 出願日 平成17年12月16日 (2005.12.16)
 (31) 優先権主張番号 0413486
 (32) 優先日 平成16年12月17日 (2004.12.17)
 (33) 優先権主張国 フランス (FR)

(71) 出願人 500576500
 スネクマ
 S N E C M A
 フランス国、75015・パリ、ブルバ
 ル・ドュ・ジエナラル・マルシイアル・バ
 ラン・2
 (74) 代理人 100086405
 弁理士 河宮 治
 (74) 代理人 100100158
 弁理士 鮫島 瞳
 (74) 代理人 100132252
 弁理士 吉田 環
 (72) 発明者 ドミニク・ヴァランタン
 フランス78710ロスニー・シュール・
 セーヌ、リュ・ナティオナル119番
 最終頁に続く

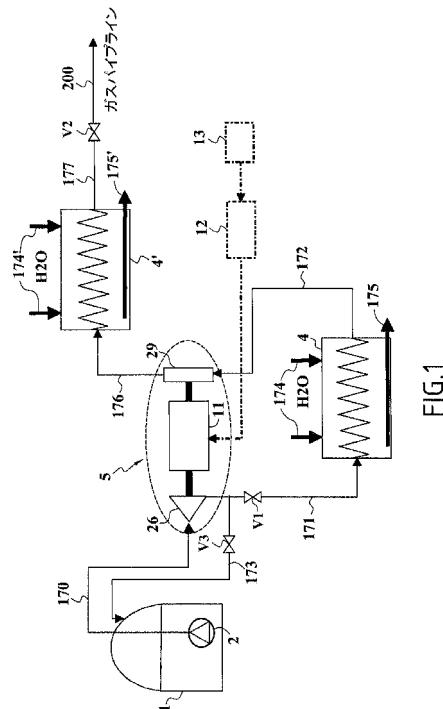
(54) 【発明の名称】液化ガス用圧縮-蒸発システム

(57) 【要約】 (修正有)

【課題】従来のシステムの不都合を軽減し、および再ガス化 LNG ターミナルの電力消費を低減する。

【解決手段】タンク(1)に収容される液化ガス用の圧縮器-蒸発器システムが熱交換による蒸発のためのデバイス(4、4')ならびにガスをコンディショニングおよびパイプライン(200)に移送するためのデバイスに加えて、少なくとも1つの高圧ポンプ(26)、タービン(29)、およびモーター-モードまたは発電機モードにて使用可能な中央電気機械(11)を有し、回転アセンブリを共通軸線上に含むモーター駆動ターボポンプ(5)を含んで成る。該ポンプ(5)の回転アセンブリは12,000 r p m以上で高速回転する。該ポンプ(5)の内側部分の全てがタンク(1)に収容される液化ガスと同じ低温流体中に浸漬される。電気ネットワーク(13)に接続された電力回路(12)が中央電気機械(11)をモーター-モードまたは発電機モードに制御する。

【選択図】図1



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

タンク(1)に収容される液化ガス用の圧縮器-蒸発器システムであって、液化ガスをタンク(1)外部に低圧下にて抜き出しあり送給するための抜き出しありポンプ手段(2)、高圧ポンプ手段、液体との熱交換により動作する蒸発器手段(4, 4'; 104)、ならびにガスをコンディショニングおよびガスピープライン(200)に移送するための手段を含み、

システムは、軸方向吸引ステージおよび少なくとも1つの遠心ホイールを含む少なくとも1つの高圧ポンプ(26)、タービン(29)、ならびにモーター-モードまたは発電機モードにて使用可能であり、および高圧ポンプ(26)とタービン(29)との間に位置する中央電気機械(11)を有する、極めて高い曲げ剛性を有する回転アセンブリを共通軸線上に含んで成るモーター駆動ターボポンプ(5; 105)より構成される少なくとも1つのターボ機械を含んで成り、該モーター駆動ターボポンプ(5; 105)は周囲の媒体に対して静的シールのみを提供する堅いケーシング(25)内にコンパクトに配置され、モーター駆動ターボポンプ(5; 105)の回転アセンブリは回転危険速度の励振域外にとどまりながらも12,000 rpm以上の高速回転を示すように適用され、モーター駆動ターボポンプ(5; 105)の内側部分の全てがタンク(1)に収容される液化ガスと同じ低温流体中に浸漬され、異なる熱力学的条件下にあるモーター駆動ターボポンプ(5; 105)の内側空洞部が非接触動的シール(28)により隔てられ、および電気ネットワーク(13)に接続された電力回路(12)が中央電気機械(11)をモーター-モードまたは発電機モードに制御するように機能することを特徴とするシステム。10 20

【請求項 2】

モーター駆動ターボポンプの回転アセンブリの回転速度が20,000 rpm~40,000 rpmの範囲にあることを特徴とする、請求項1に記載のシステム。

【請求項 3】

モーター駆動ターボポンプ(5; 105)にて作動流体として使用される液化ガスを圧縮および蒸発させるために、高圧ポンプ(26)とタービン(29)との間に介挿された第1熱交換器かつ蒸発器(4; 104; 108)を含んで成ることを特徴とする、請求項1または2に記載のシステム。30

【請求項 4】

高圧ポンプ手段が、タンク(1)とパイプライン(200)との間で直列に接続されたモーター駆動ターボポンプ(5)の高圧ポンプ(26)のみを含んで成ることを特徴とする、請求項3に記載のシステム。

【請求項 5】

液体との熱交換による蒸発のための手段が、高圧ポンプ(26)とタービン(29)との間に介挿された前記第1熱交換器かつ蒸発器(4)、およびタービン(29)と供給すべきパイプライン(200)との間に配置された第2熱交換器かつ蒸発器(4')を含んで成ることを特徴とする、請求項3または4に記載のシステム。30

【請求項 6】

モーター駆動ターボポンプ(5; 105)の高圧ポンプ(26)への入口に配置されたバッファ容積(7; 107)を更に含んで成ることを特徴とする、請求項1~3のいずれかに記載のシステム。40

【請求項 7】

モーター駆動ターボポンプ(5)の高圧ポンプ(26)の出口と第1熱交換器かつ蒸発器(4)との間に介挿された第1回路(6a)、およびモーター駆動ターボポンプ(5)のタービン(29)の出口とバッファ容積(7)との間に介挿された第2回路(6b)を有する凝縮器(6)を更に含んで成り、第2回路(6b)は該タービン(29)を出たガスを再液化するように第1回路(6a)と熱交換することを特徴とする、請求項3~6のいずれかに記載のシステム。

【請求項 8】

10

20

30

40

50

高压ポンプ手段が、前記抜出しおよびポンプ手段(2)と接続される入口を有し、および凝縮器(106)の第1回路(106a)に接続される出口を有するモーター駆動ポンプ(103a、103b)を含んで成り、前記パイプラインに出口が接続される熱交換器かつ蒸発器(104)の入口に該第1回路(106a)からの出口が接続されること、前記バッファ容積(107)が該モーター駆動ポンプ(103a、103b)の出口に接続される分岐接続部に存在すること、ならびにモーター駆動ターボポンプ(105)のタービン(29)からの出口が凝縮器(106)の第2回路(106b)の入口に接続され、該第2回路(106b)からの出口が該バッファ容積(107)に接続され、該第2回路(106b)は該タービン(29)を出たガスを再液化するように第1回路(106a)と熱交換することを特徴とする、請求項6に記載のシステム。

10

【請求項9】

液体との熱交換による蒸発のための手段(4、4'、104)が、周囲温度以上の温度にある水より構成される液体を導入および排出するための手段を含んで成ることを特徴とする、請求項1に記載のシステム。

【請求項10】

高压ポンプ(26)とタービン(29)との間に介挿された第1熱交換器かつ蒸発器(4；104；108)が、周囲温度以上の温度にある水より構成される液体を導入および排出するための手段を含んで成ることを特徴とする、請求項3に記載のシステム。

【請求項11】

モーター駆動ターボポンプ(5；105)は、モーター駆動ターボポンプ(5；105)の高压ポンプ(26)の出口から得られる流体と同じ流体が液体かつ圧縮状態で供給される流体静力学的流体ベアリング(31)を含んで成ることを特徴とする、請求項1～10のいずれかに記載のシステム。

20

【請求項12】

モーター駆動ターボポンプ(5；105)は、軸方向の力をバランスさせるためのアクティブ液圧デバイスを含んで成り、該デバイスはモーター駆動ターボポンプ(5；105)の高压ポンプ(26)の出口から得られる流体と同じ流体が液体かつ圧縮状態で供給されることを特徴とする、請求項11に記載のシステム。

【請求項13】

モーター駆動ターボポンプ(5；105)は、モーター駆動ターボポンプ(5；105)の高压ポンプ(26)の出口から得られる流体と同じ流体が液体かつ圧縮状態で供給される軸方向流体アバットメントを含んで成ることを特徴とする、請求項11に記載のシステム。

30

【請求項14】

モーター駆動ターボポンプ(5；105)は、アクティブ磁気ベアリングを含んで成ることを特徴とする、請求項1～10のいずれかに記載のシステム。

【請求項15】

モーター駆動ターボポンプ(5；105)は、磁気軸方向アバットメントを含んで成ることを特徴とする、請求項1～14に記載のシステム。

40

【請求項16】

モーター駆動ターボポンプ(5；105)は、セラミックボールを有する高速ボールベアリングを含んで成ることを特徴とする、請求項1～10のいずれかに記載のシステム。

【請求項17】

モーター駆動ターボポンプ(5；105)のタービン(29)は、TA6VELIもしくはTA5VELIタイプの高強度チタン合金またはアルミニウム・リチウムタイプの軽合金でできている回転子(48)を含んで成ることを特徴とする、請求項1～16のいずれかに記載のシステム。

【請求項18】

モーター駆動ターボポンプ(5；105)の高压ポンプ(26)は、TA6VELIもしくはTA5VELIタイプの高強度チタン合金またはアルミニウム・リチウム

50

タイプの軽合金でできている1つ以上の羽根車(41、46)を含んで成ることを特徴とする、請求項1～17のいずれかに記載のシステム。

【請求項19】

モーター駆動ターボポンプ(5；105)の中央電気機械(11)は、永久磁石回転子(21b)と、モーターモードにて電力を回転速度と同期した周波数にておよび可変電圧にて送給し、および発電機モードにて生じる可変電圧を整流した一定電圧に変換する電力回路(12)とを含んで成ることを特徴とする、請求項1～18のいずれかに記載のシステム。

【請求項20】

モーター駆動ターボポンプ(5；105)の中央電気機械(11)は、回転変圧器(37)より供給される励振コイル(21a)を有する一体型回転子と、電気機械(11)の励振を調整するため、ならびに発電機モードにて一定電圧を、およびモーターモードにて制御したトルクを提供するための整流ダイオードブリッジ(30)とを有することを特徴とする、請求項1～18のいずれかに記載のシステム。

【請求項21】

モーター駆動ターボポンプ(5；105)の中央電気機械(11)は、かご形回転子と、モーターモードにて電力を可変電圧および周波数にて送給し、および発電機モードにて生じる可変電圧を整流した一定電圧に変換する電力回路(12)とを含んで成ることを特徴とする、請求項1～18のいずれかに記載のシステム。

【請求項22】

液化天然ガス(LNG)タイプの液化ガスに適用されることを特徴とする、請求項1～21のいずれかに記載のシステム。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、タンクに収容される液化ガス用の圧縮器・蒸発器システムであって、液化ガスをタンク外部へ低圧下にて抜き出しおよび送給するための抜出しおよびポンプ手段、高圧ポンプ手段、液体との熱交換により動作する蒸発器手段、ならびにガスをコンディショニングおよびガスパイプラインに移送するための手段を含んで成るシステムに関する。

【0002】

本発明は液化ガスを再びガス化する方法という一般的分野に関し、およびより詳細には、本発明は液化天然ガス(LNG)に関する。

【0003】

実際には、取り出した天然ガスの一部は、生産地とガスの消費地との間をタンカー船にて液体状態で運搬することが可能なように液化させている。従って、そのようなガス輸送システムには液化および貯蔵ターミナルが含まれ、そこからメタンタンカーが充填され、その後、消費地の陸上分配ネットワークにガスパイプラインを通じてガスを供給するため液化ガスを貯蔵し、加圧下に置き、そして蒸発させるためのターミナルへ液化ガスを運搬する。消費地のターミナルは再ガス化ターミナルと呼ばれる。

【背景技術】

【0004】

ターミナルの貯蔵タンクまたはタンカー船内にて元々平衡状態にあり、蒸気の圧力が大気圧よりわずかに高いLNGを加圧および周囲温度まで加熱するため、これまでの技術状態は、図10に示すように、まず、貯蔵タンク301に浸漬した低圧モーター駆動ポンプ302を用い、そしてバッファ容積307に浸漬した高圧モーター駆動ポンプ303に供給することにより構成されるものであった。高圧ポンプ303の出口にて液体を熱交換器かつ蒸発器304に送り、この熱交換器かつ蒸発器304は、気候条件が許せば豊富に利用可能な周囲温度の水(海水、河口水など)が供給され、あるいは熱水(これは特別な目的の燃焼によって、または近隣の発熱機械から損失熱を回収することによって得られる)が供給され、LNGをガスパイプライン400に投入するに先立って周囲温度にて高い圧

10

20

30

40

50

力に上昇させるよう機能する。高圧ポンプ 303 を駆動するために使用するモーター 305a は通常、非同期かご形モーターであり、次の所定の制限速度にて動作する：50 ヘルツ (Hz) での三相交流 (AC) の場合は最大 3000 回転毎分 (rpm)、および 60 Hz での AC の場合は 3600 rpm。この技術のため、ポンプ 303 はステージが多数になり、また寸法の大きなものとなった。特に、このような技術は海上用途に対して決定的に不利な条件となる。更に、高圧ポンプ 303 は大量の電気を必要とし、これはターミナルの運転費用のうち最も高額の財務経費になっている。

【0005】

図 10 は従来技術のメタンターミナルでの再ガス化法の原理を示す概略図である。このターミナルでは高圧ポンピング（またはポンプ移送）機能および加熱 / 蒸発機能が地理的にひとまとめにされ（または一緒にグループ化され）、また、移送ライン 370、371 および 372 の数は 1 つまたは 2 つに制限されている。この概略図では機能毎に 1 個の装置のみを示し、加えて、理解を容易にするためにバルブ、調整および制御装置は図示していない。3 つのタイプのバルブのみを概略図に示す。バルブ 3V1 は高圧 (HP) ポンプ 303 からの送給部に位置し、またバルブ 3V2 は排出部として機能するパイプライン 400 への入口に位置する。バルブ 3V1 および 3V2 はライン 371 および 372 を通るパイプライン 400 への流速および送給圧力を調節するのに寄与する。実際には、バルブ 3V2 は停止弁または逆止弁と直列になっている。最後に、バルブ 3V3 により、HP ポンプ 303 を始動させるのに先立つ初期冷却のために、低圧の LNG をライン 373 に通じてタンク 301 または所定の回路に再循環させることができる。LNG を低圧 (LP) モーター駆動ポンプ 302 によりタンク 301 から取り出し、そして HP ポンプ 303 の入口に送給し、その後、圧力下にてガスの形態でパイプラインネットワーク 400 に投入するに先立って熱交換器かつ蒸発器 304 に通す。蒸発器 304 には供給回路 374 を通じて水が供給され、そして排出回路 375 により排出される。

【0006】

工業的プロセスにて加熱する必要のある極めて低い温度の冷源（cold source：または低温源）が存在することは価値を得る機会となり、数多くの利用が従来の刊行物または特許に記載または提案されている。一例として、ターミナルに冷却設備または工業ガスの液化設備を組み合わせたものを挙げることができる。低温 LNG の考えられる全ての利用のうち、本願説明はターミナルにて直接使用できるエネルギーを回収するために圧縮ならびに加熱および蒸発方法を適用した解決策に限るものである。

【0007】

この方法の熱力学的な面を検討すると、この方法はまずポンプにより LNG の圧力を上昇させ、次に熱交換器かつ蒸発器により LNG の温度およびエンタルピーを増加させることから構成されるものであるが、エネルギーを回収するために 2 つの可能なスキーム（または方策）が存在すると認められる。

【0008】

第 1 のスキームは、ポンピングの間、液化天然ガスの圧力を必要な圧力より高い圧力に上昇させ、その後、流体エネルギーを機械的エネルギーに変換するよう働くタービンに通じてガスパイプラインの圧力にまで下げて膨張させることにより構成される。よって、ガスを膨張させることによりタービンで回収されるエンタルピーはポンピングのために供給する必要のある追加のエネルギーよりも大きいので、エネルギー収支はプラスになる。

【0009】

第 2 のスキームは液化天然ガスを周囲温度またはより高い温度にある熱源を用いる熱力学的サイクルにおいて冷源として用いることにより構成される。

【0010】

それら様々なエネルギー回収原理は、例えば次の特許文献などの過去の数々の特許または文書の主題を成すものである：米国特許第 2 937 504 号、米国特許第 3 068 659 号、仏国特許第 2 133 683 号、スイス特許第 569 865 号、仏国特許第 2 300 216 号、仏国特許第 2 318 590 号、米国特許第 4 444

10

20

30

40

50

015号、欧洲特許第0 470 532号、およびまたJ. Ribesse(ディストリガス(Distrigaz)、ベルギー)による「液化天然ガスに含まれるフリゴリー(frigorie: または冷却熱量)を回収するためのサイクル」と題された文献XP-003079414(1981年)。

【0011】

これら文献は本質的にエネルギー回収サイクルの原理を記載しようとするものであり、そして一般的にこれらは具体的な適用を成すことのできる実施例を提示していない。

【0012】

米国特許第5 678 411号にはより厳密に適用したものが記載され、このデバイスで使用されるターボポンプは天然ガス蒸発を海水が供給される熱交換器にて実施し、タービンは熱交換器により蒸発したガスの部分膨張からポンプに駆動力を供給する。しかしながら、気体のエンタルピーでは3メガパスカル(MPa)~6 MPaの出口圧力を得るのに十分な程度でしかない。この圧力は多数のガスパイプライン、および特に供給圧力が8 MPaに近く、用途によっては10 MPaに達することのある欧洲ネットワークには低すぎる。このことは、4.596 MPaおよび190.5ケルビン(K)の臨界点を有するメタンから本質的に構成されるという天然ガスの特性に起因するものである。15 MPa、273 Kおよび10 MPa(よって、臨界点に近い)間での断熱膨張におけるエンタルピー差は、液体を0.5 MPaから15 MPaに圧縮するのに要する力より小さい。

【0013】

この問題を回避するため、米国特許第5 649 425号は、天然ガスおよび空気で動作するバーナーによって、タービンより上流の天然ガスを周囲温度より高い温度に加熱する。このような加熱により、より多くのエンタルピーをタービンで回収し、よってポンピングのエネルギーを補うことができるが、燃焼したガスや、また高圧ポンプに使用した電力で代表される経済的損失という犠牲を払うものである。この米国特許第5 649 425号は第2の解決策を提案している：ポンプを二段ポンプ(または2つのグループのステージを有するポンプ)とし、LNGの流れの全部を第1ポンプステージに通し、そして、主要な流れのフラクションをより高い圧力に上昇させ、その後、熱交換器にて加熱および蒸発させてタービンを駆動する。第1ステージからのLNGの流れは補助的な機能、例えば発電所への供給などに使用する。

【0014】

この解決策は、ガスターミナルが発電所につながっていて、これにガスを2つの圧力レベルで供給できる場合にしか使用できない。

【0015】

また、高圧ポンプには以下の不都合がある：

a) それらは比較的低速(3000 rpm~3600 rpm)で回転する無調整かご形非同期モーターによって駆動し、およびそれらは必要な圧力上昇を実現するために多数のステージ(典型的には10~20)を要する；

b) そのような多数の遠心ステージを有するポンプ構成は高価で重くて嵩張る大型の機械(典型的には6メートル(m)の高さ)をもたらし、また、必要が生じても、ガスパイプライン内の圧力上昇に耐えるのは比較的困難である；

c) それらはそのようなモーターの動力制限(1メガワット(MW)~2 MW)により流量が制限され、またそれらはターミナルからガスを必要な流量で送給するために並列に使用することを要する；および

d) それらのモーターは調整されず、そのガス流量は送給部出口に位置するスロットルバルブによってのみサーボ機構で制御でき、またその技術は電力消費の点で極めて不利である。

【発明の目的および簡単な説明】

【0016】

本発明は、上述の不都合を軽減し、および再ガス化LNGターミナルの電力消費を低減し、または更にはなくすることを可能にするよう模索するものである。

10

20

30

40

50

【0017】

従って、本発明は既存のシステムに関する上述の不都合を軽減すると同時に、電力消費を低減し、または更にはなくすることを可能にし、あるいは場合により電気を生産するものとさえなり得る、再ガス化 LNG ターミナルについてのグローバルで、経済的に実行可能な解決策を提供することを模索するものである。また、本発明は熱機械を用いる発電所にターミナルが接続されている特定の構成に対しても首尾よく適用され、発電所からの損失熱を回収してターミナルの熱交換器かつ蒸発器に移送する。また、本発明は液化ガスを圧縮および周囲温度に加熱することを実施する任意の産業プロセスにも適用可能である。

【0018】

これらの目的は次の圧縮器 - 蒸発器システムにより達成される：タンクに収容される液化ガス用の圧縮器 - 蒸発器システムであって、このシステムは、液化ガスをタンク外部に低圧下にて抜き出しあり送給するための抜出しありポンプ手段、高圧ポンプ手段、液体との熱交換により動作する蒸発器手段、ならびにガスをコンディショニングし（または適当な状態とし）およびガスピープラインに移送するための手段を含み、システムは、軸方向吸引ステージおよび少なくとも1つの遠心ホイールを含む少なくとも1つの高圧ポンプ、タービン、ならびにモーター モードまたは発電機 モードにて使用可能であり、および高圧ポンプとタービンとの間に位置する中央電気機械を有する、極めて高い曲げ剛性を有する回転アセンブリを共通軸線上に含んで成るモーター駆動ターボポンプより構成される少なくとも1つのターボ機械を含んで成り、該モーター駆動ターボポンプは周囲の媒体に対して静的シールのみを提供する堅いケーシング内にコンパクトに配置され、モーター駆動ターボポンプの回転アセンブリは回転危険速度の励振域外にとどまりながらも 12,000 rpm 以上の高速回転を示すように適用され、モーター駆動ターボポンプの内側部分の全てがタンクに収容される液化ガスと同じ低温流体中に浸漬され、異なる熱力学的条件下にあるモーター駆動ターボポンプの内側空洞部が非接触動的シールにより隔てられ、および電気ネットワークに接続された電力回路（electronic power circuit）が中央電気機械をモーター モードまたは発電機 モードに制御するように機能することを特徴とするシステム。

【0019】

好都合には、モーター駆動ターボポンプの回転アセンブリの回転速度は数万回転毎分（rpm）であり、そして好ましくは 20,000 rpm ~ 40,000 rpm の範囲にある。

【0020】

多様な態様が可能であり、詳細には、本発明に従って、モーター駆動ターボポンプはターミナルの送給ラインに直接に、または高圧ポンプからの出口と再ガス化熱交換器との間で並列に組み込まれ得る。

【0021】

好都合な特定の（または詳細な）態様において、システムはモーター駆動ターボポンプにて作動流体として使用される液化ガスを圧縮および蒸発させるために、高圧ポンプとタービンとの間に介挿された第1熱交換器かつ蒸発器を含んで成る。

【0022】

蒸発器手段は、高圧ポンプとタービンとの間に介挿された上記第1熱交換器かつ蒸発器、およびタービンと供給すべきパイプラインとの間に配置された第2熱交換器かつ蒸発器を含んでいてよい。

【0023】

特定の態様において、高圧ポンプ手段は、タンクとパイプラインとの間で直列に接続されたモーター駆動ターボポンプの高圧ポンプのみを（またはこれ単独で）含んで成る。

【0024】

システムは、モーター駆動ターボポンプの高圧ポンプへの入口に配置されたバッファ容積を含んでいてよい。

【0025】

10

20

30

40

50

特定の態様において、システムは、モーター駆動ターボポンプの高圧ポンプの出口と第1熱交換器かつ蒸発器との間に介挿された第1回路、およびモーター駆動ターボポンプのタービンの出口とバッファ容積との間に介挿された第2回路を有する凝縮器を更に含んで成り、第2回路は上記タービンを出たガスを再液化するように第1回路と熱交換する。

【0026】

もう1つの特定の態様において、高圧ポンプ手段は、上記抜出しおよびポンプ手段と接続される入口を有し、および凝縮器の第1回路に接続される出口を有するモーター駆動ポンプを含んで成り、上記パイプラインに出口が接続される熱交換器かつ蒸発器の入口に該第1回路からの出口が接続され、上記バッファ容積が該モーター駆動ポンプの出口に接続される分岐接続部に存在し、ならびにモーター駆動ターボポンプのタービンからの出口が凝縮器の第2回路の入口に接続され、該第2回路からの出口が該バッファ容積に接続され、該第2回路は該タービンを出たガスを再液化するように第1回路と熱交換する。

【0027】

好都合には、液体との熱交換による蒸発のための手段は、周囲温度以上の温度にある水より構成される液体を導入および排出するための手段を含んで成る。

【0028】

同時に、高圧ポンプとタービンとの間に介挿された第1熱交換器かつ蒸発器は、周囲温度以上の温度にある水より構成される液体を導入および排出するための手段を含んで成る。

【0029】

可能な態様において、モーター駆動ターボポンプは、モーター駆動ターボポンプの高圧ポンプの出口から得られる流体と同じ流体が液体かつ圧縮状態で供給される流体静力学的(hydrostatic)流体ペアリングを含んで成る。

【0030】

また、モーター駆動ターボポンプは、軸方向の力をバランスさせる(または釣り合わせる)ためのアクティブ液圧デバイスをも含んでいてよく、該デバイスはモーター駆動ターボポンプの高圧ポンプの出口から得られる流体と同じ流体が液体かつ圧縮状態で供給される。

【0031】

変形態様において、モーター駆動ターボポンプは、モーター駆動ターボポンプの高圧ポンプの出口から得られる流体と同じ流体が液体かつ圧縮状態で供給される軸方向流体アバットメント(abutment:または支持部)を含んで成る。

【0032】

もう1つの可能な態様において、モーター駆動ターボポンプは、アクティブ磁気ペアリングを含んで成り、また、磁気軸方向アバットメントも含んでいてよい。

【0033】

更にもう1つの可能な態様において、モーター駆動ターボポンプは、セラミックボールを有する高速ボールペアリングを含んで成る。

【0034】

好都合には、モーター駆動ターボポンプのタービンは、T A 6 V E L I もしくはT A 5 E E L I タイプの高強度チタン合金またはアルミニウム-リチウムタイプの軽合金でできている回転子を含んで成る。

【0035】

同様に、モーター駆動ターボポンプの高圧ポンプは、T A 6 V E L I もしくはT A 5 E E L I タイプの高強度チタン合金またはアルミニウム-リチウムタイプの軽合金でできている1つ以上の羽根車を含んで成る。

【0036】

特定の態様において、モーター駆動ターボポンプの中央電気機械は、永久磁石回転子と、モーターモードにて電力を回転速度と同期した周波数にておよび可変電圧にて送給し、および発電機モードにて生じる可変電圧を整流した一定電圧に変換する電力回路とを含ん

10

20

30

40

50

で成る。

【0037】

もう1つの特定の態様において、モーター駆動ターボポンプの中央電気機械は、回転変圧器より供給される励振コイルを有する一体型(one-piece)回転子と、電気機械の励振を調整するため、ならびに発電機モードにて一定電圧を、およびモーターモードにて制御したトルクを提供するための整流ダイオードブリッジとを有する。

【0038】

更にもう1つの特定の態様において、モーター駆動ターボポンプの中央電気機械は、かご形回転子と、モーターモードにて電力を可変電圧および周波数にて送給し、および発電機モードにて生じる可変電圧を整流した一定電圧に変換する電力回路とを含んで成る。

10

【0039】

本発明の他の特徴および利点は、添付の図面を参照しつつ、例として示す本発明の特定の態様に関する以下の説明より明らかとなる。

【特定の態様の詳細な説明】

【0040】

本発明は特にLNG用再ガス化ターミナルに適用するものであり、また、様々なエネルギー回収サイクルに適用するのに適したモーター駆動ターボポンプ(またはMTP)と呼ばれる特定のターボ機械を導入することによって、そのようなターミナルの電気消費を低減し、または更にはなくそうすることを模索するものである。

20

【0041】

本発明は液化ガス用圧縮器・蒸発器システムであって、液化ガスを圧縮および加熱ならびに排出するために導入される常套的な手段を更に含むシステムに関し、この手段とは即ち：液化ガスをタンク外部で低圧にて送給するための抜出しおよび遠心ポンプ手段；高圧ポンプ手段および周囲温度の水または熱水との熱交換による蒸発のための手段；ならびにガスをコンディショニングおよびパイプラインに移送するための手段である。

【0042】

本発明の圧縮器・蒸発器システムは、エネルギーを熱または電気の形態で回収するため1つ以上の熱交換器とならびに流体流れおよび制御装置と関連付けられた少なくとも1つの特定のターボ機械を含んで成る追加の手段を含む。この追加のターボ機械は液化ガスタンクからパイplineに至るターミナルからの送給ラインに直接に、あるいは高圧モーター駆動ポンプの出口と再ガス化熱交換器との間で並列な分岐接続部に組み込まれ得る。

30

【0043】

追加のターボ機械またはモーター駆動ポンプはポンプ26と、モーターモードまたは発電機にて使用でき、およびオルタネータとも等しく呼ばれ得る電気機械11と、タービン29とを单一の軸線上にて結合し、電気機械11はポンプ26とタービン29との間で中央に配置される(図5)。

【0044】

モーター駆動ターボポンプは常套の高圧モーター駆動ポンプの速度よりもはるかに高い速度で回転できるように設計される。よって、モーター駆動ターボポンプの回転速度は12,000 rpm以上および好都合には数万回転毎時、代表的には20,000~40,000 rpmの範囲にあり得、この速度はモーター駆動ターボポンプの危険速度となる励振域外にありさえすればよい。

40

【0045】

中央電気機械11を備えるモーター駆動ターボポンプは、極めて大きな曲げ剛性を有する回転アセンブリを共通軸線上に含んで成り、周囲の媒体に対して静的シール(または固定シール)のみを提供する堅いケーシング25内にコンパクトに(またはコンパクトな様式で)配置される(図5)。

【0046】

モーター駆動ターボポンプの内側部分の全てが、蒸発させるべき液化ガスのタンクから流れて来るまたは同様の性質を有する液体またはガスの形態である共通の冷却流体に浸漬

50

される。

【0047】

ポンプ部分26は第1遠心ホイール42に隣接する軸方向吸引ステージ41を含んで成る。必要であれば、1つ以上の遠心ホイールを第1遠心ホイール42に追加してよい。羽根付きディフューザ43aおよびボリュート43bまたは羽根付きディフューザおよび戻り流路は各遠心ホイールの出口にて流体の運動エネルギーを回収するよう機能する。一連の遠心ホイールはこのように戻り流路により供給される。ポンプ26は軸方向吸引ステージに導入される液化ガスを圧縮する。

【0048】

タービン29は加圧ガス入口マニホールド46、ガスを速度に乗せるための羽根付きノズル47、およびガスの運動エネルギーを機械的エネルギーに変換するための回転子48を含んで成る。 10

【0049】

一例として、タービン29は全体吸気軸流タイプで、一段または二段で適用されてよく、またこれは超音波、遷音速、または亜音速であってよい。

【0050】

タービン29は一段の遠心タイプであってよい。

【0051】

中央電気機械11（これはオルタネータとも呼ばれる）はポンプ26を適切に作動させ得るのに必要な追加の動力を送給するためにモーター モードで作動することができる。また、電気機械11はタービン-ポンプ収支における過剰のエネルギーを電気の形態で送給するために発電機モードで作動することもできる。電気機械11は電気機械をモーター モードまたは発電機モードに制御するために電気ネットワーク13に接続された電力回路12に接続される（図1～4および9）。 20

【0052】

電気機械11は固定子磁気回路22および固定子コイル23を含んで成る（図5および6）。

【0053】

電気機械11は、代表的には250メートル毎秒（m/s）のオーダーの高い周速度を与える回転子20を更に含んで成る。よって、そのような回転速度に適合する技術を用いて回転子20を作製する必要がある。一例として、回転子20は積層かご形回転子により構成されていてよい。そのような状況では、電気回路12はモーター モードでは電力（power）を可変電圧および周波数にて送給し、また発電機モードでは機械からの変動電圧を整流した一定電圧に変換する。 30

【0054】

シャフト38に取り付けられた回転子20は好都合には、図6に示すように、機械の励振を調整し、また発電機モードでは一定電圧を、そしてモーター モードでは制御したトルクを提供するように、整流ダイオード30と関連付けられた回転変圧器37より供給される励振コイル21を有する一体型高強度鋼回転子の形態で作製され得る。

【0055】

また、回転子20は、モーター モードにて電力を回転速度と同期した周波数および変動する電圧にて供給するため、および発電機モードにて機械から送給される変動電圧を整流した一定電圧に変換するために永久磁石を有していてよい。

【0056】

電気機械11をポンプ26とタービン29との間で共通シャフト9上に組み込むことによって、高レベルの曲げ剛性を示す回転アセンブリが得られ、よって、モーター駆動ターボポンプを曲げ危険速度より低い数万回転毎分のオーダーの高回転速度に達して動作させることができる。

【0057】

好都合には、タービン29の回転子48およびポンプ26の羽根車41、42は高強度

50

20

30

40

50

チタン合金、例えばTA6V ELTもしくはTA5E E LIタイプ、または軽合金、例えばアルミニウム・リチウムタイプでできている。そのように密度に対する弾性限度の比の値が高い合金を使用することにより、10 MPa ~ 20 MPaの送給圧力でも回転要素は良好な機械的強度を維持し、またポンプおよびタービンのいずれにおいてもステージの数を大幅に減らせるので、非常にコンパクトな一体型モーター駆動ターボポンプを提供することができる。

【0058】

モーター駆動ターボポンプの回転アセンブリは2つの流体静力学的流体ペアリング31によって支持できる(図5)。

【0059】

モーター駆動ターボポンプが流体ペアリング31を備える場合、動的シール(または運動シール)28をポンプ26とポンプ26の間に位置する流体ペアリング31との間、ポンプ26の間に位置するこの流体ペアリング31と電気機械11との間、電気機械11とタービン29の間に位置する流体ペアリング31との間、およびタービン29の間に位置するこの流体ペアリング31とタービン29との間に配置できる。

【0060】

モーター駆動ターボポンプのケーシング25はコンパクトであり、極めて堅く、および周囲の媒体に対して静的にのみシールを与える。ケーシング25はペアリングを一直線に保ちながらタービン29とポンプ26との間の熱損失を最小限にするように設計される。

【0061】

場合により回転ペアリング44を設けてよく、これはモーター駆動ターボポンプで過渡状態が生じている間、特に、力をバランスさせるにはモーター駆動ターボポンプで利用可能な圧力に対し回転速度が小さすぎる場合あるいは故障した場合に、力を処理する(take up)よう作動する非常ペアリングとしておよび軸方向回転アバットメント(axial rotary abutment)として機能する。

【0062】

上記にかかわらず、非接触動的シール28が異なる熱力学的条件下にある内側空洞部を隔てた状態で、モーター駆動ターボポンプの内側部分の全てが液体または気体の形態の同じ冷却流体に浸漬されることに留意されるべきである。

【0063】

動的シーリングバリア28はモーター駆動ターボポンプの内側空洞部の各々に流体を閉じ込めるように、ラビリンスシールまたは単純なフローティングリングシール、あるいはリーク回収部を有する対のラビリンスシールまたはフローティングリングシールからできていよい。

【0064】

流体ペアリング31にはポンプ26の最後の遠心ホイールより下流にて得られる高圧下の液体が供給される。

【0065】

ポンプ26の最後の遠心ホイール42およびこれに面する固定子部分は、1つまたは2つの流体流れくびれ部(constriction: または収縮部)49を形成するように設計された形状を有し、これらくびれ部はポンプ26の回転子と固定子との間の相対位置に応じて可変なセクションを有し、および回転アセンブリに加わる軸方向の力の合力に対抗する局所圧力場を加減できる軸方向バランサデバイスを構成する。

【0066】

モーター駆動ターボポンプの内部ダクトおよび構造は、電気機械11を冷却しつつ、流体ペアリング31および軸方向バランサデバイス49に供給するのに必要な再循環およびポンプ入口へのまたはタービン29より下流の回路への流体の排出を最適化するように設計される。

【0067】

適切であれば、アクティブ(または能動型)軸方向バランサデバイス49を、ポンプ2

10

20

30

40

50

6 から高圧が付与される流体アバットメントで置換してよい。

【 0 0 6 8 】

流体ベアリング 3 1、また適切な場合は流体アバットメントには、メインタンクから流れて来てパイプラインに供給すべき液化流体と同じ流体を液体かつ圧縮状態にて追加の外部源から供給してよい。主要な流体が LNG である場合、追加の外部源は、例えば加圧液化天然ガスが利用可能な再ガス化 LNG ターミナルであってよい。流体ベアリング 3 1 には追加の外部源から常に、あるいはモーター駆動ターボポンプの過渡動作段階の間だけ供給してよい。

【 0 0 6 9 】

電気機械 1 1 は、流体を気相またはわずかに二相である熱力学的状態に維持するように、例えばタービン 2 9 の入口から取り出したガスを循環させることによって冷却し、そして排出回路の圧力よりわずかに高い圧力に膨張させることができる。この選択はエアギャップにおける粘性摩擦による損失を最小限にするよう意図したものである。

【 0 0 7 0 】

上述のように、液圧バランサデバイス 4 9 および流体ベアリング 3 1 には、ポンプ 2 6 の高圧部分から取り出した液化天然ガスが内部再循環部を通じて直接供給される。また、流体ベアリング 3 1 には、ターミナルにて利用可能な高圧液体または気体源から連続的に供給してもよく、あるいはポンプ 2 6 から送られる圧力が十分でなければ過渡状態の前およびその間だけそのような源から供給してよい。

【 0 0 7 1 】

モーター駆動ターボポンプに対して提案されている構造は、外部環境に対するシールを単に静的なものとするように、内部容積の全てを液体または気体の形態の天然ガスでコンディショニングすることができる。ポンプ 2 6、流体ベアリング 3 1 および場合により電気機械 1 1 も液体環境中に在り、他方、他の内部容積は気体環境中に在る。隣接する空洞部間で異なる圧力または異なる流体の質を示す各空洞部は、ラビリンスタイプのシールとして、またはフローティングリングタイプのシールとして実施される動的シールによって制限され、これによりリークを最小限にし、および機械が摩擦接触により摩耗しないことを確保する。動的シール 2 8 は要件に応じて単独または対で設けられ、そして対のときは低圧のリークを、封止しているシールの各対の間に回収し、および可能な限りタービン 2 9 より下流に排出し、またはポンプ 2 6 の入口へ再び取り込む。

【 0 0 7 2 】

改変例では、液相状態の流体を循環させることによって電気機械 1 1 を冷却してよい。そのような状況では、電気機械は 150 K 未満の温度環境にて動作するので、その性能が改善される。そして、エアギャップにおける液体摩擦損失を最小限にするように電気機械 1 1 の固定子がライニングされる。

【 0 0 7 3 】

もう 1 つの可能な態様において、流体静力学的流体ベアリング 3 1 をアクティブ（または能動型）磁気ベアリングで置換することができる。そのようなベアリングは摩耗に対して全く鈍く、よって、モーター駆動ターボポンプに極めて長い寿命を与える。

【 0 0 7 4 】

そのような状況では、モーター駆動ターボポンプの回転アセンブリに作用する軸方向の力をバランスさせるための液圧デバイス 4 9 をアクティブ軸方向磁気アバットメントで置換することもできる。

【 0 0 7 5 】

LNG に適用する場合で、かつモーター駆動ターボポンプが磁気ベアリングを備えるとき、アクティブ磁気ベアリングおよび電気機械 1 1 を液体または気体状態の天然ガス中でコンディショニングし、また動的シール 2 8 を 2 つに減らし、1 つはポンプ 2 6 とポンプ 2 6 に隣接して位置するベアリングとの間に位置させ、もう 1 つはタービン 2 9 とタービン 2 9 に隣接して位置するベアリングとの間とする。

【 0 0 7 6 】

10

20

30

40

50

著しく低いペアリング剛性を示す流体ペアリングまたは磁気ペアリングにより、安定した通常運転での回転速度を、例えばペアリングの最初の2つのモードと回転アセンブリの曲げにおける最初の危険速度との間で得ることができる。

【0077】

本発明のモーター駆動ターボポンプにおいて、ポンプ26は低温の液化流体、例えば液化天然ガスを圧縮するために使用され、そしてタービン29はこの流体を気体状態にあるときに膨張させることによってポンプ26に機械的エネルギーを供給する。

【0078】

電気機械11は、タービン29が十分量供給しない場合にポンプ26に追加の機械的エネルギーを供給し、あるいは逆に、電力を発生させることによってタービン29から過剰なエネルギーを取り出す。

【0079】

図9に示すように、電気機械11は、所定の周波数 f および公称電圧 U の電気ネットワーク13に接続された電力回路12によりモーターモードまたは発電機モードに制御される。

【0080】

電気回路12は電気機器11と電力供給ネットワーク13との間に介挿された整流器51、電圧コンバータ52、およびインバータ53を含んでいてよい。

【0081】

この一組の回路12は、発電機モードで動作するときはモーター駆動ターボポンプからネットワーク13へ、およびモーターモードで動作するときはネットワーク13からモーター駆動ターボポンプへと双方向に電力伝達を管理するように機能する。回路55は電気機械11の回転の速度およびトルクをサーボ機構で制御し、そしてこの機械に、整流器51に、および電圧コンバータ52に接続されている。また電力回路12は、モーター駆動ターボポンプと関連付けられた様々なバルブを制御するための回路54も含む。

【0082】

モーター駆動ターボポンプはポンプ26とタービン29との間のエネルギーバランスに無関係に適切な速度で運転でき：このバランスがタービン29に有利な場合、電気回路は過剰の電力をその電圧および周波数特性を適応させることによって現地のネットワーク13にまわし、また逆に、ポンプ26がタービン29から得ることのできる電力を更に必要としている場合、適切な周波数および電圧特性をモーター11に送る。よって、このデバイスはモーター駆動ターボポンプを始動または停止させる際の過渡状態を完全に制御でき、そして、システムを適切に動作させることを確保できる。電気回路は電気機械11について選択される個々の技術に適用される。

【0083】

電気機械11が可変励振(variable excitation)タイプである場合、電気回路は極めて単純であり得る。電気機械11の出口にて送給される一定電圧により、電圧コンバータモジュール52を省略できる。

【0084】

電気機械11がかご形ケージまたは永久磁石タイプである場合、フェーズ(phasing)をモーターモードまたは発電機モードに制御するために、電圧コンバータモジュール52が必要であり、また回転子位置センサも必要である。

【0085】

以下、図1～4を参照しつつ、上述のモーター駆動ターボポンプを、液化ガスをライン170(図1、3および4)または170、170a(図2)に通じて高圧ポンプの入口に送給するために低圧モーター駆動ポンプ2が内部に設置された液化ガスタンク1を有する再ガス化ターミナルからエネルギーを回収する様々なタイプのサイクルに適用したものについて説明する。

【0086】

図1に示すサイクルでは、使用する単一の高圧モーター駆動ポンプを、上述のようなモ

10

20

30

40

50

ーター駆動ターボポンプ5の高圧ポンプ26により構成する。そして、ポンプ26をガスパイプライン200に供給するのに必要な圧力より高い圧力を生じるように設計する。タンク1から流れて来たガスは、第1熱交換器かつ蒸発器4にて蒸発および周囲温度に加熱した後、タービン29にてパイプライン200の入口圧力まで低下して膨張し、これにより機械的エネルギーを伝達して、ポンプ26を駆動するために電気機械11が供給する必要のあるエネルギーが低減される。これは、気体状態における単位圧力当りのエンタルピーの変化が液体状態における場合より大きいことによる。

【0087】

タービン29より送給されるガスは周囲より低い温度にあるため、回路174'により送給され、および回路175'により排出される周囲温度の水（海水または河川水）を用いて動作する第2熱交換器4'に通過させることによって更なる加熱に付す必要がある。

【0088】

第1熱交換器かつ蒸発器4から水排出回路175により通常排出される热水でタービン29の入口における温度を上昇させるため、第1熱交換器かつ蒸発器4に水を導入する回路174へ、近隣の発電プラントまたは何らかの他のコジェネレーション源から損失熱を回収することによって得られる热水、例えば約40～50の温度の水を導入することができる。热水を用いる場合、タービン29の下流に位置する第2熱交換器4'を省略してよく、タービン29より生じるエネルギーが大幅に増大する。そのような場合、タービン29より送給されるエネルギーはポンピングに必要な全エネルギーを供給でき、およびオルタネータ11を発電機として動作させ得る正のバランスを提供することまでも可能である。

【0089】

図1中、高圧ポンプ26から熱交換器かつ蒸発器4の入口に至る送給ライン171に位置する調整バルブV1を認めることができる。熱交換器かつ蒸発器4の出口はライン172によりタービン29の入口に接続される。タービン29の出口はライン176により第2熱交換器かつ蒸発器4'に接続される。その出口はライン177に接続され、ライン177はパイプライン200へと続き、また圧力調整器を構成する圧縮器・蒸発器システムからパイプラインを隔離するためにライン177に位置するバルブV2を有する。

【0090】

バルブV3は高圧ポンプ26の出口に並列に接続されてタンク1に戻る冷却ライン173に位置する。

【0091】

図1に示す態様において、モーター駆動ターボポンプ5はタービン29より上流かつポンプ26より下流に位置する第1熱交換器かつ蒸発器4と常に関連付けられ、そして適当な場合にはこれはタービン29より下流に位置する第2熱交換器かつ蒸発器4'とも関連付けられる。

【0092】

図1の態様により、モーター駆動ターボポンプ5の各タービン29に流れを分配するための複雑なシステムを組み込むことを回避できる。既存の装置に加えて冷却または再循環のための装置を高圧ポンプ26に対して設ける必要はない。反対に、電力調整回路12が存在することで、モーター駆動ターボポンプ5の速度を調整でき、よって適当な場合には高圧ポンプ26からライン171に至る送給部に位置する調整バルブV1を省略できる。

【0093】

図7は図1に示す適用例にて実施されるモーター駆動ターボポンプ内の流れをたどる経路および様々な構成要素の配置を示す。

【0094】

図7では、動的シールが二重バリア28a、28bを形成して動的シール間に空洞部27を規定し、動的シールを通るリークは空洞部27からライン63に通じて集めることができ、ライン63は空洞部27から回収した流体をHPポンプ26の入口に再投入していることがわかる。

【0095】

図7中、参考番号60はポンプ26の最後の遠心ホイールの出口から得た、または適当な場合にはタンク1が配置されたターミナルの高圧液体ラインから直接に得た液体状態の天然ガスを流体ベアリング31に供給するラインを示す。流体ベアリング31が供給を受ける割合は目盛付(calibrated)オリフィス64により測定される。液体天然ガスは流体ベアリングの出口から低圧で集められ、ライン61によりポンプ26の入口に再投入される。

【0096】

電気機械11の冷却流れをタービン29の入口から得、目盛付オリフィス64'に通じて膨張させ、そして電気機械11の出口に位置する第2目盛付オリフィス64''に通じて更なる膨張に付し、その後、ライン62aによりポンプ26の入口に再投入する。

【0097】

また、図7は流体ベアリング31を冷却するための回路173に位置する3ポートバルブも図示する。

【0098】

モーター駆動ターボポンプのケーシングを貫通するダクトまたは外部配管を通じて流体ベアリング31に供給することができ、および電気機械11を冷却することができる。

【0099】

モーター駆動ターボポンプ5の回転アセンブリに作用する軸方向の力をバランスさせるために液圧デバイス49を用いる場合、力の合力を相殺するように圧力場を適応させるため、このデバイスにはバランス板の裏側を通る流れに較正(calibration)デバイスが設けられる。

【0100】

図2は図1のサイクル同様、(図10に示すような)ターミナルの常套の高圧モーター駆動ポンプ303をモーター駆動ターボポンプ5で置換したエネルギー回収サイクルのもう1つの例を示す。しかしながら、図2の態様では、モーター駆動ターボポンプ5の高圧ポンプ26の出口における圧力は上昇させていない。ポンプ26を通過する流体流れのフラクションを熱交換器かつ蒸発器4の出口から取り出し、隔離バルブV4を備えるライン172に通じてタービン29に搬送し、タービン29にて低圧まで膨張させ、その後、凝縮器として機能するもう1つの熱交換器6を通過させるためにライン176を通じて排出するものとする。熱交換器かつ凝縮器6の回路6bからの再液化流体を液体の形態で、隔離バルブV5を備えるライン182により容積7に再投入する。この容積7は凝縮物中に残留し得る気泡を排除するように機能するものであり、高圧ポンプ26の入口に位置する。

【0101】

HPポンプ26を容積7と接続するライン170aからHPポンプ26によって得られた液化ガスの主要な流れは該ポンプを離れる際に調整バルブV1を備えるライン171へ流れ、そして凝縮器6の回路6aを通過する。凝縮器6の回路6aからの出口流れは、周囲温度の水(回路174に通じて導入され、そして回路175により排出される)を用いる熱交換器4の入口に通じる隔離バルブV6を備えるライン178により取り出される。凝縮器6の回路6aを通過する液体の流れは、タービン29の出口にあるライン176に流れる流体を回路6bにより凝縮することのできる冷源として機能する。

【0102】

図1の態様と同様に、タービン29の入口における温度を上昇させ、よってタービンにて回収されるエネルギーを増大させるため、周囲温度まで加熱する熱交換器4からの回路174をコジェネレーションタイプの熱水源に接続することができる。

【0103】

凝縮器6の回路6aの出口において、冷却バルブV3bを有するライン177は冷却回路に供給するよう機能する。

【0104】

10

20

30

40

50

熱交換器かつ蒸発器4の出口は、隔離バルブV2を備えるライン179によりガスパイプライン200に接続される。

【0105】

バルブV4およびV5はタービン29および凝縮器6を含む回路を隔離するように機能する。ライン172に位置するバルブV4も、タービン29に搬送される流体の流れを調整することができる。

【0106】

「ボイルオフガス」として知られている少量の再圧縮蒸発させた天然ガスをHPポンプの供給ラインに再導入するため、バッファ容積7を置換するのに、ターミナルの再取入器(reincorporator)(概略図に図示せず)も使用できることに留意されるべきである。

10

【0107】

HPポンプ26について満足できる開始条件を確保するには、最初に凝縮器6の低温流体側を液体天然ガスの温度まで冷却する必要がある。また、蒸発器6を隔離するようにバルブV6を閉じたままバルブV3bを開けることによって形成される流体流れにより、HPポンプ部分26も冷却する(図2を参照のこと)。電気回路12の制御下にてモーター モードで動作し、よって、圧力を徐々に上昇させるように機能するオルタネータ11によりモーター駆動ターボポンプ5を始動させる。タービン29を駆動させるため、バルブV4およびV5を徐々に開く。タービン29に搬送される流れを調整バルブとしても機能するバルブV4により調整する。ポンプを停止させると、タービン29への供給を停止するためにバルブV4を閉じてよく、その後、モーター11を停止させてよい。

20

【0108】

モーター駆動ターボポンプ5を制御および調整する電気回路12が存在することにより、HPポンプ26からの送給部に位置する調整バルブV1を省略することが考えられる。

【0109】

液体移送ラインを最小限にし、および低温(または冷たい)領域の隔離を簡単にする(断熱材被覆またはコールドボックス)ため、モーター駆動ターボポンプ5および凝縮器6を含むアセンブリを共通のプラットフォーム上にひとまとめにすることが好都合であり得る。

【0110】

図3は本発明に従ってモーター駆動ターボポンプ105を実施するサイクルのもう1つの例を示す。

30

【0111】

図3に示す態様では、図10のモーター駆動ポンプ303に類似する常套の高圧モーター駆動ポンプ103を引き続き使用し、このポンプ103は常套の電気モーターであり得るモーター103bによって駆動される高圧ポンプ103aを含んで成る。

【0112】

既存のターミナルのモーター駆動ポンプ103を含む図3の態様では、高圧ポンプ103aの出口ライン171を常套の熱交換器かつ蒸発器104に接続する高圧ライン184、186に低損失水頭調整バルブV7が挿入され、熱交換器かつ蒸発器104の出口は隔離バルブV2を備えるライン187を通じてガスパイプライン200に接続される。熱交換器かつ蒸発器104は水入口回路174および水出口回路175を常套の様式で含んで成る。

40

【0113】

低損失水頭調整バルブV7を備えるライン184と並列に、調整バルブV8を備えるライン185も凝縮器106の回路106aに接続され、回路106aの出口は熱交換器かつ蒸発器104の入口ライン186に接続される。

【0114】

バルブV7およびV8の機能は、凝縮器106の回路106aへと取り出される液化ガスの流れを調整することである。

【0115】

50

また、バルブV8は凝縮器106をターミナルの排出回路から隔離することもでき、およびエネルギー回収ループを構築するために使用される。ターミナルが排出ライン171にて更なる損失水頭を許容できないならば、バルブV7を凝縮器106に至るライン185に組み込まれた循環ポンプで置換し、そして、バルブV8および/または循環ポンプを制御することによって凝縮器を通る流量を調整することができる。

【0116】

図3の態様では、エネルギー回収ループには上述のタイプのモーター駆動ターボポンプ105、熱水または周囲温度の水を用いる熱交換器かつ蒸発器108、凝縮器106の「高温（または熱い）」回路106bまたは区画、ポンプ26より上流に位置するバッファ容積107、流体を移送するための配管、および該ループが適切に作動することを確保するための種々のバルブが含まれる。回収ループはクローズドサイクルにて動作する。

【0117】

エネルギー回収ループに導入された流体は、高圧ポンプ103aより下流にて、容積107に供給するバルブV9を備えるライン183によってターミナルの排出ラインから取り出される。

【0118】

熱交換器かつ蒸発器108は、周囲温度または近隣にて利用可能なコジェネレーション源から送給されるそれよりわずかに高い温度の水を自身に対して供給する回路174'、'を有し、この水は回路175'、'により排出される。

【0119】

容積107よりライン107bを通じて送給される流体はモーター駆動ターボポンプ105のポンプ26の入口に液体として入り、該ポンプ26により加圧され、そして水熱交換器108にて蒸発させ、周囲温度まで、または熱交換器かつ蒸発器108の入口174'、'にて熱水を用いるときはより高い温度まで再加熱される。その後、ライン192、193内を流れる流体はタービン29にて膨張し、このタービン29にはポンピングのために必要な分より多くの機械的エネルギーが伝えられる。ライン176、195を通じてタービン29を出た流体は次いで凝縮器106の回路106bにて低圧で液化し、そしてその後、ポンプ26の入口に配置された容積107へライン196により再循環する。

【0120】

過剰な機械的エネルギーは、発電機モードで動作する電気機械11により電気に変換し、そしてターミナルまたは現地の電気ネットワークに送給できる。

【0121】

図3の態様では、モーター駆動ターボポンプ105、熱交換器かつ蒸発器108、および凝縮器106を必須として含むエネルギー回収ループを以下のようにして実現することができる。

【0122】

タンク1を配置したターミナルを、バルブV7を開に、かつバルブV8を閉にした状態でエネルギーを回収することなく常套的に運転する。エネルギー回収ループを作動させるため、第1工程は液体天然ガスを凝縮器106の低温区画106aに通じて流すようにバルブV7およびV8を動かすものであり、バルブV8は凝縮器106を徐々に冷やすためにゆっくりと開く。

【0123】

続く工程は、熱交換器108の入口にあるライン189に位置するバルブV11を開に、かつライン191に位置するバルブV10を開にした状態でバルブV9を天然ガスのために開くことによってエネルギー回収ループを満たすものである。冷却によって起こる蒸発物はターミナルを冷却するための収集回路に排出され、該容積内の圧力が大きすぎるようになるとバルブV9を再び閉じる。容積107に液体が十分に存在するとき、モーター駆動ターボポンプ105をモーターモードで作動させることができ、ポンプを通過する液体循環を確立するように極めて低速でポンピングする。この間、流体ベアリング31を通る流体流れを確立し、よってこれらを冷却するために、流体ベアリング31からのリーク

10

20

30

40

50

を集めて、3ポートバルブV15(図8を参照のこと)に通じて低圧収集回路へ排出する。このシーケンス(または手順)の最後に、モーター駆動ターボポンプ105のポンプ部分およびベアリング、ならびに凝縮器106の高温区画106bも液体ガス温度にあり、またバッファ容積107はループの適切な動作を確保するのに十分な量の液体で満たされる。その後、バルブV9を閉じ、ベアリンググリークをターミナルに排出するバルブV15も同様とし、そしてループをガス放出から再び隔離する。

【0124】

第3工程は、電気回路12を用いてモーター駆動ターボポンプ105をモーターモードにて始動し、タービン29に供給するようにバルブV11を開に、かつバルブV10を開にした状態とするものであり、これにより電気回路12は徐々にモーターから交代して、ポンプ26の必要量より過剰なエネルギーを送給し始め、機械を発電機モードに切り換えることができる。

【0125】

エネルギー回収ループは、タービン29の入口における温度を調整し、よって凝縮器106の出口における温度を調整することを可能にするために熱交換器かつ蒸発器108を迂回するバイパスバルブV12をライン190に有し、またこれは流れの全部または一部をライン194に逸らすためにタービン29を迂回するバルブV13も含み、これにより、発電機またはその電子機器が故障する非常時にモーター駆動ターボポンプ105を停止することができ、また必要であればモーター駆動ターボポンプ105の速度を調整することができる。好都合には、電気回路もモーター駆動ターボポンプ105の速度を調整するように機能でき、この場合はポンプ流れの全体がタービン29を通過するので性能を損なうことがない。

【0126】

バルブV11を閉じ、かつバルブV10を開くことによってループを停止し、そして熱交換器かつ蒸発器108に収容されたガスのみをモーター駆動ターボポンプ105のタービン29に供給し、よって上流ラインを徐々に停止する。非常停止が必要な場合、バルブV13を開けることによって作動させることができる。

【0127】

熱損失を回避するためおよび回収ループを流体で満たしつつも動作していない状態で一時停止させ得るために、モーター駆動ターボポンプ105の部分26およびバッファ容積107、凝縮器106ならびに液体ラインをコールドボックスに収容し、または断熱材で被覆する。好都合には、容積107、モーター駆動ターボポンプ105、凝縮器106、およびバルブ装置を共通のプラットフォームに一体化することができる。

【0128】

図4は本発明に従ってモーター駆動ターボポンプ105を実施するサイクルの更にもう1つの例を示す。

【0129】

図4に示す解決策では、図5を参照して説明したものと同様の原理を用いているが、図3における熱交換器108のような追加の水熱交換器は用いていない。

【0130】

先の態様と同様、ターミナルによりタンク1から送給される液化ガスのフラクションは、ターミナルのものと同じ天然ガスを用いるオープンなエネルギー回収サイクルにて冷源として機能する凝縮器106に導くため、常套の蒸発器104より上流にある従来の高圧ポンプ103aの出口から取り出される。

【0131】

図4の態様では、ターミナルの常套の熱交換器かつ蒸発器104の出口から天然ガスのフラクションを取り出して、モーター駆動ターボポンプ105のタービン29にて膨張させ、その後、膨張させたガスを液化させるためにタービン29から凝縮器106の回路106bに通じ、容積107に再導入した後、ライン170bに流し、モーター駆動ターボポンプ105のポンプ26により液体形態のまま加圧し、続いて、ライン200および隔

10

20

30

40

50

離バルブV14により熱交換器かつ蒸発器104の入口にてターミナルからの主要な流れに、または場合により、ポンプ103aから取り出され、および凝縮器106の回路106aに対して冷源として機能する流れのいずれかに再投入する。流れを凝縮器に供給する場合、モーター駆動ターボポンプ105のポンプ26はターミナルの高圧ポンプ103aと同等の高い圧力を提供する必要がある。

【0132】

上述のように、図4に示す解決策は図3のものと、エネルギー回収ループにターミナルの熱交換器かつ蒸発器104を使用する点で異なっている。これは、高圧ラインに対する上記の改変（分岐接続部、バルブV7およびV8）に加えて、2つの更なる接合部（またはインターフェース）、第1はモーター駆動ターボポンプ105から流れて来る液体天然ガスを再導入するように熱交換器かつ蒸発器104より上流にあり、第2はモーター駆動ターボポンプ105のタービン29に供給するように該蒸発器104より下流にある接合部を形成することによって、既存のターミナルを容易に適用できる。そして、回収ループは図4に示す凝縮器106、モーター駆動ターボポンプ105、および上流容積107を配管およびバルブと共に含んで成り、および上述の実施により正当なものと根拠付けられる。

【0133】

図4の態様を実施する場合、図3の態様の場合と同様、第1工程は冷たい流体を凝縮器106の回路106aに供給するためにバルブV7、V8を動かすものである。

【0134】

バルブV4およびV14を閉じ、およびライン198にあるバルブV10bを開いた状態でバルブV9を開くことによって、バッファ容積107、モーター駆動ターボポンプ105、ポンプ部分103a、および凝縮器106の回路106b（高温側）を含んで成る回路を満たす。上記のように、ポンプ26を流体循環ポンプとして使用でき、およびループの「液体」部分を冷却するように、オルタネータ11を極めて低速のモーターモードでの運転状態に設定する。この段階の間、流体ベアリング31からのリークは、上記のようにバルブV15を通じてターミナルの低圧収集回路に排出する。

【0135】

ポンプ26を適切に運転可能とするのに十分に回路を冷却し、および十分な量の液体をバッファ容積107が示すと、バルブV10bおよびV9を閉じ、タービン29の入口にあるバルブV4を徐々に開き、同時に、ポンプ26を運転状態に設定するために電気機械11をモーターモードで作動させる。電気機械11は、タービン29から送給される動力が発電機モードへの移行を可能なものと直ちに発電機モードに移行し、ポンプ26の出口における圧力がターミナルの蒸発器104の入口における圧力に達するとバルブV14を開ける。

【0136】

ループで運転しながら、ライン199にあるバルブV12を開度に作用することによって、タービン29の入口における温度を調節することができる。モーター駆動ターボポンプ105の回転速度は電気制御回路により調整する。

【0137】

タービン29に供給するバルブV4を閉じることによって回収ループを停止し、高圧の液体がライン197を介してポンプ26に通り逆方向に流れるのを防止するためにバルブV14を閉じる。上述の解決策とは異なって、バルブV4を一旦閉じると、タービン29より上流に大量のガスが捕捉されることはなく、よって、非常停止のためにタービン29の周りにバイパスを設ける必要はない。

【0138】

バッファ容積107には、ループを空にでき、および過剰のガスをターミナルの回収回路へと排出できるバルブシステムが備えられる。

【0139】

図4の解決策は、凝縮器106、モーター駆動ターボポンプ105、容積107、およ

10

20

30

40

50

び液体搬送装置を共通のプラットフォームに一体化した構成に首尾よく適する。

【0140】

図8は、モーター駆動ターボポンプ5または105の様々な構成要素およびその内部の流れを図2～4を参照して上述したような適用にいかにして構成するかを示す。

【0141】

図8中、図1の態様に適用可能な図7の概略図とは異なって、動的シール28a、28bからおよびオルタネータの冷却部からライン62bを通じて回収したリークを、ポンプ26の入口ではなく、タービン29より下流の位置にライン63を通じて排出していることが認められる。

【0142】

図7および8の概略図で共通する他の要素については上記に説明していない。

【0143】

説明した様々な態様において、熱交換器かつ蒸発器は、例えば水滴下(water-trickle)タイプまたはチューブ・アンド・グリルタイプ、あるいは実に、熱水容器内にコイルを有するタイプの熱交換器であってよいことに留意されるべきである。

【0144】

凝縮器106は代表的にはプレート熱交換器またはチューブ・アンド・グリルタイプ熱交換器である。

【0145】

凝縮器106および/または熱交換器4もしくは108と関連付けられ、また、適当な場合には従来の熱交換器かつ蒸発器104および/または常套のモーター駆動ポンプ103aと協働するモーター駆動ターボポンプ5もしくは105を参照しつつ、本発明のシステムを様々な態様にて上述する。

【0146】

しかしながら、本発明は多数の構成要素を有するシステムに適用できる。

【0147】

伝統的には、再ガス化ターミナルは、モーター駆動HPポンプのバッテリを熱交換器かつ蒸発器のバッテリに1つまたは2つの高圧ラインにより接続しつつ、異なる機能をひとまとめにすることに基づいて構成される。用いるポンプおよび蒸発器の数はターミナルの予定送給速度に依存し、HPポンプからの送給部に位置する調整バルブおよびまた蒸発器より下流に位置する調整バルブも、パイプラインの入口における流量および圧力を調節するように機能する。

【0148】

モーター駆動HPポンプを始動させるには特別なシーケンスを要する。まず第1に、液体天然ガスを低圧にてモーター駆動ターボポンプに循環させることにより、モーター駆動ターボポンプを液体ガス温度に冷却する必要があり、この液体天然ガスはその後、運転中にポンプにて液体中に気泡が存在してキャビテーションが起こることを回避するために所定の収集回路に回収する。バージバルブ3V3を使用するのはこの冷却シーケンスである(図10を参照のこと)。続く始動の間、およびハンマー作用を避けるべくポンプ流体中で急激な圧力上昇が起こることを回避するために、ポンプの送給部から流れのフラクションを取り出して、より高圧に適合するもう1つの収集回路に再循環させる。本発明に関して、図1～4の様々な態様にて説明したように、冷却回路に関連付けられたバージポンプ3V2bもモーター駆動ターボポンプ5もしくは105と一緒に使用される。

【図面の簡単な説明】

【0149】

【図1】本発明の第1の態様における液化ガス用圧縮器-蒸発器システムの全体概略図である。

【図2】本発明の第2の態様における液化ガス用圧縮器-蒸発器システムの全体概略図である。

【図3】本発明の第3の態様における液化ガス用圧縮器-蒸発器システムの全体概略図で

10

20

30

40

50

ある。

【図4】本発明の第4の態様における液化ガス用圧縮器・蒸発器システムの全体概略図である。

【図5】本発明に従って液化ガス圧縮器・蒸発器システムにて使用できるモーター駆動ターボポンプの例の軸方向概略断面図である。

【図6】本発明に従ってモーター駆動ターボポンプで使用するのに適切な中央電気機械の例を示す軸方向概略断面図である。

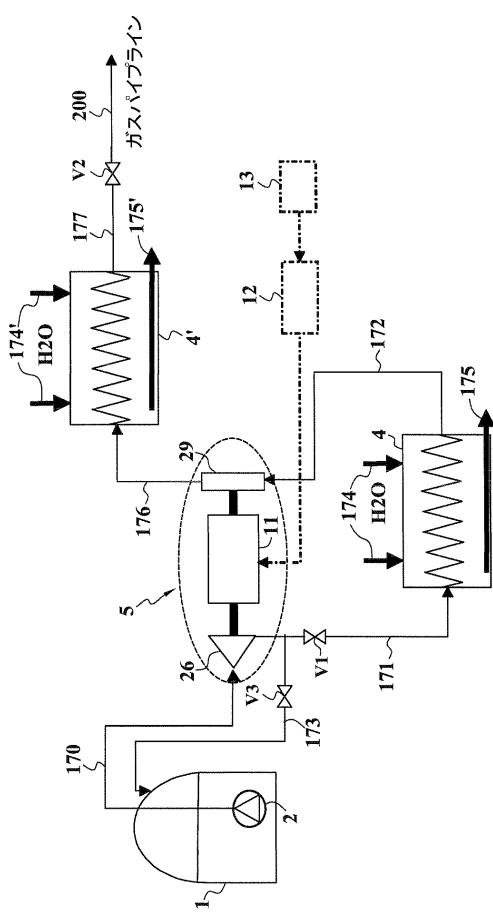
【図7】図1の態様の場合に使用されるモーター駆動ターボポンプにおける流体の循環を示す概略図である。

【図8】図2、3、4の態様の場合に使用されるモーター駆動ターボポンプにおける流体の循環を示す概略図である。 10

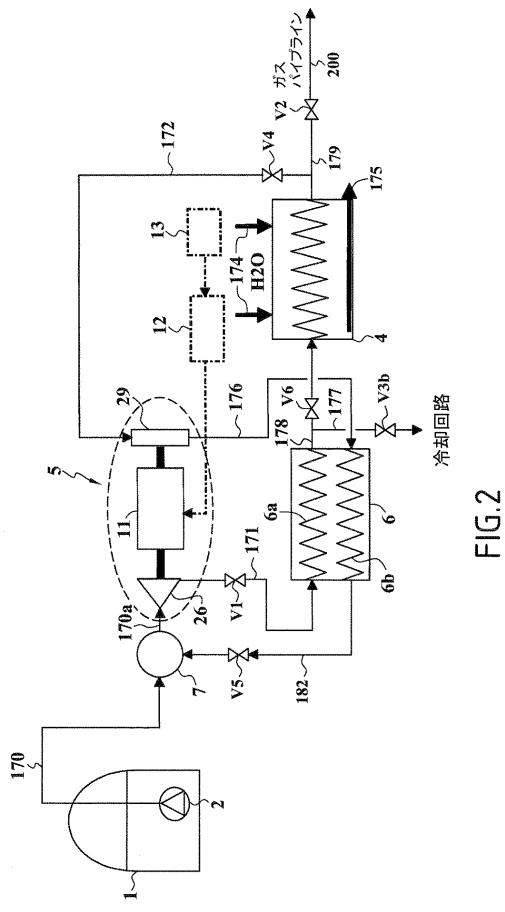
【図9】本発明の場合に使用されるモーター駆動ターボポンプの中央電気機械を制御する電力回路を構成する主要なモジュールを示すブロック図である。

【図10】従来の液化ガス圧縮器-蒸発器システムの例の概略図である。

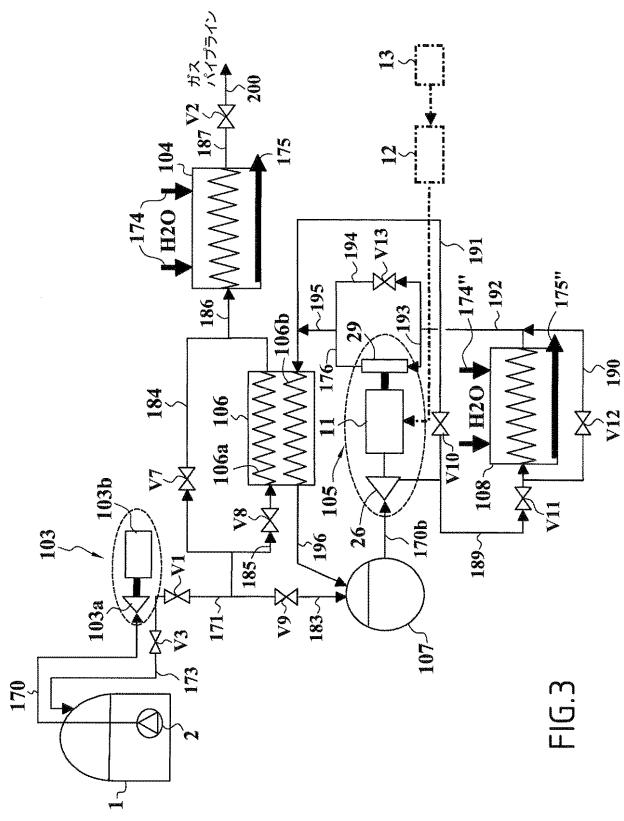
(义 1)



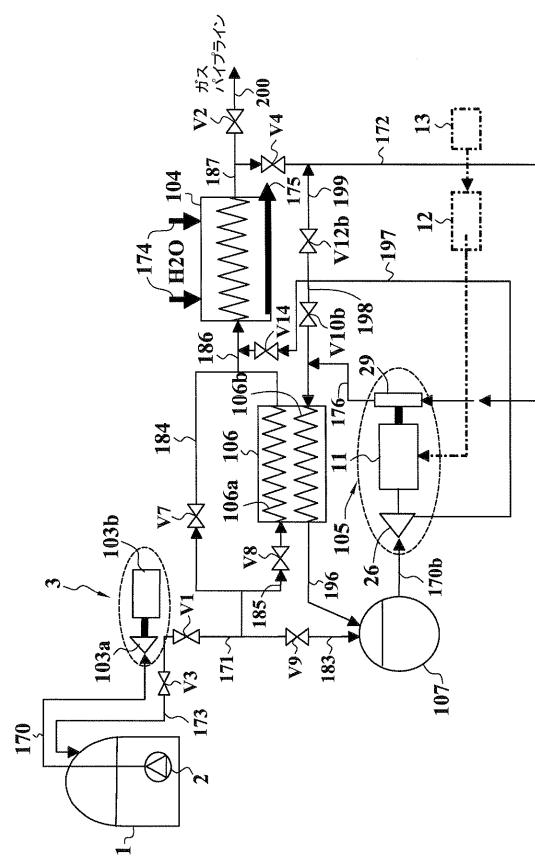
(四 2)



【 四 3 】



【 図 4 】



【図5】

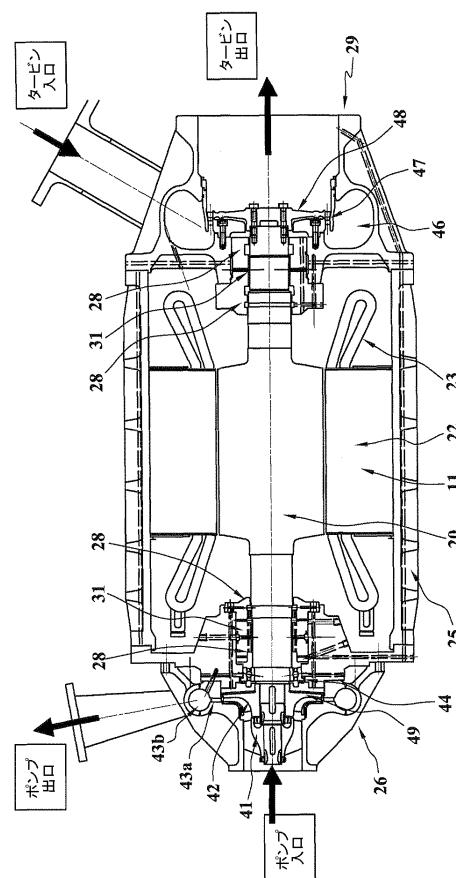


FIG. 5

【 図 6 】

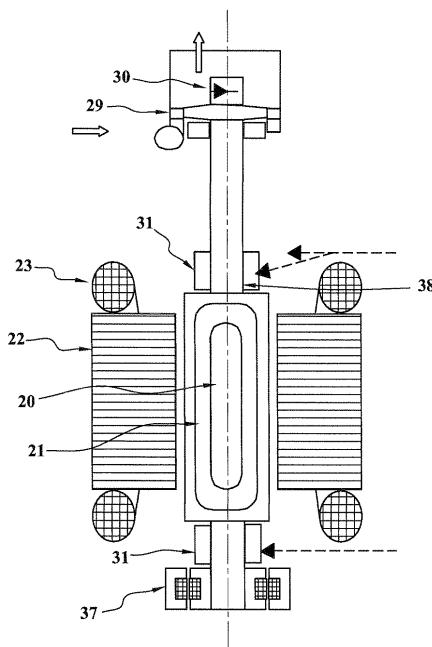
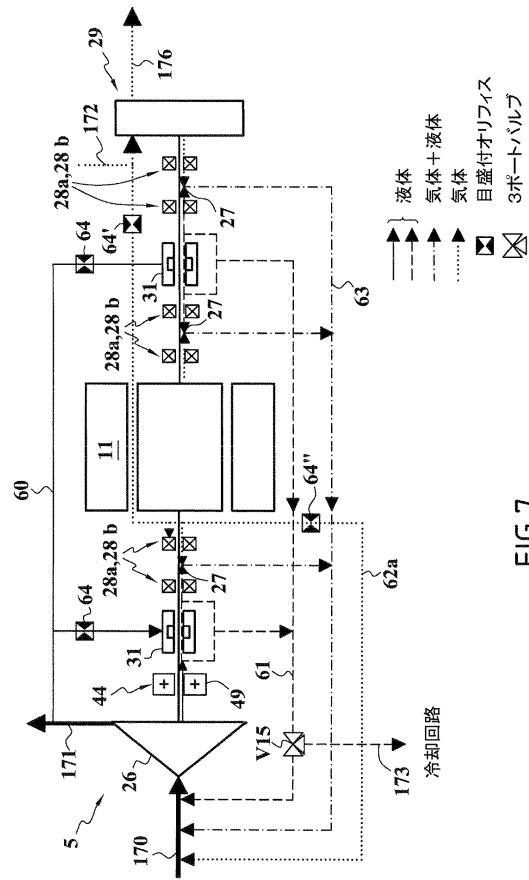
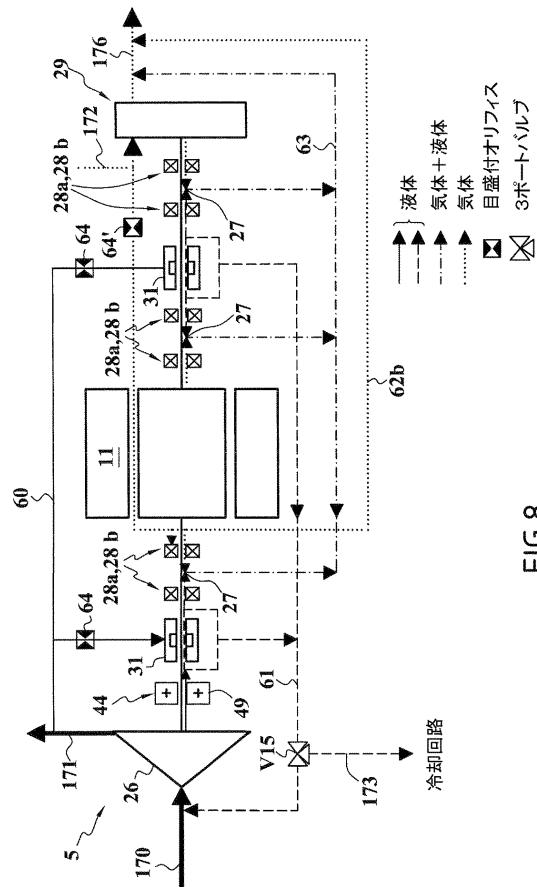


FIG.6

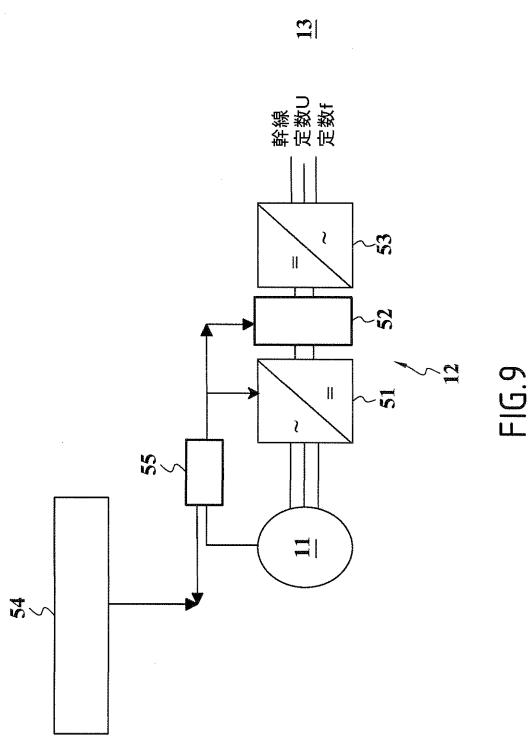
【図7】



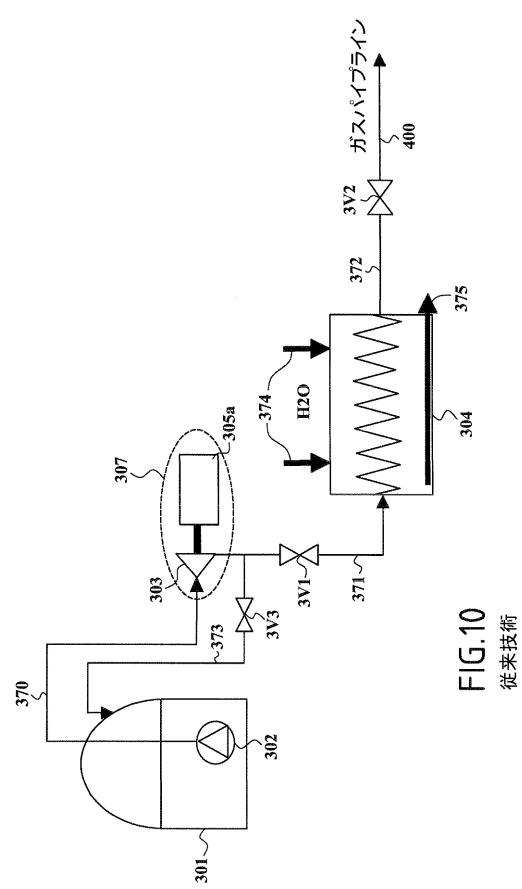
【図8】



【図9】



【図10】



フロントページの続き

(72)発明者 ダミアン・フェジエ

フランス 27200 ヴェルノン、リュ・イヴラン 40 番

(72)発明者 ノエル・マルシャル

フランス 27200 ヴェルノン、サント・ドゥ・ラ・フォス・ディアール 30 ピス 番

(72)発明者 フランソワ・ダンギイ

フランス 27510 トゥルニー、リュ・ドゥ・ラ・マール 19 テル 番

(72)発明者 オリヴィエ・ラニエル

フランス 76300 ソトヴィル・レ・ルアン、リュ・ウージェーヌ・ドゥラヴィル 17 番

F ターム(参考) 3E073 DB05 DC13 DC32

【外国語明細書】

A COMPRESSION-EVAPORATION SYSTEM FOR LIQUEFIED GAS

Field of the invention

The present invention relates to a compressor-evaporator system for liquefied gas contained in a tank, the system comprising extraction and pump means for extracting and delivering liquefied gas under low pressure outside the tank, high pressure pump means, evaporator means operating by heat exchange with a liquid, and means for conditioning and transferring gas to a gas pipeline.

The invention relates to the general field of methods of regassing liquefied gases, and in particular it relates to liquefied natural gas (LNG).

In practice, some of the natural gas that is extracted is liquefied in order to enable it to be conveyed in liquid form in tanker ships between production zones and zones where the gas is consumed. Such a gas transport system thus includes a liquefaction and storage terminal from which methane tankers are filled, and then take the liquefied gas to a terminal for storing it, putting it under pressure, and vaporizing it in order to feed gas via a gas pipeline to a terrestrial distribution network in the consumption zone. The consumption zone terminal is referred to as a regasification terminal.

State of the prior art

In order to pressurize and heat up to ambient temperature LNG that is initially in equilibrium in storage tanks of the terminal or in the tanker ships, with its vapor at a pressure slightly greater than atmospheric pressure, the state of the art has, until now, been as shown in Figure 10, consisting in using initially a low pressure motor-driven pump 302 immersed in the storage tank 301, and feeding a high pressure motor-driven pump 303 immersed in a buffer volume 307.

At the outlet from the high pressure pump 303, the liquid is sent to a heat exchanger and evaporator 304 which is either fed with water at ambient temperature when available in abundance (sea water, estuary water, ...)

5 where climatic conditions make that possible, or else is fed with hot water (that can be obtained by special-purpose combustion or by recovering heat losses from a nearby heat-generating machine), serving to raise the LNG to high pressure at ambient temperature prior to

10 injecting it into the gas pipeline 400. The motors 305a used for driving the high pressure pumps 303 are generally asynchronous squirrel-cage motors operating at a fixed and limited speed: a maximum of 3000 revolutions per minute (rpm) for three-phase alternating current (AC)

15 at 50 hertz (Hz), and 3600 rpm for AC at 60 Hz. That technology leads to pumps 303 presenting a large number of stages and having large dimensions. In particular, such technology constitutes a definite handicap for any off-shore application. Furthermore, high pressure pumps

20 303 require a large quantity of electricity, which represents the most expensive financial outlay in the cost of running the terminal.

Figure 10 is a diagram showing the principle of the prior art regasification method at a methane terminal.

25 The high pressure pumping function and the heating/vaporizing function are geographically grouped together at the terminal, and the number of transfer lines 370, 371, and 372 is restricted to one or two. The diagram shows only one piece of equipment per function,

30 and in addition the valve, regulation, and control equipments are not shown in order to facilitate understanding. Only three types of valve are shown in the diagram. A valve 3V1 is located at the delivery from an high pressure (HP) pump 303, and a valve 3V2 is

35 located at the inlet to the pipeline 400 acting as a discharge. The valves 3V1 and 3V2 contribute to adjusting flow rate and delivery pressure to the pipeline

400 over the lines 371 and 372. In practice, the valve 3V2 is in series with a stop valve or a check valve. Finally, a valve 3V3 enables LNG at low pressure to be recycled to the tank 301 or to a special circuit via a 5 line 373 for initial cooling purposes prior to starting the HP pumps 303. The LNG is extracted from the tank 301 by a low pressure (LP) motor-driven pump 302 and it is delivered to the inlet of the HP pumps 303, after which it passes through a heat exchanger and evaporator 304 10 prior to being injected in the form of gas under pressure into the pipeline network 400. Water is fed to the evaporator 304 via a feed circuit 374 and is evacuated by an evacuation circuit 375.

The presence of a cold source at very low 15 temperature and that needs to be heated in the industrial process constitutes an opportunity for extracting value, and numerous uses exist or have been proposed in prior publications or patents. By way of example, mention can be made of associating the terminal with refrigeration 20 installations or installations for liquefying industrial gases. Amongst all of the possible uses for the low temperature of LNG, the present description is limited to solutions for adapting the compression and heating and evaporation method in order to recover energy that can be 25 used directly by the terminal.

When considering the thermodynamic aspects of the 30 method, which method consists initially in increasing the pressure of the LNG by means of pumps, and secondly in increasing its temperature and its enthalpy by the heat exchangers and evaporators, two possible schemes can be identified for recovering energy:

A first scheme consists, during pumping, in raising 35 the pressure of the liquid natural gas to a pressure that is higher than that required, and then in expanding it down to the pressure of the gas pipeline through a turbine serving to transform said fluid energy into mechanical energy. The energy balance is then positive

since the enthalpy recovered in the turbine by expanding the gas is greater than the additional energy that needs to be provided for pumping.

5 A second scheme consists in using the liquid natural gas as a cold source in a thermodynamic cycle that uses a hot source at ambient temperature or at a higher temperature.

Those various energy-recovery principles have constituted the subject matter in the past of numerous 10 patents or communications, such as, for example, the following patent documents: US 2 937 504, US 3 068 659, FR 2 133 683, CH 569 865, FR 2 300 216, FR 2 318 590, US 4 444 015, EP 0 470 532, and also the article XP-003 079414 (1981) by J. Ribesse (Distrigaz-Belgium) 15 entitled "Cycles de récupération des frigories contenues dans le gaz naturel liquéfié" [Cycles for recovering the frigories contained in liquefied natural gas].

Those documents set out essentially to describe the principle of energy recovery cycles, and in general they 20 do not give an example that could constitute a concrete application.

US patent No. 5 678 411 describes an application 25 that is more precise, with a turbopump used in a device implementing natural gas evaporation in a heat exchanger fed with sea water, the turbine providing drive power to the pump from the partial expansion of the gas vaporized by the heat exchanger. Nevertheless, the enthalpy of the gas is sufficient only to obtain an outlet pressure of 3 megapascals (MPa) to 6 MPa. That pressure is too low 30 for numerous gas pipelines, and in particular for the European network in which the feed pressure is close to 8 MPa, and can reach 10 MPa in certain applications. This comes from the characteristics of natural gas, which 35 is made up essentially of methane, having its critical point situated at 4.596 MPa and 190.5 kelvins (K). The enthalpy difference in adiabatic expansion between 15 MPa, 273 K, and 10 MPa (thus close to the critical

point) is less than the power required for compressing the liquid from 0.5 MPa to 15 MPa.

To avoid that problem, US patent No. 5 649 425 heats the natural gas upstream from the turbine to above ambient temperature by means of a burner running on natural gas and air. Such heating enables more enthalpy to be recovered in the turbine and thus compensates for the pumping energy, but at the price of the economic loss represented by the gas that is burnt, and also by the electrical power used in a high pressure pump. That US patent No. 5 649 425 proposes a second solution: the pump is a two-stage pump (or a pump having two groups of stages) with the entire flow of LNG passing through the first pump stage, and with a fraction of the main flow then being raised to a higher pressure, then heated and vaporized in the heat exchanger to drive the turbine. The flow of LNG coming from the first stage is used for auxiliary functions, such as feeding a power station, for example.

That solution can be used only insofar as the gas terminal is coupled to a power station to which it can deliver gas at two pressure levels.

High pressure pumps also present the following disadvantages:

a) they are driven by non-regulated squirrel-cage asynchronous motors revolving at relatively low speed (3000 rpm to 3600 rpm) and they require a large number of stages (typically ten to 20) to achieve the required pressure rise;

b) such a pump arrangement having a large number of centrifugal stages leads to machines of large dimensions (typically 6 meters (m) tall) that are expensive, heavy, and bulky, and that are also relatively intolerant to any increase in the pressure in gas pipelines, should the need arise;

c) they are limited in flow rate by the power limitation of such motors (1 megawatt (MW) to 2 MW) and

they need to be used in parallel in order to deliver gas at the rate required from the terminal; and

5 d) their motors are not regulated and their gas flow rate can be servo-controlled only by means of throttle valves located on the delivery outlet, and that technique is very penalizing in terms of electricity consumption.

Object and brief description of the invention

10 The invention seeks to remedy the above-mentioned drawbacks and to make it possible to reduce or even eliminate the electricity consumption of a regasification LNG terminal.

15 The invention thus seeks to provide global and economically viable solutions for regasification LNG terminals enabling them to reduce or even eliminate electricity consumption, or possibly even become producers of electricity, while simultaneously remedying the above-mentioned drawbacks of existing systems. The invention is also well adapted to particular 20 configurations in which the terminal is coupled to a power station using thermal machines, with the heat losses from the power station being recovered and transferred to the heat exchangers and evaporators of the terminal. The invention is also applicable to any 25 industrial process implementing compression and heating to ambient temperature of a liquefied gas.

30 These objects are achieved by a compressor-evaporator system for liquefied gas contained in a tank, the system comprising extraction and pump means for extracting and delivering liquefied gas under low pressure outside the tank, high pressure pump means, evaporator means operating by heat exchange with a liquid, and means for conditioning and transferring gas to a gas pipeline, the system being characterized in that 35 it comprises at least one turbomachine constituted by a motor-driven turbopump comprising a rotary assembly having very high bending stiffness on a common shaft

line, with at least one high pressure pump comprising an axial suction stage and at least one centrifugal wheel, a turbine, and a central electrical machine capable of being used in motor mode or in generator mode and situated between the high pressure pump and the turbine, said motor-driven turbopump being arranged in compact manner inside a rigid casing that presents static seals only with the surrounding medium, the rotary assembly of the motor-driven turbopump being adapted to present a high speed of rotation, greater than 12,000 rpm, while remaining outside the excitation ranges of critical speeds of rotation, all of the internal portions of the motor-driven turbopump being immersed in a cryogenic fluid that is the same as the liquefied gas contained in the tank, the internal cavities of the motor-driven turbopump that are under different thermodynamic conditions being separated by contactless dynamic seals, and electronic power circuits connected to an electricity network serving to control the central electrical machine in motor mode or generator mode.

Advantageously, the speed of rotation of the rotary assembly of the motor-driven turbopump is several tens of thousands of revolutions per minute (rpm), and preferably lies in the range 20,000 rpm to 40,000 rpm.

Various embodiments are possible, and in particular, in accordance with the invention, a motor-driven turbopump can be implanted either directly on the delivery line of the terminal, or in parallel between the outlet from a high pressure pump and a regasification heat exchanger.

In an advantageous particular embodiment, the system includes a first heat exchanger and evaporator interposed between the high pressure pump and the turbine to compress and to evaporate the liquefied gas used as the working fluid in the motor-driven turbopump.

The evaporator means may comprise said first heat exchanger and evaporator interposed between the high

pressure pump and the turbine, and a second heat exchanger and evaporator disposed between the turbine and the pipeline to be fed.

5 In a particular embodiment, the high pressure pump means comprise exclusively the high pressure pump of the motor-driven turbopump connected in series between the tank and the pipeline.

10 The system may include a buffer volume disposed at the inlet to the high pressure pump of the motor-driven turbopump.

15 In a particular embodiment, the system further comprises a condenser with a first circuit interposed between the outlet of the high pressure pump of the motor-driven turbopump and the first heat exchanger and evaporator, and a second circuit interposed between the outlet of the turbine of the motor-driven turbopump and the buffer volume, the second circuit being in heat exchange with the first circuit to reliquefy the gas leaving said turbine.

20 In another particular embodiment, the high pressure pump means comprise a motor-driven pump having its inlet connected to said extraction and pump means, and having its outlet connected to a first circuit of a condenser, the outlet from said first circuit being connected to the 25 inlet of a heat exchanger and evaporator whose outlet is connected to said pipeline, said buffer volume is in a branch connection connected to the outlet of said motor-driven pump, and the outlet from the turbine of the motor-driven turbopump is connected to the inlet of a second circuit of the condenser, the outlet from said second circuit being connected to said buffer volume, the second circuit being in heat exchange with the first circuit to reliquefy the gas leaving said turbine.

35 Advantageously, the means for evaporation by heat exchange with a liquid comprise means for introducing and evacuating a liquid constituted by water at a temperature that is not less than ambient temperature.

Similarly, the first heat exchanger and evaporator interposed between the high pressure pump and the turbine includes means for introducing and evacuating a liquid constituted by water at a temperature that is not less
5 than ambient temperature.

In a possible embodiment, the motor-driven turbopump includes hydrostatic fluid bearings fed with a fluid in the liquid and compressed state that is the same as the fluid available from the outlet of the high pressure pump
10 of the motor-driven turbopump.

The motor-driven turbopump may also include an active hydraulic device for balancing axial forces, which device is fed with a fluid in the liquid and compressed state that is the same as the fluid available from the
15 outlet of the high pressure pump of the motor-driven turbopump.

In a variant embodiment, the motor-driven turbopump includes an axial fluid abutment fed with a fluid in the liquid and compressed state that is the same as the fluid available from the outlet of the high pressure pump of
20 the motor-driven turbopump.

In another possible embodiment, the motor-driven turbopump includes active magnetic bearings and may also include a magnetic axial abutment.

25 In yet another possible embodiment, the motor-driven turbopump includes high speed ball bearings with ceramic balls.

Advantageously, the turbine of the motor-driven turbopump comprises a rotor of high-strength titanium
30 alloy of the TA6 V ELI or TA5 E ELI type or of light alloy of the aluminum-lithium type.

Similarly, the high pressure pump of the motor-driven turbopump comprises one or more impellers of high-strength titanium alloy of the TA6 V ELI or TA5 E ELI
35 type or of light alloy of the aluminum-lithium type.

In a particular embodiment, the central electrical machine of the motor-driven turbopump comprises a

permanent magnet rotor, the electronic power circuit delivering power at a frequency synchronous with the speed of rotation and at variable voltage in motor mode, and converting the variable voltage that is created in generator mode into a rectified constant voltage.

5 In another particular embodiment, the central electrical machine of the motor-driven turbopump has a one-piece rotor with an excitation coil fed by a rotary transformer and a rectifier diode bridge for regulating 10 the excitation of the electrical machine and for providing a constant voltage in generator mode and controlled torque in motor mode.

15 In yet another particular embodiment, the central electrical machine of the motor-driven turbopump includes a squirrel-cage rotor, the electronic power circuit delivering power at variable voltage and frequency in motor mode and converting the variable voltage that is created in generator mode into a rectified constant voltage.

20

Brief description of the drawings

Other characteristics and advantages of the invention appear from the following description of 25 particular embodiments of the invention given as examples, with reference to the accompanying drawings, in which:

- Figures 1 to 4 are overall diagrammatic views of a compressor-evaporator system for liquefied gas respectively in first, second, third, and fourth 30 embodiments of the invention;

- Figure 5 is a diagrammatic axial section view of an example of a motor-driven turbopump that can be used in a liquefied gas compressor-evaporator system in accordance with the invention;

35 - Figure 6 is a diagrammatic axial section view showing an example of a central electrical machine

suitable for use with a motor-driven turbopump in accordance with the invention;

- Figure 7 is a diagrammatic view showing the circulation of fluids in a motor-driven turbopump used in 5 the context of the embodiment of Figure 1;

- Figure 8 is a diagrammatic view showing the circulation of fluids in a motor-driven turbopump used in the context of the embodiments of Figures 2, 3, and 4;

10 - Figure 9 is a block diagram showing the main modules constituting the electronic power circuits for controlling the central electrical machine of a motor-driven turbopump used in the context of the present invention; and

15 - Figure 10 is a diagrammatic view of an example of a prior art liquefied gas compressor-evaporator system.

Detailed description of particular embodiments

The invention applies in particular to a regasification terminal for LNG and seeks to reduce or 20 even eliminate the electricity consumption of such a terminal by implementing a specific turbomachine referred to as a motor-driven turbopump (or MTP) suitable for application to various energy recovery cycles.

25 The invention relates to a compressor-evaporator system for liquefied gas which further comprises conventional means implemented to compress and heat and evacuate liquefied gas, i.e.: extraction and centrifugal pump means for delivering liquid gas at low pressure outside the tank; high pressure pump means and means for 30 evaporation by heat exchange with water at ambient temperature or with hot water; and means for conditioning and transferring gas to a gas pipeline.

35 The compressor-evaporator system of the invention includes additional means comprising at least one specific turbomachine associated with one or more heat exchangers and with fluid flow and control equipment for recovering energy in thermal or electrical form. The

additional turbomachine may be implanted either directly on the delivery line from the terminal going from the liquefied gas tank and leading to the pipeline, or in a parallel branch connection between the outlet from a high 5 pressure motor-driven pump and a regasification heat exchanger.

The additional turbomachine or motor-driven turbopump combines, on a single shaft line: a pump 26; an electrical machine 11 that can be used in motor mode or 10 in generator and that can be referred to equally well as an alternator; and a turbine 29; the electrical machine 11 being disposed centrally between the pump 26 and the turbine 29 (Figure 5).

The motor-driven turbopump is designed to be capable 15 of rotating at a speed that is very much higher than the speed of conventional high-pressure motor-driven pumps. The speed of rotation of a motor-driven turbopump is thus greater than 12,000 rpm and may advantageously be as high as several tens of thousands of revolutions per minute, 20 typically lying in the range 20,000 rpm to 40,000 rpm, where the speed merely needs to lie outside the excitation ranges for critical speeds of the motor-driven turbopump.

The motor-driven turbopump with its central 25 electrical machine 11 comprises a rotary assembly having very great stiffness in bending on a common shaft line and it is arranged in compact manner inside a rigid casing 25 that presents static seals only with the ambient medium (Figure 5).

All of the internal portions of the motor-driven 30 turbopump are immersed in a common cryogenic fluid in liquid or gaseous form coming from the tank of liquefied gas to be evaporated or of the same nature.

The pump portion 26 comprises an axial suction stage 35 41 adjacent to a first centrifugal wheel 42. One or more centrifugal wheels may be added to the first centrifugal wheel 42, where necessary. A vaned diffuser 43a and a

volute 43b or a vaned diffuser and a return channel serve to recover the kinetic energy of the fluid at the outlet from each centrifugal wheel. The successive centrifugal wheels are thus fed by the return channels. The pump 26 5 compresses the liquid gas introduced into the axial suction stage.

The turbine 29 comprises a pressurized gas inlet manifold 46, a vaned nozzle 47 for bringing the gas up to speed, and a rotor 48 for transforming the kinetic energy 10 of the gas into mechanical energy.

By way of example, the turbine 29 may be of the total admission axial type, in a one- or two-stage application, and it may be supersonic, transonic, or subsonic.

15 The turbine 29 may also be of the single-stage centripetal type.

The central electrical machine 11, which may also be referred to as an alternator, can operate in motor mode to deliver the additional power needed to enable the pump 20 26 to operate properly. The electrical machine 11 can also operate in generator mode to deliver any excess energy in the turbine-pump balance in the form of electricity. The electrical machine 11 is connected to electronic power circuits 12 which are connected to an 25 electricity network 13 for controlling the electrical machine in motor mode or in generator mode (Figures 1 to 4 and 9).

30 The electrical machine 11 comprises a stator magnetic circuit 22 and stator coils 23 (Figures 5 and 6).

The electrical machine 11 further comprises a rotor 20 presenting a peripheral speed that is high, typically of the order of 250 meters per second (m/s). The rotor 20 thus needs to be made using a technology that is 35 compatible with such a speed of rotation. By way of example, the rotor 20 may be constituted by a laminated squirrel-cage rotor. Under such circumstances, the

electronic circuits 12 deliver power at variable voltage and frequency in motor mode and, in generator mode, convert the varying voltage from the machine into a rectified constant voltage.

5 The rotor 20 secured to a shaft 38 may advantageously be made, as shown in Figure 6, in the form of a one-piece high-strength steel rotor with an excitation coil 21 fed by a rotary transformer 37 associated with rectifier diodes 30 so as to regulate the 10 excitation of the machine and provide a constant voltage in generator mode and a controlled torque in motor mode.

15 The rotor 20 may also have permanent magnets for providing power at a frequency that is synchronous with the speed of rotation and at a voltage that varies in motor mode, and for converting the varying voltage delivered by the machine in generator mode into a rectified constant voltage.

20 By integrating the electrical machine 11 on a common shaft 9 between the pump 26 and the turbine 29, a rotary assembly is obtained that presents a high level of bending stiffness, thus enabling the motor-driven turbopump to operate below its critical speed in bending up to a high speed of rotation of the order of several tens of thousands of revolutions per minute.

25 Advantageously, the rotor 48 of the turbine 29 and the impellers 41, 42 of the pump 26 are made of high-strength titanium alloy, e.g. of the TA6 V ELI or TA5 E ELI type, or of light alloy, e.g. of the aluminum-lithium type. Such use of alloys having a high value for the 30 ratio of elastic limit over density makes it possible to produce a one-piece motor-driven turbopump that is very compact because even with a delivery pressure of 10 MPa to 20 MPa, the rotary elements retain good mechanical strength and the number of stages can be greatly reduced, 35 both in the pump and in the turbine.

The rotary assembly of the motor-driven turbopump can be supported by two hydrostatic fluid bearings 31 (Figure 5).

When the motor-driven turbopump is fitted with fluid 5 bearings 31, dynamic seals 28 can be disposed between the pump 26, the fluid bearing 31 situated beside the pump 26, between said fluid bearing 31 situated beside the pump 26 and the electrical machine 11, between the electrical machine 11 and the fluid bearing 31 situated 10 beside the turbine 29, and between said fluid bearing 31 situated beside the turbine 29 and the turbine 29.

The casing 25 of the motor-driven turbopump is compact, very rigid, and, relative to the ambient medium, presents seals that are static only. The casing 25 is 15 designed to minimize thermal losses between the turbine 29 and the pump 26 while still keeping the bearings in alignment.

A rolling bearing 44 could optionally be provided to act as an emergency bearing and as an axial rotary 20 abutment that acts during the appearance of transients in the motor-driven turbopump so as to take up forces, particularly when the speed of rotation is too small for the pressures available in the motor-driven turbopump to enable forces to be balanced, or else in the event of a 25 breakdown.

Nevertheless, it should be observed that all of the internal portions of the motor-driven turbopump are immersed in the same cryogenic fluid in liquid or gaseous form, with the contactless dynamic seals 28 separating 30 the internal cavities that are under different thermodynamic conditions.

The dynamic sealing barriers 28 may be made up of labyrinth seals or simple floating ring seals, or of pairs of labyrinth seals or floating ring seals with 35 leakage recovery so as to confine the fluids in each of the internal cavities of the motor-driven turbopump.

The fluid bearings 31 are fed with liquid under high pressure taken downstream from the last centrifugal wheel of the pump 26.

5 The last centrifugal wheel(s) 42 of the pump 26 and the facing stator portion are of shapes that are designed in such a manner as to form one or two fluid flow constrictions 49, these constrictions being of section that is variable depending on the relative position between the rotor and the stator of the pump 26 and 10 constituting an axial balancer device enabling the local pressure field that opposes the resultant of the axial forces on the rotary assembly to be modified.

15 The internal ducts and the architecture of the motor-driven turbopump are designed in such a manner as to optimize the recirculation needed for feeding the fluid bearings 31, and the axial balancer device 49, while also cooling the electrical machine 11 and the evacuation of fluid to the pump inlet or to the circuit downstream from the turbine 29.

20 Where appropriate, the active axial balancer device 49 may be replaced by a fluid abutment fed with high pressure from the pump 26.

25 The fluid bearing 31, and where appropriate the fluid abutment, can be fed from an additional external source of the same fluid in the liquid and compressed state as the liquefied fluid coming from a main tank and that is to feed a pipeline. When the main fluid is LNG, the additional external source may be, for example, a regasification LNG terminal that has pressurized liquid 30 natural gas available. The fluid bearings 31 can be fed from the additional external source either permanently, or else only during transient operating stages of the motor-driven turbopump.

35 The electrical machine 11 can be cooled for example by circulating gas taken from the inlet of the turbine 29 and expanded to a pressure slightly greater than the pressure of the evacuation circuit, so as to maintain the

fluid in a thermodynamic state that is gaseous or slightly two-phase. This selection is intended to minimize losses by viscous friction in the airgap.

As mentioned above, the hydraulic balancer device 49 and the fluid bearings 31 are fed directly with liquid natural gas taken from the high pressure portion of the pump 26 via internal recirculations. The fluid bearings 31 may also be fed continuously from high pressure liquid or gas sources available at the terminal, or they may be fed from such sources merely before and during transient stages so long as the pressure delivered by the pump 26 is not sufficient.

The architecture proposed for the motor-driven turbopump makes it possible to condition all of its internal volumes with natural gas in liquid or vapor form so that its seals relative to the external surroundings are purely static. The pump 26, the fluid bearings 31 and possibly also the electrical machine 11 are in a liquid environment, while the other internal volumes are in a gaseous environment. Each cavity presenting a different pressure or a different quality of fluid between adjacent cavities is confined by the dynamic seals 28 implemented as labyrinth type seals or as floating ring type seals, thereby minimizing leaks and ensuring that the machine does not suffer wear by friction contact. The dynamic seals 28 are mounted singly or in pairs, depending on requirements, and when in pairs, the low pressure leaks are collected between each pair of sealing seals and wherever possible evacuated to downstream from the turbine 29 or reincorporated to the inlet of the pump 26.

In a variant, the electrical machine 11 may be cooled by circulating a fluid in the liquid phase. Under such circumstances, since the electrical machine is operated in a temperature environment of less than 150 K, its performance is improved. The stator of the

electrical machine 11 is then lined in such a manner as to minimize liquid friction losses in the airgap.

In another possible embodiment, the hydrostatic fluid bearings 31 can be replaced by active magnetic 5 bearings. Such bearings are completely insensitive to wear and thus give the motor-driven turbopump a very long lifetime.

Under such circumstances, the hydraulic device 49 for balancing the axial forces acting on the rotary 10 assembly of the motor-driven turbopump can also be replaced by an active axial magnetic abutment.

For an application to LNG and when the motor-driven turbopump is fitted with magnetic bearings, the active magnetic bearings and the electrical machine 11 is 15 conditioned in natural gas in the liquid or gaseous state, and the dynamic seals 28 are reduced to two, one situated between the pump 26 and the bearing situated beside the pump 26, and the other between the turbine 29 and the bearing situated beside the turbine 29.

20 With fluid bearings or magnetic bearings that present particularly low bearing stiffnesses, it is possible to have a speed of rotation in stabilized normal operation that is situated, for example, between the first two modes of the bearings and the first critical 25 speed in bending of the rotary assembly.

In the motor-driven turbopump of the invention, the pump 26 is used for compressing a liquid fluid at low 30 temperature, such as liquefied natural gas, and the turbine 29 provides mechanical energy to the pump 26 by expanding the same fluid when in the gaseous state.

The electrical machine 11 provides additional mechanical energy to the pump 26 if the turbine 29 does not provide enough, or on the contrary it evacuates the excess energy from the turbine 29 by producing electrical 35 power.

As shown in Figure 9, the electrical machine 11 is controlled in motor mode or in generator mode by

electronic power circuits 12 connected to an electricity network 13 of frequency f and of nominal voltage U that are determined.

5 The electronic circuits 12 may comprise a rectifier 51, a voltage converter 52, and an inverter 53 interposed between the electrical machine 11 and the electrical power supply network 13.

10 The set of circuits 12 serves to manage power transfer in both directions from the motor-driven turbopump to the network 13 when operating in generator mode, and from the network 13 to the motor-driven turbopump when operating in motor mode. Circuits 55 servo-control the torque and the speed of rotation of the electrical machine 11 and are connected to the machine, 15 to the rectifier 51, and to the voltage converter 52. The electronic power circuits 12 also include circuits 54 for controlling various valves associated with the motor-driven turbopump.

20 The motor-driven turbopump can be operated at an appropriate speed regardless of the energy balance between the pump 26 and the turbine 29: when the balance is in favor of the turbine 29, the electronic circuits divert excess power to the local network 13 by adapting its voltage and frequency characteristics, and conversely 25 they deliver the appropriate frequency and voltage characteristics to the motor 11 in the event of the pump 26 requiring more power than is available from the turbine 29. The device is thus entirely capable of controlling transients on starting or stopping the motor- 30 driven turbopump and of ensuring that the system operates properly. The electronic circuits are adapted to the particular technology chosen for the electrical machine 11.

35 When the electrical machine 11 is of the variable excitation type, then the electronic circuits can be very simple. The constant voltage delivered at the outlet of

the electrical machine 11 enables the voltage converter module 52 to be omitted.

When the electrical machine 11 is of the squirrel-cage or permanent magnet type, the voltage converter module 52 is necessary and a rotor position sensor is also necessary for controlling phasing in motor mode or in generator mode.

There follows a description with reference to Figures 1 to 4 of an application of the above-described motor-driven turbopump to various types of cycles for recovering energy from a regasification terminal having a liquefied gas tank 1 with a low pressure motor-driven pump 2 installed therein to deliver liquefied gas to the inlet of a high pressure pump via a line 170 (Figures 1, 3, and 4), or 170, 170a (Figure 2).

For the cycle shown in Figure 1, the single high-pressure motor-driven pump used is constituted by the high-pressure pump 26 of the motor-driven turbopump 5 as described above. The pump 26 is then designed to deliver pressure higher than the pressure needed for feeding the gas pipeline 200. The gas coming from the tank 1, after being vaporized and heated to ambient temperature in a first heat exchanger and evaporator 4, can thus be expanded in the turbine 29 down to the inlet pressure for the pipeline 200, thereby delivering mechanical energy which reduces the energy that the electric motor 11 needs to supply for driving the pump 26, since the change in enthalpy per pressure unit in the gaseous state is greater than that in the liquid state.

The gas delivered by the turbine 29 is at a temperature below ambient so it needs to be subjected to additional heating by passing through a second heat exchanger 4' operating with water at ambient temperature (sea water or river water), delivered by a circuit 174' and evacuated by a circuit 175'.

It is possible to introduce hot water into the circuit 174 for introducing water to the first heat

exchanger and evaporator 4, e.g. water at a temperature of about 40°C to 50°C, obtained by recovering heat losses from nearby plant producing electricity or from some other co-generation source, so as to increase the 5 temperature at the inlet to the turbine 29, with the hot water being evacuated normally from the heat exchanger and evaporator 4 by the water evacuation circuit 175. When using hot water, the second heat exchanger 4' situated downstream from the turbine 29 can be omitted 10 and the energy produced by the turbine 29 is greatly increased. Such a configuration makes it possible for the energy delivered by the turbine 29 to supply all of the energy required for pumping, and even to provide a positive balance enabling the alternator 11 to operate as 15 a generator.

In Figure 1, there can be seen a regulation valve V1 situated on the delivery line 171 from the high pressure pump 26 leading to the inlet of the heat exchanger and evaporator 4. The outlet from the heat exchanger and 20 evaporator 4 is connected by a line 172 to the inlet of the turbine 29. The outlet of the turbine 29 is connected by a line 176 to the inlet of the second heat exchanger and evaporator 4'. The outlet therefrom is connected to a line 177 leading to the pipeline 200 and 25 having a valve V2 situated therein for isolating the pipeline from the compressor-evaporator system constituting a pressure regulator.

A valve V3 is situated in a cooling line 173 connected in parallel to the outlet from the high 30 pressure pump 26 and returning to the tank 1.

In the embodiment shown in Figure 1, the motor-driven turbopump 5 is always associated with a first heat exchanger and evaporator 4 situated upstream from the turbine 29 and downstream from the pump 26, and where 35 appropriate it is also associated with a second heat exchanger and evaporator 4' situated downstream from the turbine 29.

The embodiment of Figure 1 makes it possible to avoid installing a complex system for distributing flows to each turbine 29 of a motor-driven turbopump 5. There is no need to provide the high pressure pump 26 with equipment for cooling or recycling in addition to the equipment that already exists. On the contrary, the presence of the electronic power regulation circuits 12 enables the speed of the motor-driven turbopump 5 to be regulated so that, where appropriate, the regulation valve V1 situated at the delivery from the high pressure pump 26 to the line 171 can be omitted.

Figure 7 shows the arrangement of the various components and the paths followed by the flows inside a motor-driven turbopump 5 implemented in the context of the application shown in Figure 1.

In Figure 7, it can be seen that the dynamic seals form double barriers 28a, 28b and define cavities 27 between dynamic seals from which leaks through the dynamic seals can be collected via a line 63 which then reinjects the fluid recovered from the cavities 27 into the inlet of the HP pump 26.

In Figure 7, reference 60 designates a line feeding the fluid bearings 31 with natural gas in the liquid state taken from the outlet of the last centrifugal wheel of the pump 26, or where appropriate, taken directly from a high pressure liquid line of the terminal in which the tank 1 is located. The rate at which the fluid bearings 31 are fed is determined by calibrated orifices 64. The liquid natural gas is collected at low pressure from the outlet of the fluid bearings and is reinjected to the inlet of the pump 26 by a line 61.

The cooling flow of the electrical machine 11 is taken from the inlet to the turbine 29, expanded through a calibrated orifice 64', and subjected to additional expansion through a second calibrated orifice 64" situated at the outlet from the electrical machine 11

prior to being reinjected by a line 62a into the inlet of the pump 26.

Figure 7 also shows a three-port valve V15 situated in the circuit 173 for cooling the fluid bearings 31.

5 The fluid bearings 31 can be fed and the electrical machine 11 can be cooled via ducts pierced through the casings of the motor-driven turbopump or via external pipework.

10 When a hydraulic device 49 is used for balancing the axial forces exerted on the rotary assembly of the motor-driven turbopump 5, that device is provided with calibration devices on the flow traveling over the back of the balancing plate for the purpose of adapting the pressure field so as to cancel the resultant of the 15 forces.

Figure 2 shows another example of an energy recovery cycle in which, as in the cycle of Figure 1, a conventional high pressure motor-driven pump 303 of a terminal (as shown in Figure 10) is replaced by a motor-20 driven turbopump 5. However, in the Figure 2 embodiment, the pressure at the outlet from the high pressure pump 26 of the motor-driven turbopump 5 is not increased. A fraction of the fluid flow passing through the pump 26 is taken from the outlet of the heat exchanger and 25 evaporator 4 and conveyed via a line 172 fitted with an isolator valve V4 to the turbine 29 in order to be expanded to low pressure in said turbine 29 prior to being evacuated via a line 176 in order to pass through another heat exchanger 6 acting as a condenser. The 30 reliquefied fluid from the circuit 6b of the heat exchanger and condenser 6 is reinjected in liquid form by a line 182 fitted with an isolator valve V5 into a volume 7 that serves to eliminate any bubbles that might remain in the condensate and that is situated at the inlet to 35 the high pressure pump 26.

The main flow of liquefied gas taken by the HP pump 26 from the line 170a connecting it to the volume 7 flows

on leaving said pump in a line 171 fitted with a regulation valve V1 and passes through a circuit 6a of the condenser 6. The outlet flow from the circuit 6a of the condenser 6 is taken by a line 178 fitted with an 5 isolator valve V6 to the inlet of the heat exchanger 4 using water at ambient temperature (introduced via the circuit 174 and evacuated by the circuit 175). The flow of liquid passing through the circuit 6a of the condenser 6 acts as a cold source enabling the circuit 6b to 10 condense the fluid flowing in the line 176 at the outlet from the turbine 29.

As in the embodiment of Figure 1, it is possible to couple the circuit 174 from the heat exchanger 4 for heating to ambient temperature to a source of hot water 15 of the co-generation type in order to increase the temperature at the inlet to the turbine 29 and thus increase the energy recovered in the turbine.

At the outlet from the circuit 6a of the condenser 6, a line 177 having a cooling valve V3b serves to feed a 20 cooling circuit.

The outlet from the heat exchanger and evaporator 4 is connected by a line 179 fitted with an isolation valve V2 to a gas pipeline 200.

Valves V4 and V5 serve to isolate the circuit 25 comprising the turbine 29 and the condenser 6. The valve V4 situated in the line 172 also makes it possible to regulate the flow of fluid conveyed to the turbine 29.

It should be observed that the reincorporator of the terminal (not shown in the diagrams) for the purpose of reintroducing a small quantity of recompressed evaporated 30 natural gas, known as "boil-off gas", into the feed line of an HP pump could also be used to replace the buffer volume 7.

In order to ensure satisfactory starting conditions 35 for the HP pump 26, the cold fluid side of the condenser 6 must initially be cooled to the temperature of liquid natural gas. The HP pump portion 26 is also cooled by a

fluid flow that is established by opening the valve V3b, while the valve V6 is closed so as to isolate the evaporator 6 (cf. Figure 2). The motor-driven turbopump 5 is started by the alternator 11 operating in motor mode 5 under the control of the electronic circuit 12, thus serving to cause pressure to rise progressively. The valves V4 and V5 are opened progressively in order to drive the turbine 29. The flow conveyed to the turbine 29 is regulated by the valve V4 which also acts as a 10 regulation valve. When stopping the pump, the valve V4 can be closed in order to stop feeding the turbine 29, after which the motor 11 can be stopped.

The presence of electronic circuits 12 for controlling and regulating the motor-driven turbopump 5 15 makes it possible to envisage omitting the regulation valve V1 situated in the delivery from the HP pump 26.

The assembly comprising the motor-driven turbopump 5 and the condenser 6 can advantageously be grouped together on a common platform so as to minimize the 20 liquid transfer line and simplify isolation of cold zones (thermal lagging or cold boxes).

Figure 3 shows another example of a cycle implementing a motor-driven turbopump 105 in accordance with the invention.

25 In this embodiment shown in Figure 3, a conventional high pressure motor-driven pump 103 analogous to the motor-driven pump 303 of Figure 10 continues to be used, comprising a high pressure pump 103a driven by a motor 103b that may be a conventional electric motor.

30 In the embodiment of Figure 3, which includes a motor-driven pump 103 of an existing terminal, a low head loss regulation valve V7 is inserted in the high pressure line 184, 186 connecting the outlet line 171 from the high pressure pump 103a to a conventional heat exchanger 35 and evaporator 104 whose outlet is connected to a gas pipeline 200 via a line 187 that is fitted with an isolation valve V2. The heat exchanger and evaporator

104 comprises in conventional manner a water inlet circuit 174 and a water outlet circuit 175.

In parallel with the line 184 fitted with the low head loss regulation valve V7, a line 185 also fitted 5 with a regulation valve V8 is connected to a circuit 106a of a condenser 106, with the outlet from the circuit 106a being connected to the inlet line 186 of the heat exchanger and evaporator 104.

10 The function of the valves V7 and V8 is to regulate the flow of liquefied gas taken to the circuit 106a of the condenser 106.

The valve V8 also makes it possible to isolate the condenser 106 from the emission circuit of the terminal and it is used for setting up the energy recovery loop.

15 If the terminal cannot accept any additional head loss on the emission line 171, it is possible to replace the valve V7 by a circulator pump implanted in the line 185 leading to the condenser 106, with the flow rate through the condenser then being regulated by controlling the 20 valve V8 and/or the circulator pump.

In the embodiment of Figure 3, the energy recovery loop includes a motor-driven turbopump 105 of the above-described type, a heat exchanger and evaporator 108 using hot water or water at ambient temperature, the "hot" 25 circuit 106b or compartment of the condenser 106 and a buffer volume 107 situated upstream from the pump 26, the pipework for transferring fluid, and the various valves for ensuring that the loop operates properly. The recovery loop operates in a closed cycle.

30 The fluid introduced into the energy recovery loop is taken from the emission line of the terminal, downstream from the high pressure pump 103a by means of a line 183 fitted with a valve V9 that feeds the volume 107.

35 The heat exchanger and evaporator 108 possesses a circuit 174" for feeding it with water at ambient temperature or at a slightly higher temperature delivered

by a co-generation source that is available nearby, with the water being evacuated by a circuit 175".

The fluid delivered by the volume 107 through the line 107b is admitted as a liquid to the inlet of the 5 pump 26 of the motor-driven turbopump 105, is pressurized by said pump 26, and then vaporized and reheated in the water heat exchanger 108 to ambient temperature or to a higher temperature if hot water is used at the inlet 174" of the heat exchanger and evaporator 108. The fluid 10 flowing in the lines 192, 193 is then expanded in the turbine 29 where it delivers more mechanical energy than is required for pumping purposes. The fluid leaving the turbine 29 via the lines 176, 195 is then liquefied at low pressure in the circuit 106b of the condenser 106 and 15 is then recycled by a line 196 into the volume 107 placed at the inlet to the pump 26.

The excess mechanical energy is transformed into electricity by the electrical machine 11 operating in generator mode and it can be delivered to the terminal or 20 to the local electricity network.

In the embodiment of Figure 3, the implementation of the energy recovery loop essentially comprising the motor-driven turbopump 105, the heat exchanger and evaporator 108, and the condenser 106 can be as follows:

25 The terminal in which the tank 1 is situated operates conventionally without recovering energy, while the valve V7 is open and the valve V8 is closed. To enable the energy recovery loop to operate, the first step consists in activating the valves V7 and V8 so as to 30 establish a flow of liquid natural gas through the cold compartment 106a of the condenser 106, the valve V8 being opened slowly as to ensure that the condenser 106 cools progressively.

35 The following step consists in filling the energy recovery loop by opening for natural gas the valve V9, while the valve V11 situated in the line 189 at the inlet to the heat exchanger 108 is closed and the valve V10

situated in the line 191 is open. The evaporation that results from cooling is evacuated to the collection circuit for cooling the terminal, the valve V9 being closed again if the pressure in the volume becomes too great. When there is enough liquid in the volume 107, the motor-driven turbopump 105 can be activated in motor mode, pumping at very low speed so as to establish liquid circulation through the pump. During this period, the leaks from the fluid bearings 31 are collected and evacuated via a three-port valve V15 (see Figure 8) to a low pressure collector circuit so as to establish fluid flow through the bearings and thus cool them. At the end of this sequence, the pump portions and the bearings of the motor-driven turbopump 105, and also the hot compartment 106b of the condenser 106 are at liquid gas temperature, and the buffer volume 107 is filled with a quantity of liquid that is sufficient to ensure proper operation of the loop. The valve V9 is then closed as is the valve V15 for evacuating bearing leaks to the terminal, and the loop is again isolated from gas emission.

The third step consists in starting the motor-driven turbopump 105 in motor mode using the electronic circuits 12, the valve V11 being open and the valve V10 closed so as to feed the turbine 29, which takes over progressively from the motor and goes on to deliver energy in excess of the needs of the pump 26, enabling the machine to switch into generator mode.

The energy recovery loop possesses a bypass valve V12 in the line 190 for bypassing the heat exchanger and evaporator 108 so as to enable the temperature at the inlet to the turbine 29 to be adjusted and consequently adjust the temperature at the outlet from the condenser 106, and it also includes a valve V13 bypassing the turbine 29 to divert all or some of the flow to a line 194, making it possible for the motor-driven turbopump 105 to be stopped in an emergency in the event of the

generator or its electronics breaking down, and if necessary making it possible to regulate the speed of the motor-driven turbopump 105. Advantageously, the electronic power circuits can also serve to regulate the 5 speed of the motor-driven turbopump 105 without prejudice to performance since in this configuration the entire pump flow passes through the turbine 29.

The loop is stopped by closing the valve V11 and opening the valve V10, with the turbine 29 of the motor- 10 driven turbopump 105 then being fed only by the volume of gas contained in the heat exchanger and evaporator 108 and the line upstream therefore stopping progressively. If an emergency stop is necessary, it can be activated by opening the valve V13.

15 The portion 26 of the motor-driven turbopump 105, and the buffer volume 107, the condenser 106, and the liquid lines are contained in a cold box or lagged so as to avoid heat losses and so as to enable the recovery loop to be paused while full of fluid but not in 20 operation. Advantageously, the volume 107, the motor-driven turbopump 105, the condenser 106, and the valve equipments can be integrated in a common platform.

25 Figure 4 shows yet another example of a cycle implementing a motor-driven turbopump 105 in accordance with the invention.

The solution shown in Figure 4 uses the same principle as that described with reference to Figure 5, while avoiding the use of an additional water heat exchanger such as the heat exchanger 108 in Figure 3.

30 As in the preceding embodiment, a fraction of the liquefied gas delivered by the terminal from a tank 1 is taken from the outlet of a traditional high pressure pump 103a upstream from a conventional evaporator 104 in order to be directed to a condenser 106 that is to act as a 35 cold source in an open energy recovery cycle using the same natural gas as that of the terminal.

In the embodiment of Figure 4, a fraction of the natural gas is taken from the outlet from the conventional heat exchanger and evaporator 104 of a terminal to be expanded in the turbine 29 of the motor-driven turbopump 105 from which the expanded gas then passes through the circuit 106b of the condenser 106 in order to be liquefied and then, after being reintroduced into the volume 107, to flow into the line 170b and be pressurized while in liquid form by the pump 26 of the motor-driven turbopump 105 and subsequently be reinjected by the line 200 and the isolation valve V14 either into the main flow from the terminal at the inlet of the heat exchanger and evaporator 104, or possibly into the flow taken from the pump 103a and acting as a cold source for the circuit 106a of the condenser 106. If the flow is fed to the condenser, then the pump 26 of the motor-driven turbopump 105 must deliver the same high pressure as the high pressure pump 103a of the terminal.

As described above, the solution presented in Figure 4 differs from that of Figure 3 by using the heat exchanger and evaporators 104 of the terminal for the energy recovery loop. It can easily be applied to an existing terminal by creating, in addition to the above modifications to the high pressure line (branch connection, valves V7 and V8), two additional interfaces, the first upstream from the heat exchanger and evaporators 104 to reintroduce the liquid natural gas coming from the motor-driven turbopump 105, and the second downstream from the same evaporators 104 to feed the turbine 29 of the motor-driven turbopump 105. The recovery loop then comprises the condenser 106, the motor-driven turbopump 105, and the upstream volume 107, together with the pipework and the valves shown in Figure 4, and justified by the above-described implementation.

When implementing the embodiment of Figure 4, as for the embodiment of Figure 3, the first step consists in

activating the valves V7, V8 in order to feed the circuit 106a of the condenser 106 with cold fluid.

The circuit comprising the buffer volume 107, the motor-driven turbopump 105, the pump portion 103a, and 5 the circuit 106b of the condenser 106 (hot side) is filled by opening the valve V9, the valves V4 and V14 being closed and the valve V10b in the line 198 being open. As above, the alternator 11 is set into operation at very low speed in motor mode so as to allow the pump 10 26 to be used as a fluid circulating pump and so as to cool down the "liquid" portion of the loop. During this stage, leaks from the fluid bearings 31 are evacuated as above via the valve V15 to a low pressure collecting circuit of the terminal.

15 When the circuits have been cooled sufficiently and the buffer volume 107 presents a sufficient quantity of liquid to enable the pump 26 to operate properly, the valves V10b and V9 are closed and the valve V4 at the inlet to the turbine 29 is opened progressively, and the 20 electrical machine 11 is activated in motor mode simultaneously in order to set the pump 26 into operation. The electrical machine 11 passes into generator mode as soon as the power delivered by the turbine 29 makes that possible, and the valve V14 is 25 opened when the pressure at the outlet from the pump 26 reaches the pressure existing at the inlet of the evaporators 104 of the terminal.

While operating in a loop, the temperature at the inlet to the turbine 29 can be adjusted by acting on the 30 extent to which the valve V12b in the line 199 is open. The speed of rotation of the motor-driven turbopump 105 is regulated by the electronic control circuits.

The recovery loop is stopped by closing the valve V4 feeding the turbine 29, and closing the valve V14 so as 35 to prevent high pressure liquid flowing in the reverse direction through the pump 26 via the line 197. Unlike the above-description solution, once the valve V4 has

been closed, there is no large volume of gas trapped upstream from the turbine 29, so there is no need to have a bypass around the turbine 29 for an emergency stop.

5 The buffer volume 107 is fitted with valve systems enabling the loop to be emptied and enabling excess gas to be evacuated towards the collector circuit of the terminal.

10 The solution of Figure 4 lends itself well to a configuration in which the condenser 106, the motor-driven turbopump 105, the volume 107, and the liquid-conveying equipment are integrated in a common platform.

15 Figure 8 shows how the various components of the motor-driven turbopump 5 or 105 and the flows therein are organized in the applications as described above with reference to Figures 2 to 4.

20 In Figure 8, unlike the diagram of Figure 7 applicable to the embodiment of Figure 1, it can be seen that the leaks collected from the dynamic seals 28a, 28b and from cooling the alternator via the line 62b are evacuated via the line 63 to a point downstream of the turbine 29 and not to the inlet of the pump 26.

Other elements common to the diagrams of Figures 7 and 8 are not described above.

25 In the various embodiments described, it should be observed that the heat exchanger and evaporators can be, for example, heat exchangers of the water-trickle type, or of the tube and grille type, or indeed of the type having a coil in a vessel of hot water.

30 The condenser 106 is typically a plate heat exchanger or a tube and grille type heat exchanger.

35 The system of the invention is described above in various embodiments with reference to a motor-driven turbopump 5 or 105 associated with a condenser 106 and/or a heat exchanger 4 or 108 and also co-operating where appropriate, with a traditional heat exchanger and evaporator 104 and/or a conventional motor-driven pump 103a.

Nevertheless, the invention is applicable to systems having a larger number of components.

Traditionally, regasification terminals are arranged on the basis of grouping together different functions 5 with batteries of motor-driven HP pumps connected by one or two high pressure lines to batteries of heat exchanger and evaporators. The numbers of pumps and evaporators involved depend on the delivery rate expected of the terminal, and the regulation valves situated at the 10 delivery from the HP pumps, and also those situated downstream from the evaporators, serve to adjust the flow rate and the pressure at the inlet to the pipeline.

Starting up a motor-driven HP pump requires a special sequence. Firstly the motor-driven pump must be 15 cooled to liquid gas temperature by circulating liquid natural gas therethrough at low pressure, which liquid natural gas is then recovered in a specific collector circuit in order to avoid the presence of bubbles of gas in the liquid and cavitation in the pump when in 20 operation. It is this cooling sequence that uses a purge valve 3V3 (cf. Figure 10). During subsequent starting, and in order to avoid pressure rising too suddenly in the pump fluid so as to avoid any hammer effect, a fraction 25 of the flow is taken from the delivery of the pump and recycled to another collector circuit compatible with the higher pressure. In the context of the present 30 invention, a purge pump 3V2b associated with a cooling circuit is also used with a motor-driven turbopump 5 or 105, as mentioned in the various embodiments of Figures 1 to 4.

CLAIMS

1. A compressor-evaporator system for liquefied gas contained in a tank (1), the system comprising extraction and pump means (2) for extracting and delivering
5 liquefied gas under low pressure outside the tank (1), high pressure pump means, evaporator means (4, 4'; 104) operating by heat exchange with a liquid, and means for conditioning and transferring gas to a gas pipeline (200),
10 the system being characterized in that it comprises at least one turbomachine constituted by a motor-driven turbopump (5; 105) comprising a rotary assembly having very high bending stiffness on a common shaft line, with at least one high pressure pump (26) comprising an axial
15 suction stage and at least one centrifugal wheel, a turbine (29), and a central electrical machine (11) capable of being used in motor mode or in generator mode and situated between the high pressure pump (26) and the turbine (29), said motor-driven turbopump (5; 105) being
20 arranged in compact manner inside a rigid casing (25) that presents static seals only with the surrounding medium, the rotary assembly of the motor-driven turbopump (5; 105) being adapted to present a high speed of rotation, greater than 12,000 rpm, while remaining
25 outside the excitation ranges of critical speeds of rotation, all of the internal portions of the motor-driven turbopump (5; 105) being immersed in a cryogenic fluid that is the same as the liquefied gas contained in the tank (1), the internal cavities of the motor-driven
30 turbopump (5; 105) that are under different thermodynamic conditions being separated by contactless dynamic seals (28), and electronic power circuits (12) connected to an electricity network (13) serving to control the central electrical machine (11) in motor mode or generator mode.
35
2. A system according to claim 1, characterized in that the speed of rotation of the rotary assembly of the

motor-driven turbopump lies in the range 20,000 rpm to 40,000 rpm.

3. A system according to claim 1 or claim 2,
5 characterized in that it includes a first heat exchanger and evaporator (4; 104; 108) interposed between the high pressure pump (26) and the turbine (29) to compress and to evaporate the liquefied gas used as the working fluid in the motor-driven turbopump (5; 105).

10 4. A system according to claim 3, characterized in that the high pressure pump means comprise exclusively the high pressure pump (26) of the motor-driven turbopump (5) connected in series between the tank (1) and the pipeline
15 (200).

20 5. A system according to claim 3 or claim 4, characterized in that the means for evaporation by heat exchange with a liquid comprise said first heat exchanger and evaporator (4) interposed between the high pressure pump (26) and the turbine (29), and a second heat exchanger and evaporator (4') disposed between the turbine (29) and the pipeline (200) to be fed.

25 6. A system according to any one of claims 1 to 3, characterized in that it further comprises a buffer volume (7; 107) disposed at the inlet to the high pressure pump (26) of the motor-driven turbopump (5; 105).

30 7. A system according to claim 3 and claim 6, characterized in that it further comprises a condenser (6) with a first circuit (6a) interposed between the outlet of the high pressure pump (26) of the motor-driven turbopump (5) and the first heat exchanger and evaporator (4), and a second circuit (6b) interposed between the outlet of the turbine (29) of the motor-driven turbopump

(5) and the buffer volume (7), the second circuit (6b) being in heat exchange with the first circuit (6a) to reliquefy the gas leaving said turbine (29).

5 8. A system according to claim 6, characterized in that the high pressure pump means comprise a motor-driven pump (103a, 103b) having its inlet connected to said extraction and pump means (2), and having its outlet connected to a first circuit (106a) of a condenser (106),
10 the outlet from said first circuit (106a) being connected to the inlet of a heat exchanger and evaporator (104) whose outlet is connected to said pipeline, in that said buffer volume (107) is in a branch connection connected to the outlet of said motor-driven pump (103a, 103b), and
15 in that the outlet from the turbine (29) of the motor-driven turbopump (105) is connected to the inlet of a second circuit (106b) of the condenser (106), the outlet from said second circuit (106b) being connected to said buffer volume (107), the second circuit (106b) being in
20 heat exchange with the first circuit (106a) to reliquefy the gas leaving said turbine (29).

9. A system according to claim 1, characterized in that the means (4, 4', 104) for evaporation by heat exchange with a liquid comprise means for introducing and evacuating a liquid constituted by water at a temperature that is not less than ambient temperature.
25

10. A system according to claim 3, characterized in that the first heat exchanger and evaporator (4; 104; 108) interposed between the high pressure pump (26) and the turbine (29) includes means for introducing and evacuating a liquid constituted by water at a temperature that is not less than ambient temperature.
30

35 11. A system according to any one of claims 1 to 10, characterized in that the motor-driven turbopump (5; 105)

includes hydrostatic fluid bearings (31) fed with a fluid in the liquid and compressed state that is the same as the fluid available from the outlet of the high pressure pump (26) of the motor-driven turbopump (5; 105).

5

12. A system according to claim 11, characterized in that the motor-driven turbopump (5; 105) includes an active hydraulic device for balancing axial forces, which device is fed with a fluid in the liquid and compressed state 10 that is the same as the fluid available from the outlet of the high pressure pump (26) of the motor-driven turbopump (5; 105).

13. A system according to claim 11, characterized in that 15 the motor-driven turbopump (5; 105) includes an axial fluid abutment fed with a fluid in the liquid and compressed state that is the same as the fluid available from the outlet of the high pressure pump (26) of the motor-driven turbopump (5; 105).

20

14. A system according to any one of claims 1 to 10, characterized in that the motor-driven turbopump (5; 105) includes active magnetic bearings.

25 15. A system according to claim 14, characterized in that the motor-driven turbopump (5; 105) includes a magnetic axial abutment.

30 16. A system according to any one of claims 1 to 10, characterized in that the motor-driven turbopump (5; 105) includes high speed ball bearings with ceramic balls.

35 17. A system according to any one of claims 1 to 16, characterized in that the turbine (29) of the motor-driven turbopump (5; 105) comprises a rotor (48) of high-strength titanium alloy of the TA6 V ELI or TA5 E ELI type or of light alloy of the aluminum-lithium type.

18. A system according to any one of claims 1 to 17, characterized in that the high pressure pump (26) of the motor-driven turbopump (5; 105) comprises one or more 5 impellers (41, 46) of high-strength titanium alloy of the TA6 V ELI or TA5 E ELI type or of light alloy of the aluminum-lithium type.

19. A system according to any one of claims 1 to 18, 10 characterized in that the central electrical machine (11) of the motor-driven turbopump (5; 105) comprises a permanent magnet rotor (21b), the electronic power circuit (12) delivering power at a frequency synchronous with the speed of rotation and at variable voltage in 15 motor mode, and converting the variable voltage that is created in generator mode into a rectified constant voltage.

20. A system according to any one of claims 1 to 18, 20 characterized in that the central electrical machine (11) of the motor-driven turbopump (5; 105) has a one-piece rotor with an excitation coil (21a) fed by a rotary transformer (37) and a rectifier diode bridge (30) for regulating the excitation of the electrical machine (11) 25 and for providing a constant voltage in generator mode and controlled torque in motor mode.

21. A system according to any one of claims 1 to 18, 30 characterized in that the central electrical machine (11) of the motor-driven turbopump (5; 105) includes a squirrel-cage rotor, the electronic power circuit (12) delivering power at variable voltage and frequency in motor mode and converting the variable voltage that is 35 created in generator mode into a rectified constant voltage.

22. A system according to any one of claims 1 to 21, characterized in that it is applied to a liquefied gas of the liquefied natural gas (LNG) type.

A B S T R A C T

The compressor-evaporator system for liquefied gas contained in a tank (1) comprises, in addition to a deice 5 (4, 4') for evaporation by heat exchange with a liquid and devices for conditioning and transferring gas to a pipeline (200), a motor-driven turbopump (5) comprising a rotary assembly of high bending stiffness on a common shaft line, with at least one high pressure pump (26), a 10 turbine (29), and a central electrical machine (11) capable of being used in motor mode or in generator mode. The rotary assembly of the motor-driven turbopump (5) is adapted to present a high speed of rotation, greater than 12,000 rpm, while remaining outside ranges for exciting 15 critical speeds in rotation. All of the internal portions of the motor-driven turbopump (5) are immersed in a cryogenic fluid that is the same as the liquefied gas contained in the tank (1). The internal cavities of the motor-driven turbopump (5) that are under different 20 thermodynamic conditions are separated by contactless dynamic seals. Electronic power circuits (12) connected to an electricity network (13) control the central electrical machine (11) in motor mode or generator mode.

【 図 1 】

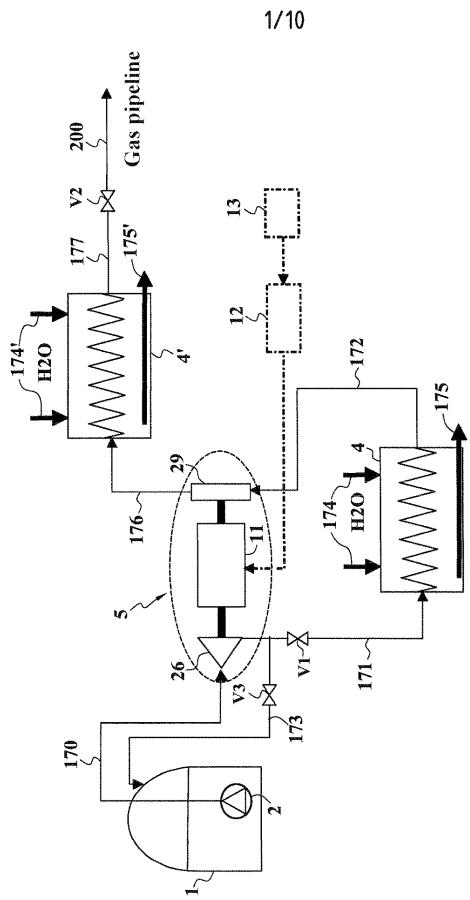


FIG. 1

【 図 2 】

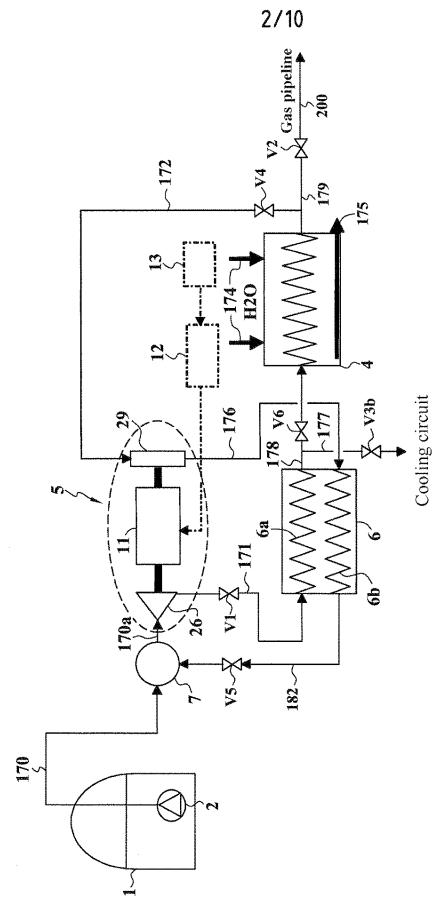


FIG. 2

【図3】

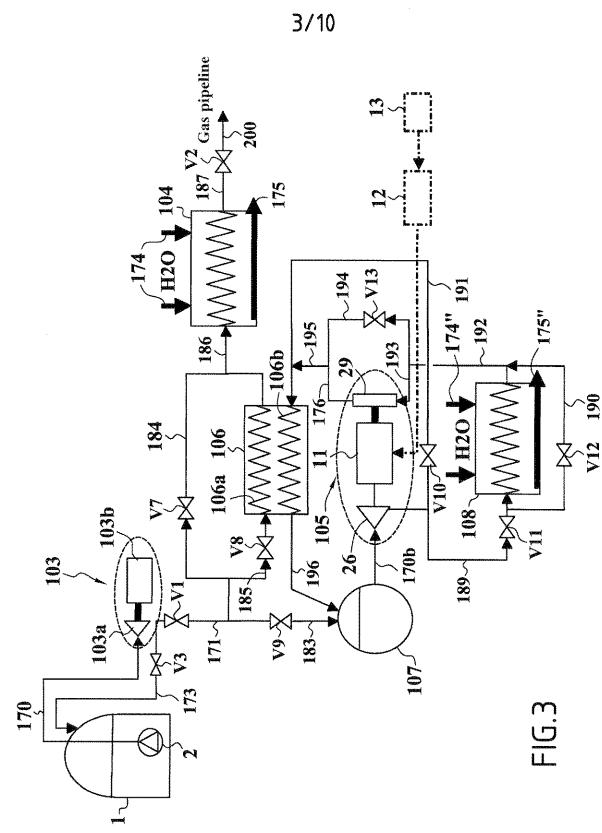


FIG. 3

【 四 4 】

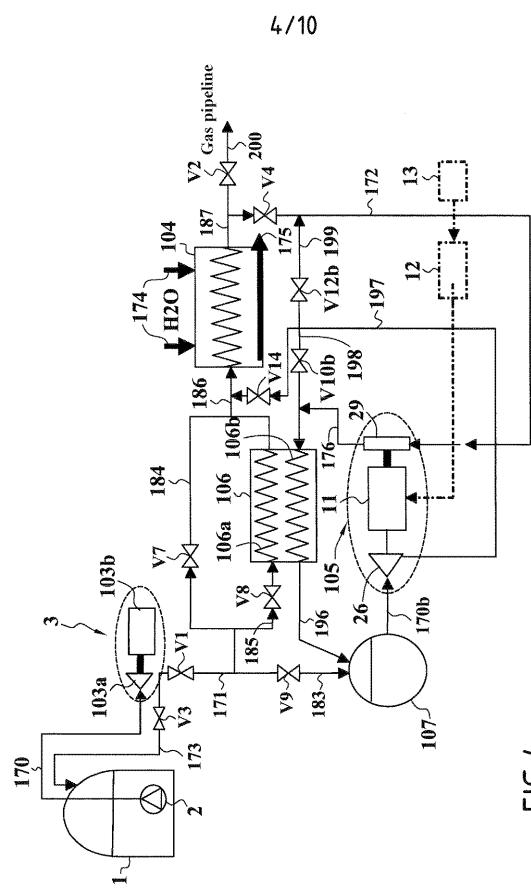
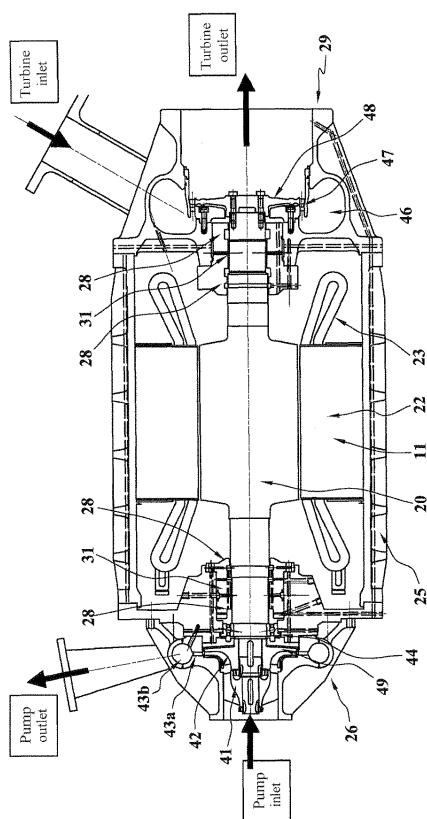


FIG. 4

【図5】

5/10



【図9】

9/10

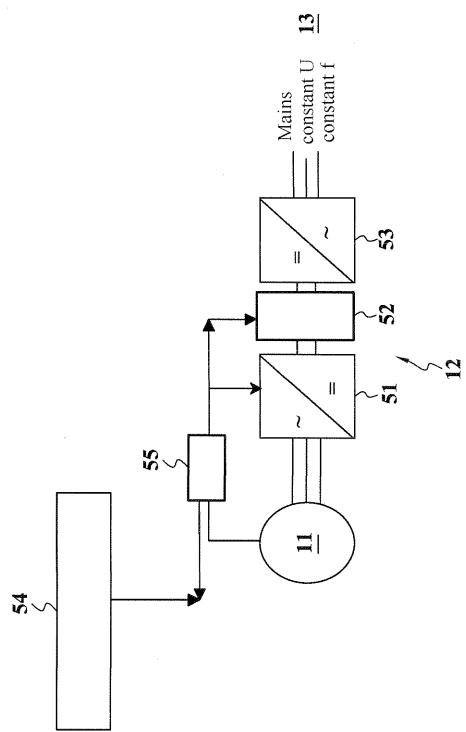


FIG. 9

【 図 1 0 】

10 / 10

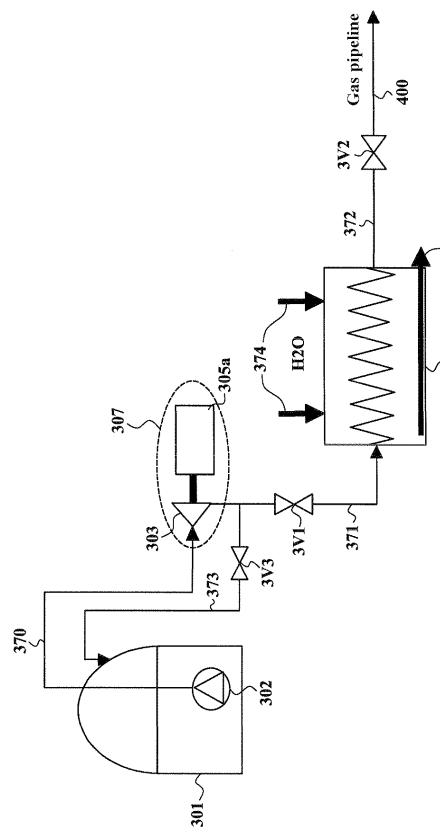


FIG.10
PRIOR ART