

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第5036734号  
(P5036734)

(45) 発行日 平成24年9月26日 (2012.9.26)

(24) 登録日 平成24年7月13日 (2012.7.13)

(51) Int. Cl. F I  
**FO2C 7/268 (2006.01)** FO2C 7/268  
**F16H 1/08 (2006.01)** F16H 1/08  
**FO2C 7/36 (2006.01)** FO2C 7/36

請求項の数 22 (全 15 頁)

(21) 出願番号	特願2008-558271 (P2008-558271)	(73) 特許権者	500450727
(86) (22) 出願日	平成19年2月2日 (2007.2.2)		エクソンモービル アップストリーム リ
(65) 公表番号	特表2009-529117 (P2009-529117A)		サーチ カンパニー
(43) 公表日	平成21年8月13日 (2009.8.13)		アメリカ合衆国 テキサス州 77252
(86) 国際出願番号	PCT/US2007/003019		-2189 ヒューストン ピーオーボッ
(87) 国際公開番号	W02007/102964		クス 2189
(87) 国際公開日	平成19年9月13日 (2007.9.13)	(74) 代理人	100082005
審査請求日	平成22年2月2日 (2010.2.2)		弁理士 熊倉 禎男
(31) 優先権主張番号	60/779, 680	(74) 代理人	100088694
(32) 優先日	平成18年3月6日 (2006.3.6)		弁理士 弟子丸 健
(33) 優先権主張国	米国 (US)	(74) 代理人	100103609
			弁理士 井野 砂里
		(74) 代理人	100095898
			弁理士 松下 満

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 デュアルエンド形歯車式流体駆動スタータ

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

回転動力設備のストリングであって、  
 出力シャフトを備えた原動機を有し、  
 前記原動機に連結された減速歯車列を有し、前記減速歯車列は、出力シャフト及び入力シャフトを備え、前記減速歯車列出力シャフトは、前記原動機出力シャフトよりも低い速度で回転し、

C S T C 入力シャフトを介して前記減速歯車列出力シャフトに連結された圧縮機始動用トルクコンバータ (C S T C) を有し、前記 C S T C は、出力シャフトを備え、

前記 C S T C 出力シャフトに連結された増速歯車列を有し、前記増速歯車列は、前記 C S T C 出力シャフトよりも高い速度で回転する増速歯車列出力シャフトを備え、

前記増速歯車列出力シャフトに連結された被駆動負荷を有し、前記被駆動負荷の作動速度要件に適合するよう前記 C S T C 出力シャフトの回転速度を前記増速歯車列によって増大させることができる、ストリング。

【請求項 2】

前記被駆動負荷は、圧縮機であり、前記ストリングは、前記圧縮機を加圧始動で作動させるよう構成されている、請求項 1 記載のストリング。

【請求項 3】

前記 C S T C 入力シャフトを同期速度で前記 C S T C 出力シャフトに機械的に連結するロックアップ機構体を更に有する、請求項 1 記載のストリング。

## 【請求項 4】

前記 C S T C は、油圧ポンプへの定速入力シャフトを有し、前記油圧ポンプは、調節可能な案内翼を介して作動油を油圧タービンに供給し、前記油圧タービンは、C S T C 出力シャフトの速度が前記案内翼を調節することにより速度ゼロから全速まで変化するように前記 C S T C 出力シャフトに連結されている、請求項 1 記載のストリング。

## 【請求項 5】

単一ハウジングが、前記 C S T C、前記減速歯車列、及び前記増速歯車列を収納している、請求項 1 記載のストリング。

## 【請求項 6】

第 1 のハウジングが、前記 C S T C を収納し、第 2 のハウジングが、前記減速歯車列を収納し、第 3 のハウジングが、前記増速歯車列を収納している、請求項 1 記載のストリング。

10

## 【請求項 7】

前記減速歯車列は、前記原動機によって駆動されると共に高速歯車に連結された入力シャフトを備え、前記高速歯車は、減速歯車列出力シャフトによって支持された低速歯車に連結され、前記減速歯車列出力シャフトは、前記 C S T C を駆動する、請求項 1 記載のストリング。

## 【請求項 8】

前記増速歯車列は、前記 C S T C 出力シャフトに連結された低速歯車及び前記低速歯車により駆動される高速歯車を有し、

20

前記高速歯車は、前記被駆動負荷を駆動する出力シャフトに連結されている、請求項 1 記載のストリング。

## 【請求項 9】

回転機械のストリングに用いられるデュアルエンド形歯車式圧縮機始動用トルクコンバータ (C S T C) であって、

圧縮機始動用トルクコンバータ (C S T C) と、

入力エンド及び出力エンドと、

前記 C S T C 入力エンドを前記 C S T C 出力エンドに、前記入力エンドと前記出力エンドとの間では同期速度で、機械的に連結するロックアップ機構体と、

前記入力エンドのところに設けられた減速歯車列と、

30

前記出力エンドのところに設けられた増速歯車列とを有する、デュアルエンド形歯車式 C S T C。

## 【請求項 10】

前記 C S T C は、油圧ポンプへの定速入力シャフトを有し、前記油圧ポンプは、調節可能な案内翼を介して作動油を油圧タービンに供給し、前記油圧タービンは、C S T C 出力シャフトに連結されており、前記 C S T C 出力シャフトの速度は、前記案内翼を調節することにより速度ゼロから全速まで変化する、請求項 9 記載のデュアルエンド形歯車式 C S T C。

## 【請求項 11】

前記減速歯車列は、高速歯車に連結された減速歯車列入力シャフトを有し、

40

前記高速歯車は、減速歯車列出力シャフトによって支持された低速歯車に連結されており、前記減速歯車列出力シャフトは、前記 C S T C を駆動する、請求項 9 記載のデュアルエンド形歯車式 C S T C。

## 【請求項 12】

前記増速歯車列は、

増速歯車列入力シャフトと、

前記増速歯車列入力シャフトに連結された低速歯車及び前記低速歯車によって駆動される高速小歯車とを有し、

前記高速小歯車は、増速歯車列出力シャフトに連結されている、請求項 9 記載のデュアルエンド形歯車式 C S T C。

50

## 【請求項 13】

前記高速小歯車及び前記低速歯車は、単螺旋構成のもの、又は複螺旋構成のものである、請求項 12 記載のデュアルエンド形歯車式 C S T C。

## 【請求項 14】

液化天然ガス ( L N G ) 冷凍事業に用いられ、圧縮機始動用トルクコンバータ ( C S T C ) を含む回転設備動力ストリングであって、

入力シャフト及び出力シャフトを備えた一軸形ガスタービンを有し、

入力シャフトを備えると共に呼称速度要件を有する少なくとも 1 つのプロセス冷凍圧縮機を有し、

前記ガスタービン入力シャフトに作動的に連結されたスタータモータを有し、

前記一軸形ガスタービンからの動力を前記少なくとも 1 つのプロセス冷凍圧縮機に送り出す C S T C と歯車装置の組立体を有し、前記組立体は、油圧ポンプに通じる定速入力シャフトを備えた C S T C を有し、前記油圧ポンプは、調節可能な案内翼を介して作動油を油圧タービンに供給し、前記油圧タービンは、C S T C 出力シャフトの速度が前記案内翼を調節することにより速度ゼロから全速まで増大するよう前記 C S T C 出力シャフトに連結されており、前記 C S T C は、C S T C 入力シャフトを同期速度で前記 C S T C 出力シャフトに機械的に連結するロックアップ機構体を更に有し、

高速歯車に連結された減速歯車列入力シャフトを含む減速歯車列を有し、前記高速歯車は、減速歯車列出力シャフトによって支持された低速歯車に機械的に噛み合わされており、前記減速歯車列出力シャフトは、前記 C S T C 入力シャフトに連結され、

前記 C S T C 出力シャフトに連結された増速歯車列入力シャフト、前記増速歯車列入力シャフトに連結された低速歯車、及び前記低速歯車に機械的に噛み合わされた高速歯車を含む増速歯車列を有し、前記高速歯車は、前記プロセス冷凍圧縮機入力シャフトに連結された増速歯車列出力シャフトに連結されている、回転設備動力ストリング。

## 【請求項 15】

前記ガスタービンは、前記ガスタービン出力シャフトを第 1 の速度に至らせるために前記スタータモータによって始動され、前記減速歯車列出力シャフトは、前記第 1 の速度よりも低い第 2 の速度で回転し、前記 C S T C 出力シャフトは、速度がゼロから前記第 2 の速度まで増大し、前記増速歯車列出力シャフトは、前記第 2 の速度よりも高く、前記プロセス冷凍圧縮機の前記速度要件に適合した第 3 の速度で回転する、請求項 14 記載の回転設備動力ストリング。

## 【請求項 16】

前記 C S T C と歯車装置の組立体のためのハウジングを更に有し、前記ハウジングは、前記減速歯車列、前記 C S T C、及び前記増速歯車列を一ユニットとして包囲すると共に収納している、請求項 14 記載の回転設備動力ストリング。

## 【請求項 17】

前記減速歯車列出力シャフトは、前記 C S T C 入力シャフトと一体であってこれと単体をなし、前記 C S T C 出力シャフトは、前記増速歯車列入力シャフトと一体であってこれと単体をなす、請求項 16 記載の回転設備動力ストリング。

## 【請求項 18】

回転動力設備のストリングに含まれる少なくとも 1 つの圧縮機を始動させる方法であって、

原動機を含む回転動力設備のストリングを用意するステップと、

減速歯車列を前記原動機に連結するステップと、

圧縮機始動用トルクコンバータ ( C S T C ) を前記減速歯車列に連結するステップと、

増速歯車列を前記 C S T C に連結するステップと、

少なくとも 1 つの圧縮機を前記増速歯車列に連結するステップと、

前記原動機を始動させて第 1 の出力速度で動力を生じさせるステップと、

前記第 1 の出力速度を前記減速歯車列によって前記第 1 の出力速度よりも低い第 2 の速度に減少させるステップと、

10

20

30

40

50

前記C S T Cを介して動力を速度ゼロから前記第1の速度よりも低い前記第2の速度までの出力速度で漸増的に伝達するステップと、

前記第2の速度を前記増速歯車列によって前記第2の速度よりも高い第3の速度まで増大させるステップと、

前記圧縮機を前記第3の速度で駆動するステップとを有する、方法。

【請求項19】

前記圧縮機は、加圧始動下で作動され、

前記加圧始動は、

前記少なくとも1つの圧縮機を始動時に最小動力で作動させるステップと、

前記増速歯車列の出力速度がいったん前記第3の速度状態になると、前記最小動力を最大動力まで移行させるステップとを含む、請求項18記載の方法。

10

【請求項20】

回転動力設備のストリングを用いてL N Gを製造する方法であって、

前記回転動力設備ストリングは、

出力シャフトを備えた原動機を有し、

前記原動機に連結された減速歯車列を有し、前記減速歯車列は、出力シャフト及び入力シャフトを備え、前記減速歯車列出力シャフトは、前記原動機出力シャフトよりも低い速度で回転し、

C S T C入力シャフトを介して前記減速歯車列出力シャフトに連結された圧縮機始動用トルクコンバータ(C S T C)を有し、前記C S T Cは、出力シャフト及び前記C S T C入力シャフトを同期速度で前記C S T C出力シャフトに機械的に連結するロックアップ機構体を有し、

20

前記C S T C出力シャフトに連結された増速歯車列を有し、前記増速歯車列は、前記C S T C出力シャフトよりも高い速度で回転する増速歯車列出力シャフトを備え、

前記増速歯車列出力シャフトに連結された被駆動負荷を有し、前記被駆動負荷の作動速度要件に適合するよう前記C S T C出力シャフトの回転速度を前記増速歯車列によって増大させることができる、方法。

【請求項21】

回転機械のストリングに含まれるデュアルエンド形歯車式圧縮機始動用トルクコンバータ(C S T C)を利用してL N Gを製造する方法であって、前記デュアルエンド形歯車式C S T Cは、

30

圧縮機始動用トルクコンバータ(C S T C)と、

入力エンド及び出力エンドと、

前記C S T C入力エンドを前記C S T C出力エンドに、前記入力エンドと前記出力エンドとの間では同期速度で、機械的に連結するロックアップ機構体と、

前記入力エンドのところに設けられた減速歯車列と、

前記出力エンドのところに設けられた増速歯車列とを有する、方法。

【請求項22】

L N Gを製造する方法であって、

天然ガスを用意するステップを有し、

40

回転動力設備のストリングを用意するステップを有し、前記回転動力設備のストリングは、

出力シャフトを備えた原動機を有し、

前記原動機に連結された減速歯車列を有し、前記減速歯車列は、出力シャフト及び入力シャフトを備え、前記減速歯車列出力シャフトは、前記原動機出力シャフトよりも低い速度で回転し、

C S T C入力シャフトを介して前記減速歯車列出力シャフトに連結された圧縮機始動用トルクコンバータ(C S T C)を有し、前記C S T Cは、出力シャフトを備え、

前記C S T C出力シャフトに連結された増速歯車列を有し、前記増速歯車列は、前記C S T C出力シャフトよりも高い速度で回転する増速歯車列出力シャフトを備え、

50

前記増速歯車列出力シャフトに連結された被駆動負荷を有し、前記被駆動負荷の作動速度要件に適合するよう前記CSTC出力シャフトの回転速度を前記増速歯車列によって増大させることができ、

冷媒を前記圧縮機に供給するステップを有し、

前記冷媒を前記圧縮機で圧縮し、それにより圧縮冷媒を生じさせるステップを有し、

前記圧縮冷媒を膨張させて冷却状態の冷媒を生じさせるステップを有し、

前記天然ガスを前記冷却状態の冷媒との間接的な熱交換により冷却するステップを有し

、 LNGを回収するステップを有する、方法。

【発明の詳細な説明】

10

【技術分野】

【0001】

本発明は、一般に、大形回転設備を始動させる方法に関する。本発明は、特に、機器のストリングのための圧縮機始動用トルクコンバータに関する。スタータ（始動又は起動装置）は、大形モータ又はタービンを起動させて1つ又は複数の圧縮機を駆動するために必要である。圧縮機ストリングは、大規模液化天然ガス（LNG）冷凍分野において有用な場合がある。

【0002】

〔関連出願の説明〕

本願は、2006年3月6日に出願された米国特許仮出願第60/779,680号の  
 20  
 権益主張出願である。

【0003】

本願は、クリストファー・ジー・ホルト（Christopher G. Holt）及びウィリアム・エル・マーチン（William L. Martin）名義で2005年12月23日に出願された米国特許仮出願第60/753,717号（発明の名称：Multi-Compressor String With Multiple Variable Speed Fluid Drives）に関する。その後、この米国特許仮出願第60/753,717号は、2006年11月8日付で国際出願第PCT/US2006/043287号として出願された。

【0004】

次の背景技術の項は、本発明の例示の実施形態と関連している場合のある当該技術の種々の観点を紹介しようとするものである。この説明は、本発明の特定の観点の良好な理解を容易にする枠組みを提供するのを助けると考えられる。したがって、当該項は、これに照らして読まれるべきであり、必ずしも先行技術を証拠として許容するものとして読まれるべきでないことは理解されるべきである。

30

【背景技術】

【0005】

直列組合せ状態（「ストリング」とも呼ばれる）への高速高出力回転設備（例えば、タービン、電気モータ及び圧縮機）の組合せには、一般に、多くの要因、例えば、大きな慣性モーメント、寄生損、動き始めのトルク、ウィンデージ（windage）、圧縮荷重及び回転設備と関連した他の抵抗により動作を開始させるのに別々のスタータが必要である。工場内における典型的なストリングは、1つの圧縮機、多数の圧縮機、発電機又は任意他の回転機械に基づく負荷に連結されたガスタービン又はモータ駆動装置を有する場合がある。スタータ機構体、例えば低出力始動モータも又、ストリングに連結される場合がある。図1は、ガスタービン3、第1の圧縮機4及び第2の圧縮機5を含む機械式駆動装置及び圧縮負荷、可変周波数駆動装置（VFD）1及びスタータモータ（始動電動機）（S/M）2を備えた典型的なストリングの一例を示している。VFD1は、固定交流（AC）ライン入力電圧を直流（DC）に変換し、DC電圧をユーザにより規定された出力ACに変換する電気装置である。VFD1は、ユーザにより選択可能な可変周波数出力を生じさせ、それにより可変速度をS/M2に提供する。その結果、大きな慣性負荷は、突入電流が制限制御された状態で始動され、これは、連続デューティ動作のためにモータ定格電流が  
 40  
 50

、最高6回まで流れる場合のある(負荷依存性)ダンパーを備えた同期モータ(同期電動機)におけるアクロスザライン始動とは対照的である。

【0006】

図2は、可変速度流体クラッチ(HC)7を備えた典型的なアクロスザライン(across-the-line)形スタータモータ(S/M)6を概略的に示している。HC7を備えたアクロスザライン形S/M6は、大きな慣性負荷を始動させるもう1つの仕組みである。HC7は、機械式VFDとして動作する。アクロスザライン形S/M6は、HC7が切られ、この結果、負荷がゼロの状態では始動される。S/M6がいったん全速状態になると、HC7が入られ、それにより可変速度(速度ゼロから全速まで)及び必要なトルクをもたらしてガスタービン3及び他の連結状態の負荷(例えば、第1の圧縮機4及び第2の圧縮機5)を全速に至らせる。ガスタービン3が電力を生じさせるのに十分な速度をいったん達成すると、HC7が切られ、S/M6は、供用状態から電氣的に外される(使用中止される)。

10

【0007】

ストリングを始動させることは、2つの主要な条件のうちの1つの下で達成できる。第1の条件は、除圧(圧力除去)始動であり、第2の条件は、加圧始動である。除圧始動は、圧縮機内の低い安定圧力で始まる。除圧始動のため、作業ガスを圧縮機から除去する。作業ガスを取り替え、取替え方法は、ガス補給と呼ばれている。ガス補給は、別途施設ハードウェア(弁、配管、トランスミッタ、フレア、ガス再生及び関連の制御装置)を必要とする場合があり、時間のかかる作業である。除圧始動では、長い時間が必要である要件があると共にガスを補給するのに別途施設コストが必要なので、加圧始動が、魅力的な代替手段である。加圧始動は、除圧始動と比較して圧縮機内の高い安定圧力で始まる。加圧始動は、除圧始動のガス補給と関連した所要のハードウェアを不要にするが、加圧始動では、圧縮機内のガスが必要とし、内部圧縮機負荷を高くする高い始動トルクに起因して、追加の始動動力が必要である。

20

【0008】

一般に、タービンには2つの形式、即ち、二軸形及び一軸形がある。二軸形ガスタービンは、圧縮機が1本のシャフトに取り付けられた低カウント段(例えば、2段又は3段)タービンにより駆動される場合、燃焼プロセスのための圧縮を生じさせる。圧力、温度及び質量流量の形態の残りの熱力学的動力は、第2のシャフトに取り付けられた同軸動力タービンに直接送り込まれる。二軸形ガスタービンの利点は、タービンの速度範囲全体にわたりにかなり大きな動力(トルク)を生じさせることができるということにある。しかしながら、圧縮機ストリングの動力要件が増大するので、大形動力ガスタービンに対する要求も又増大する。これら動力要件を満たすため、ユーザは、伝統的にメカニカルドライブサービスのための発電に用いられている一軸形ガスタービン技術を採用した。

30

【0009】

加圧始動が行われる非常に大形のモータ又はタービンの場合、図2に示すように、アクロスザライン形スタータモータでは不十分である。したがって、可変周波数駆動装置(VFD)により始動動力をもたらす。しかしながら、VFDは、大きな資本的支出であり、モータ/VFDパッケージにおいてコストの最高70%までを占める場合がある。圧縮ストリングを始動させる機械的な代替手段は、可変速度流体駆動装置である。可変速度流体駆動装置は、動力(トルク)を入力シャフトから流体(水力)継手を介して出力シャフトに伝達する定速入力可変速度出力の装置である。可変速度流体駆動装置のより一般的な名称は、圧縮機始動用トルクコンバータ(CSTC)である。CSTCは、一般に、同期速度ロックアップ特徴を備え、かかる同期速度ロックアップ特徴により、CSTCの駆動エンド及び被駆動エンドは、互いに機械的に係合し、それにより同期速度での原動機と負荷との間の剛体回転を可能にする。

40

【0010】

図3は、CSTC12を備えた原動機10(例えば、ガスタービン又は電気モータ)を有する別の公知のシステムを示している。CSTC12は、モータ被駆動ストリングにお

50

いてVFDを不要にすると共にガスタービン被駆動ストリングではスタータ/ヘルパモータ及びVFDを不要にする。しかしながら、HC7又はスタータモータVFDを備えたS/M6は、ストリングを始動させるためにいずれの場合においても必要とされる。原動機10(例えば、ガスタービン又はモータ)の始動パッケージは、HC7を備えたS/M6かスタータモータVFDを備えたスタータモータかのいずれかであるのが良い。いずれの始動パッケージも、任意形式の原動機、例えばガスタービン又はモータに互換性を持って使用することができる。シュミット等(Schmidt et al.)に2002年10月15日に付与された米国特許第6,463,740号明細書(以下、単に「シュミット特許」と言う場合がある)は、ストリング中のCSTCの一例を記載している。シュミット特許のCSTCは、ガスタービン及び圧縮機に結合されるが、50,000馬力(hp)を超える(40メガワット(MW)未満の)圧縮機ストリングを始動させることはできない。

10

## 【0011】

CSTCの動力対速度性能には限界がある。或る特定の用途は、CSTC技術が現在サポートできる動力よりも大きな動力を所与の速度で必要とする。除圧始動では、圧縮機ストリング中の負荷を減少させた場合、CSTCは、始動を行うことができる場合があるが、CSTC技術だけでは、高負荷圧縮機ストリングの始動、例えば、高負荷圧縮機ストリングの加圧始動を行う際には動力が制限される。CSTCの動力出力は、その速度が増大するにつれて減少する。現行の高出力圧縮機の高速度要件が所与である場合、CSTCは、必要な速度及び動力で出力を出すことができない。本発明は、この欠点を軽減しようとするものである。

20

## 【0012】

他の関連の資料は、少なくとも米国特許第2,377,851号明細書、同第3,043,162号明細書、同第3,886,729号明細書、同第3,955,365号明細書及び英国特許第1,208,831号明細書に見受けられる。

## 【0013】

【特許文献1】米国特許第6,463,740号明細書

【特許文献2】米国特許第2,377,851号明細書

【特許文献3】米国特許第3,043,162号明細書

【特許文献4】米国特許第3,886,729号明細書

【特許文献5】米国特許第3,955,365号明細書

【特許文献6】英国特許第1,208,831号明細書

30

## 【発明の開示】

## 【0014】

本発明の装置の一実施形態では、回転動力設備のストリングが提供される。回転動力設備のストリングは、出力シャフトを備えた原動機を有し、原動機に連結された減速歯車列を有し、減速歯車列は、出力シャフト及び入力シャフトを備え、減速歯車列出力シャフトは、原動機出力シャフトよりも低い速度で回転し、CSTC入力シャフトを介して減速歯車列出力シャフトに連結された圧縮機始動用トルクコンバータ(CSTC)を有し、CSTCは、出力シャフトを備え、CSTC出力シャフトに連結された増速歯車列を有し、増速歯車列は、CSTC出力シャフトよりも高い速度で回転する増速歯車列出力シャフトを備え、増速歯車列出力シャフトに連結された被駆動負荷を有し、被駆動負荷の作動速度要件に適合するようCSTC出力シャフトの回転速度を増速歯車列によって増大させることができる。本発明の別の観点によれば、原動機は、モータであるのが良い。変形例として、原動機は、タービンであっても良い。タービンは、一軸形タービンであるのが良い。被駆動負荷は、圧縮機であるのが良い。圧縮機は、始動時に加圧されても良く、或いは除圧されても良い。圧縮機は、LNG圧縮機であるのが良い。このCSTC及び歯車装置の構成に関する1つの使用例は、約2,500rpm(毎分の回転数)~約4,000rpmにおいて約80メガワット(MW)~約150MWの出力を必要とする場合のある液化天然ガス(LNG)冷凍圧縮ストリング向けである。

40

## 【0015】

50

本発明の装置の第2の実施形態では、回転機械のストリングに用いられるデュアルエンド形歯車式圧縮機始動用トルクコンバータ(CSTC)が提供される。デュアルエンド形歯車式CSTCは、圧縮機始動用トルクコンバータ(CSTC)と、入力エンド及び出力エンドと、CSTC入力エンドをCSTC出力エンドに、入力エンドと出力エンドの間では同期速度で、機械的に連結するロックアップ機構体と、入力エンドのところに設けられた減速歯車列と、出力エンドのところに設けられた増速歯車列とを有する。ハウジングが、デュアルエンド形歯車式CSTC組立体全体を包囲すると共に収納しても良く、又は別々のハウジングを利用して良い。増速歯車列及び減速歯車列は、それぞれ、単螺旋構成のものであって良く、複螺旋構成のものであって良い。

【0016】

本発明の装置の第3の実施形態では、液化天然ガス(LNG)冷凍事業に用いられ、圧縮機始動用トルクコンバータ(CSTC)を含む回転設備動力ストリングが提供される。回転設備動力ストリングは、入力シャフト及び出力シャフトを備えた一軸形ガスタービンと、入力シャフトを備えると共に呼称速度要件を有する少なくとも1つのプロセス冷凍圧縮機と、ガスタービン入力シャフトに作動的に連結されたスタータモータと、一軸形ガスタービンからの動力を少なくとも1つのプロセス冷凍圧縮機に送り出すCSTCと歯車装置の組立体(CSTC/歯車装置組立体)とを有する。CSTC/歯車装置組立体は、油圧ポンプに通じる定速入力シャフトを備えたCSTCを有し、油圧ポンプは、調節可能な案内翼を介して作動油を油圧タービンに供給し、油圧タービンは、CSTC出力シャフトの速度が案内翼を調節することにより速度ゼロから全速まで増大するようCSTC出力シャフトに連結されており、CSTCは、CSTC入力シャフトを同期速度でCSTC出力シャフトに機械的に連結するロックアップ機構体を更に有する。装置としての回転設備動力ストリングは更に、高速歯車に連結された減速歯車列入力シャフトを含む減速歯車列を更に有し、高速歯車は、減速歯車列出力シャフトによって支持された低速歯車に機械的に噛み合わされており、減速歯車列出力シャフトは、CSTC入力シャフトに連結され、回転設備動力ストリングは、CSTC出力シャフトに連結された増速歯車列入力シャフト、増速歯車列入力シャフトに連結された低速歯車、及び低速歯車に機械的に噛み合わされた高速歯車を含む増速歯車列を有し、高速歯車は、プロセス冷凍圧縮機入力シャフトに連結された増速歯車列出力シャフトに連結されている。

【0017】

本発明の第4の実施形態では、回転動力設備のストリングに含まれる少なくとも1つの圧縮機を始動させる方法が提供される。この方法は、原動機を含む回転動力設備のストリングを用意するステップと、減速歯車列を原動機に連結するステップと、圧縮機始動用トルクコンバータ(CSTC)を減速歯車列に連結するステップと、増速歯車列をCSTCに連結するステップと、少なくとも1つの圧縮機を増速歯車列に連結するステップと、原動機を始動させて第1の出力速度で動力を生じさせるステップと、第1の出力速度を減速歯車列によって第1の出力速度よりも低い第2の速度に減少させるステップと、CSTCを介して動力を速度ゼロから第1の速度よりも低い第2の速度までの出力速度で漸増的に伝達するステップと、第2の速度を増速歯車列によって第2の速度よりも高い第3の速度まで増大させるステップと、圧縮機を第3の速度で駆動するステップとを有する。加圧始動は、好ましくは、最小始動動力で始まり、増速歯車列が上述の第3の速度に達すると、動力一杯まで移行する。

【0018】

本発明の第5の実施形態では、回転動力設備のストリングを用いてLNGを製造する方法が提供される。回転動力設備ストリングは、出力シャフトを備えた原動機を有し、原動機に連結された減速歯車列を有し、減速歯車列は、出力シャフト及び入力シャフトを備え、減速歯車列出力シャフトは、原動機出力シャフトよりも低い速度で回転し、CSTC入力シャフトを介して減速歯車列出力シャフトに連結された圧縮機始動用トルクコンバータ(CSTC)を有し、CSTCは、出力シャフト及びCSTC入力シャフトを同期速度でCSTC出力シャフトに機械的に連結するロックアップ機構体を有し、CSTC出力シャ

10

20

30

40

50

フトに連結された増速歯車列を有し、増速歯車列は、C S T C出力シャフトよりも高い速度で回転する増速歯車列出力シャフトを備え、増速歯車列出力シャフトに連結された被駆動負荷を有し、被駆動負荷の作動速度要件に適合するようC S T C出力シャフトの回転速度を増速歯車列によって増大させることができる。原動機は、一軸形タービン又はモータであるのが良い。

【0019】

本発明の第6の実施形態では、回転機械のストリングに含まれるデュアルエンド形歯車式圧縮機始動用トルクコンバータ(C S T C)を利用してL N Gを製造する方法が提供される。デュアルエンド形歯車式C S T Cは、圧縮機始動用トルクコンバータ(C S T C)と、入力エンド及び出力エンドと、C S T C入力エンドをC S T C出力エンドに、入力エンドと出力エンドの間では同期速度で、機械的に連結するロックアップ機構体と、入力エンドのところに設けられた減速歯車列と、出力エンドのところに設けられた増速歯車列とを有する。

10

【0020】

本発明の第7の実施形態では、L N Gを製造する方法が提供される。この方法は、天然ガスを用意するステップと、回転動力設備のストリングを用意するステップとを有する。回転動力設備のストリングは、出力シャフトを備えた原動機を有し、原動機に連結された減速歯車列を有し、減速歯車列は、出力シャフト及び入力シャフトを備え、減速歯車列出力シャフトは、原動機出力シャフトよりも低い速度で回転し、C S T C入力シャフトを介して減速歯車列出力シャフトに連結された圧縮機始動用トルクコンバータ(C S T C)を有し、C S T Cは、出力シャフトを備え、C S T C出力シャフトに連結された増速歯車列を有し、増速歯車列は、C S T C出力シャフトよりも高い速度で回転する増速歯車列出力シャフトを備え、増速歯車列出力シャフトに連結された被駆動負荷を有し、被駆動負荷の作動速度要件に適合するようC S T C出力シャフトの回転速度を増速歯車列によって増大させることができる。本方法は、冷媒を圧縮機に供給するステップと、冷媒を圧縮機で圧縮し、それにより圧縮冷媒を生じさせるステップと、圧縮冷媒を膨張させて冷却状態の冷媒を生じさせるステップと、天然ガスを冷却状態の冷媒との間接的な熱交換により冷却するステップと、L N Gを回収するステップとを更に有する。

20

【0021】

前置きとして、後で説明が行われる図面は、縮尺通りには示されておらず、種々の要素のサイズ及び厚さは、図面の良好な理解を容易にするよう選択されている。本発明の上記利点及び他の利点は、実施形態の非限定的な例の以下の詳細な説明及び図面を参照すると明らかになる。

30

【発明を実施するための最良の形態】

【0022】

以下の詳細な説明の項において、本発明の特定の実施形態を好ましい実施形態と関連して説明する。しかしながら、以下の説明が本発明の特定の実施形態又は特定の用途に特有な程度まで、この説明は、例示目的に過ぎず、例示の実施形態の説明を単に提供するものである。したがって、本発明は、以下に説明する特定の実施形態には限定されず、これとは異なり、本発明は、特許請求の範囲に記載された本発明の真の精神及び範囲に属する全ての変形例、改造例及び均等例を含む。

40

【0023】

本発明の幾つかの実施形態は、ストリングを始動させる機械的な技術に関連している。ストリングを始動させることは、2つの主要な条件のうちの1つによって達成できる。第1の条件は、除圧始動であり、第2の条件は、加圧始動である。加圧始動(例えば、安定圧力における)は、除圧始動と関連した必要なハードウェアを不要にする。しかしながら、加圧始動では、始動トルクが高いので追加の始動動力が必要である。本発明の少なくとも1つの観点では、原動機の圧縮負荷を始動させるための別の技術を提供することが計画されている。少なくとも1つの好ましい実施形態では、本発明は、少なくとも1つのC S T Cをその入力駆動シャフトのところが少なくとも1つの減速歯車箱に結合されると共に

50

その出力駆動シャフトが少なくとも1つの増速歯車箱に結合された一体形の構成を少なくとも1つの圧縮機の始動パッケージとして利用することを想定している。本発明の装置、システム及び方法は、有利には、大形液化天然ガス（LNG）圧縮機のための加圧始動と関連して利用できる。

【0024】

除圧始動に関し、圧縮機内の空気抵抗は、比較的lowく、始動トルクは、主として、外部損失に起因する二次的効果が有る状態で全ストリング慣性に依存する。外部損失（ $T_{ext}$ ）は、圧縮機の内部抵抗（例えば、軸受、密封体、タービン翼の空気抵抗）以外の全てのドラグトルクとして定義される。比較目的で、圧縮機に起因する全ての内部空気抵抗は、除圧始動では無視できると考えられる。空気抵抗は、出力に合わせて増大する回転速度に正比例し（ $T \sim \omega^n$ ）、ここで、 $\omega$  は、ストリング回転速度であり、 $n$  は2から3である。次の方程式1は、除圧始動に関するトルク、加速度及び外部損失の関係を示している。

【0025】

〔数1〕

$$T = J \alpha + T_{ext} \quad (1)$$

【0026】

$T$  は、ストリングトルクであり、 $J$  は、ストリング回転慣性であり、 $\alpha$  は、回転加速度である。回転加速度が増大すると、スタータモータのトルク及び動力も又増大しなければならないが、全速に達するまでの時間は、減少する。したがって、全速を達成するまでの時間は、加速度の関数であり、加速度は、スタータモータの動力の関数である。しかしながら、スタータモータは、少なくとも全速時における外部損失に打ち勝つよう寸法決めされなければならない。

【0027】

次の方程式2は、加圧始動に関するトルク、加速度、速度、外部損失及び圧縮機空気抵抗の関係を示しており、ここで、 $T_{comp}$  は、圧縮機の空気抵抗トルクである。方程式1と比較して、方程式2は、加圧始動に関する高いトルク要件に追加の項が有ることを明確に示している。

【0028】

〔数2〕

$$T = J \alpha + T_{ext} + T_{comp} \quad (2)$$

【0029】

全ての場合において、適正なサイズの始動機械が、ストリングの始動を行うのに必要である。2つの形式の原動機、即ち、タービン及びモータが始動に用いられるのが通例である。タービンは、図1に記載された場合に用いられるのが良い。モータは、一般に、タービンを始動させるために用いられる。というのは、タービン（一軸形）は、相当大きな動力を生じさせるのに小さな速度範囲（即ち、全速の92～103%）を有するからである。

【0030】

圧縮機を始動させて稼働させるのに必要な動力は、流量と差圧の関係によって定められる。圧縮機は、最も低い始動動力で始動され、かかる最も低い始動動力は、一般に、低い差圧及び高い流量である。圧縮機が定常作動になると、呼称作動パラメータが達成されるまで、差圧は増大し、流量は一般に減少し、動力は増大するであろう。

【0031】

次に図面を参照すると、図4は、少なくとも1つの圧縮機12を駆動するために利用される原動機（ガスタービン又はモータ）10を含む動力ストリングを概略的に示している。2つの圧縮機が示されているが、本発明では任意の数の圧縮機を利用することができる。スタータモータ14は、流体クラッチ15により原動機に連結されている。原動機の出力は、減速歯車装置18によってCSTC16の入力に連結されるのが良い。CSTCの出力は、増速歯車ユニット20によって圧縮機12に連結されるのが良い。この構成を用

10

20

30

40

50

いと、高速で回転する原動機出力シャフトを減速又は増速歯車装置 18 に連結してトルク及び速度を伝達することができる。歯車装置は、その出力のところの動力を低速で CSTC 16 に伝達する。この減少した入力速度状態では、CSTC は、動力を可変速度で、即ち、速度ゼロから減少全出力速度までの速度で伝達する。すると、CSTC の出力は、圧縮機 12 への必要な速度入力に合うように増速歯車ユニット 20 によって速度が増大する。

#### 【0032】

CSTC 16 は、入力シャフト及び動力を速度ゼロからロックアップ速度までの状態で伝達できる出力シャフトを備えた圧縮機始動用トルクコンバータであり、ロックアップ速度では、入力シャフトと出力シャフトは、同一の速度を有する。CSTC は、一般に、圧縮機始動用トルクコンバータ入力シャフトを同期速度で圧縮機始動用トルクコンバータ出力シャフトに機械的に連結するロックアップ機構体を含み、それにより、CSTC の駆動エンド及び被駆動エンドが互いに機械的に係合し、同期速度での原動機と負荷との間の剛体回転を可能にする。CSTC の追加の幾つかの詳細は、2002 年 10 月 15 日にシュミット等に付与された米国特許第 6,463,740 号明細書に開示されており、かかる米国特許を参照により引用し、CSTC に係るその記載部分を本明細書の一部とする。シュミット特許の CSTC は、ガスタービン及び圧縮機に結合されるが、50,000 馬力 (hp) を超える (40 メガワット (MW) 未満の) 圧縮機ストリングを始動させることはできない。

#### 【0033】

図 5 の略図は、減速歯車装置 18、その次に設けられた CSTC 16 の例示の直列連結状態を示しており、CSTC の出力は、増速歯車装置 20 に伝達される。この構成では、各コンポーネントは、別々のハウジングを有していることに注目されたい。

#### 【0034】

減速歯車装置 18 の好ましい一実施形態が図 6 に見える。歯車入力シャフト 23 は、結合フランジ 26 を介してシャフト回転速度  $\omega_1$  で原動機に直接連結されている。高速歯車 22 (小歯車又はピニオン) が、歯車入力シャフト 23 と一体であり、複螺旋構成のものである。歯車入力シャフト 23 は、2 つの流体膜軸受 21 によって支持されている。歯車出力シャフト 24 が、結合フランジ 28 を介してシャフト回転速度  $\omega_2$  で出力負荷 (CSTC 入力シャフト 42) に直接連結されている。低速歯車 25 が、歯車出力シャフト 24 と一体であり、これ又複螺旋構成のものである。出力シャフトは、2 つのラジアル流体膜軸受 27 によって支持されている。ユニット全体は、歯車ケーシング又はハウジング 29 内に収納されている。

#### 【0035】

増速歯車装置 20 の例示の実施形態が、図 6 に示されており、この増速歯車装置は、結合フランジ 37 によって回転速度  $\omega_3$  で CSTC 出力シャフト 43 に直接連結された歯車装置入力シャフト 35 を有している。低速歯車 34 は、歯車装置入力シャフト 35 と一体であり、複螺旋構成のものであるのが良い。歯車装置入力シャフト 35 は、2 つの流体膜軸受 30 によって支持されるのが良い。歯車装置出力シャフト 36 は、結合フランジ 31 によりシャフト回転速度  $\omega_4$  で出力負荷 (1 つ又は複数の圧縮機) に直接連結されている。高速歯車 (小歯車又はピニオン) 33 が、歯車装置出力シャフト 36 と一体であり、これ又複螺旋構成のものであるのが良い。出力シャフトは、2 つのラジアル流体膜軸受 30 によって支持されている。ハウジング 32 が、増速歯車ユニットを収納している。

#### 【0036】

本発明の圧縮機始動用トルクコンバータ (CSTC) 16 の幾つかの例示の要素も又、図 6 に示されている。圧縮機始動用トルクコンバータは、ポンプ 40 及びタービン 41 を有する。圧縮機始動用トルクコンバータの作業流体は、好ましくは、非圧縮性の潤滑油 (例えば、ISO VG 3 2 又は 46) であるが、これに類似した非圧縮性の流体であっても良い。ポンプ 40 は、好ましくは、CSTC 入力シャフト 42 に剛結されている。CSTC 入力シャフト 42 は、少なくとも 1 つのラジアル流体膜軸受 44 (例えば、チルトパッド形

10

20

30

40

50

）及び流体膜スラスト軸受 46（例えば、チルトパッド形）によって支持されるのが良い。CSTC 入力シャフト 42 は、減速歯車装置の出力フランジ 28 へのフランジ取付け型継手連結部を更に有するのが良い。油圧タービン 41 は、CSTC 出力シャフト 43 に剛結されると共に少なくとも 1 つのラジアル流体膜軸受 48（例えば、チルトパッド形）及び流体膜スラスト軸受 50（例えば、チルトパッド形）によって支持されている。CSTC 出力シャフト 43 は、増速歯車装置の入力フランジ 37 へのフランジ取付け型継手連結部を更に有するのが良い。外部熱交換器（図示せず）を介して作業流体を圧縮機始動用トルクコンバータ内で再循環させるのが良い。調節可能な入口案内翼 52 が、作業流体の流れをポンプ 40 内に差し向ける。

#### 【0037】

本発明の圧縮機始動用トルクコンバータ（CSTC）16 の少なくとも 1 つの例示の実施形態が、3 つの輪歯車 54, 61, 62、圧力板 56 及び圧力シリンダ 57 を含むロックアップ装置、プッシュロッド 58 及び復元ばね 60 を有している。3 つの輪歯車 54, 61, 62 は、内周部に歯を備えていて、好ましくは CSTC 出力シャフト 43 に剛結された外側輪歯車 54、内周部と外周部の両方に歯を備えていて、好ましくは調節可能な圧力板 56 とプッシュロッド 58 の組立体に剛結された中間滑り輪歯車 61、及び内周部に歯を備えていて、好ましくは CSTC 入力シャフト 42 に剛結された内側輪歯車 62 を含む。復元ばね 60 は、好ましくは、プッシュロッド 58 の端部を CSTC 出力シャフト 43 に連結している。復元ばね 60 は、一定の復元又は離脱力を可動中間滑り歯車 61 と圧力板 56 とプッシュロッド 58 の組立体に及ぼすことができる。作業流体（例えば、潤滑油）は、圧力シリンダ 57 内に圧送されて移動又は係合力をもたらして中間輪歯車 61 を外側輪歯車 54 と内側輪歯車 62 との間の定位置に作動させる。

#### 【0038】

本発明の幾つかの実施形態は、種々の作動方法を含む。例示の一方法では、作業流体を用いて圧縮機始動用トルクコンバータ（CSTC）16 を加圧し、調節可能な入口案内翼 52 を閉じてポンプ 40 及び油圧タービン 41 を通る作業流体の循環を阻止する。所定の最小圧力を利用してポンプ 40 内における作業流体のキャビテーションを阻止する。CSTC 入力シャフト 42 を減速歯車装置出力シャフト 24 の全速まで加速する。CSTC 入力シャフト 42 が全速の状態、調節可能な入口案内翼 52 をゆっくりと開いて作業流体が CSTC 16 内で循環することができるようにする。調節可能な案内翼 52 の開度を増大させると、ポンプ 40 から油圧タービン 41 への動力の流れが増大し、この結果、増大したトルクが CSTC 出力シャフト 43 に加わり、ついには、調節可能な入口案内翼 52 が完全開き位置になり、この位置では、最大動力（トルク）が CSTC 出力シャフト 43 に伝達される。動力が CSTC 16 内で増大するので、CSTC 出力シャフト 43 は、CSTC 入力シャフト 42 のゼロ速度から全速まで加速する。調節可能な入口案内翼 52 は、CSTC 出力シャフト 43 が CSTC 入力シャフト 42 の速度よりも僅かに高い速度まで加速することができるように設計されている。CSTC 出力シャフト 43 の速度（ $\omega_3$ ）が CSTC 入力シャフト 42 の速度（ $\omega_2$ ）よりも高い状態で且つ設計上の制限速度差（同期速度）内にある状態で、ロックアップ装置を稼働させるのが良い。

#### 【0039】

本発明の幾つかの実施形態では、作業流体、好ましくは潤滑油をロックアップ装置の圧力シリンダ 57 内に圧送することによりロックアップ装置を稼働させることができる。作業流体を当業者に知られている作業流体送出し系統圧力（2～3 パール）で供給するのが良い。ロックアップ装置の回転により、遠心力が圧力シリンダ 57 内の作業流体に加わり、この遠心力は、作業流体静圧の増大として（潤滑油送出し系統圧力よりも高い）圧力板 56 に反作用する。作業流体の圧力により、復元ばね 60 に反作用力が加わり、それにより、中間輪歯車 61 と圧力板 56 とプッシュロッド 58 の組立体は、CSTC 入力シャフト 42 の内側輪歯車 62 に係合する。いったんロックアップ装置が稼働されて CSTC 入力シャフト 42 と CSTC 出力シャフト 43 との間の剛体回転が達成されると、CSTC 内の作業流体は、好ましくは、排出されて全速連続作動中における CSTC 損失が最小限

10

20

30

40

50

に抑えられる。

【0040】

本発明の圧縮機始動用トルクコンバータ(CSTC)の別の例示の一実施形態が図7に示されている。この別の例示の実施形態は、CSTC16と共に共通ハウジング64内に設けられた減速歯車装置18及び増速歯車装置20を有している。これらユニットを一体化したものが、図8に別個に示されており、この場合、共通ハウジング64は、減速歯車装置18、CSTC16及び増速歯車ユニット20を収納している。これらコンポーネントを単一ユニットとして一体化することにより、コンポーネントのうちの幾つかを無くしたり組み合わせたりすることにより設計が単純化される。減速歯車装置の出力シャフトは、CSTCの入力シャフト66と一体であってこれと単体をなすのが良い。減速歯車装置出力シャフト継手及び端部ラジアル軸受並びにCSTC入力シャフト継手及びラジアル流体軸受を不要にすることができる。増速歯車装置の入力シャフト68は、CSTCの出力シャフトと一体であってこれと単体をなすのが良い。増速歯車装置入力シャフト継手及びその端部ラジアル軸受並びにCSTC出力シャフト継手及び端部ラジアル軸受も又不要にすることができる。

10

【0041】

本発明の種々の実施形態において用いられる歯車装置の形式は、種々の設計パラメータで決まる。歯車の歯は、図6及び図7に概略的に示されているように、好ましくは複螺旋構成のものである。しかしながら、図5に示すように、単螺旋歯車列も又使用できる。

【0042】

本発明については種々の改造例及び変形例が可能であり、上述の例示の実施形態は、一例として示されているに過ぎない。しかしながら、本発明は、本明細書に開示した特定の実施形態には限定されるものではないということももう一度理解されるべきである。確かに、本発明は、特許請求の範囲に記載された本発明の真の精神及び範囲に属する全ての変形例、改造例及び均等例を含む。

20

【図面の簡単な説明】

【0043】

【図1】可変周波数駆動装置を用いた設備ストリングの略図である。

【図2】可変速度流体クラッチ及びスタータモータを用いた別の設備ストリングの略図である。

30

【図3】タービンと少なくとも1つの圧縮機との間にCSTCを用いた図2の設備ストリングの略図である。

【図4】回転設備ストリング中に設けられた本発明のデュアルエンド形歯車式圧縮機始動用トルクコンバータの例示の実施形態の略図である。

【図5】図4の例示の実施形態の歯車装置及びCSTCの個々のコンポーネントを示す部分断面図である。

【図6】図4の例示の実施形態の歯車装置及びCSTCを示す部分断面図である。

【図7】回転設備ストリング中に設けられた本発明のデュアルエンド形歯車式圧縮機始動用トルクコンバータの別の例示の実施形態の略図である。

【図8】図7の例示の実施形態の歯車装置及びCSTCユニットの部分断面図である。

40

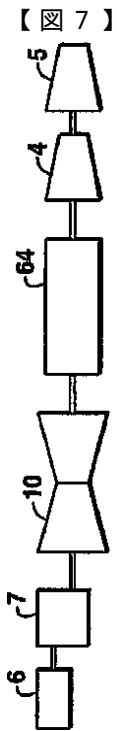
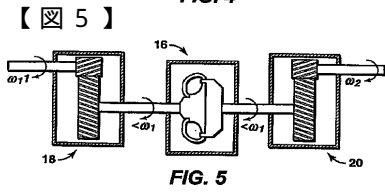
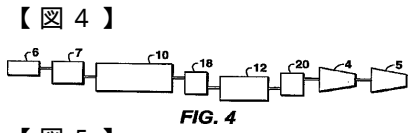
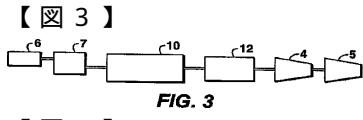
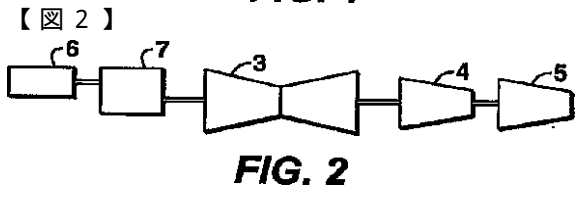
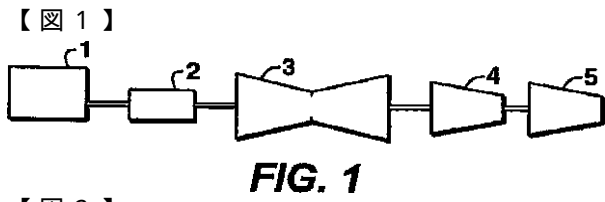


FIG. 7

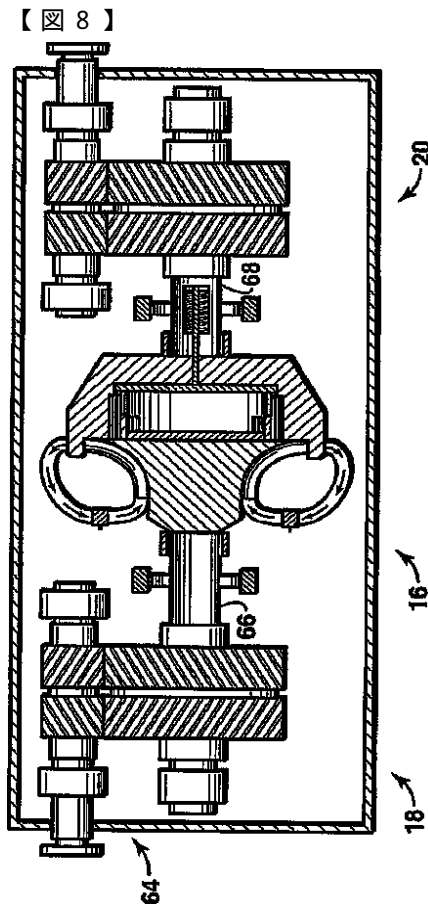
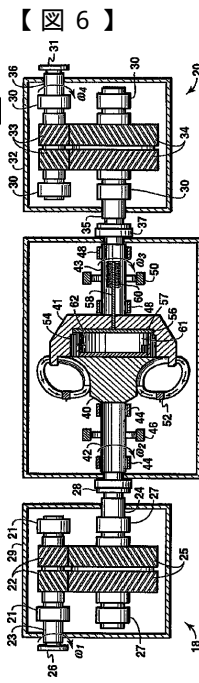


FIG. 8

---

フロントページの続き

(74)代理人 100098475

弁理士 倉澤 伊知郎

(72)発明者 ホルト クリストファー ジー

アメリカ合衆国 テキサス州 77450 ケイティー シャドー ミル コート 20515

(72)発明者 マーティン ウィリアム エル

アメリカ合衆国 テキサス州 77006 ヒューストン ホイットニー ストリート 2502

審査官 寺町 健司

(56)参考文献 特表2004-506116(JP,A)

米国特許第02377851(US,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F02C 1/00-9/58

F23R 3/00-7/00

F01D 13/00-15/12

F01D 23/00-25/36

F16H 1/08