

(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2013-83371

(P2013-83371A)

(43) 公開日 平成25年5月9日(2013.5.9)

(51) Int.Cl.

**F28D 7/16 (2006.01)**  
**F04C 18/16 (2006.01)**  
**F04C 23/00 (2006.01)**  
**F04C 29/04 (2006.01)**  
**F28F 1/06 (2006.01)**

F 1

F 28 D 7/16  
F 04 C 18/16  
F 04 C 23/00  
F 04 C 29/04  
F 28 F 1/06

テーマコード(参考)

3 H 1 2 9  
3 L 1 0 3

審査請求 未請求 請求項の数 5 O L (全 13 頁)

(21) 出願番号

特願2011-221659 (P2011-221659)

(22) 出願日

平成23年10月6日 (2011.10.6)

(71) 出願人 502129933

株式会社日立産機システム  
東京都千代田区神田練塀町3番地

(71) 出願人 593084144

株式会社西山製作所  
神奈川県小田原市成田979番地

(74) 代理人 110000350

ポレール特許業務法人

(72) 発明者 藤元 英樹

静岡県静岡市清水区村松390番地 株式  
会社日立産機システム内

(72) 発明者 橋 紀伸

神奈川県小田原市成田979 株式会社西  
山製作所内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】スクリュー圧縮機

## (57) 【要約】

【課題】シェルアンドチューブ式熱交換器を小形化することにより全体として小形化できるスクリュー圧縮機を得る。

## 【解決手段】

スクリュー圧縮機は、圧縮機本体と、該圧縮機本体から吐出された圧縮空気を冷却するためのシェルアンドチューブ式熱交換器を備えている。シェルアンドチューブ式熱交換器内に設けられているチューブ11は、両端側が円筒11a, 11bで、且つ中央側が周方向に山部と谷部を交互に有した波形形状となるよう形成された多葉管11cで構成されている。また、前記チューブの中央側に設けられている多葉管の部分は捩じりを加えられた多葉スパイラル形状に構成されている。

## 【選択図】図5

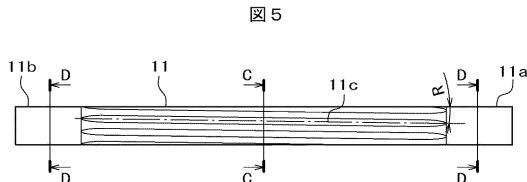


図5

**【特許請求の範囲】****【請求項 1】**

圧縮機本体と、該圧縮機本体から吐出された圧縮空気を冷却するためのシェルアンドチューブ式熱交換器を備えたスクリュー圧縮機において、

前記シェルアンドチューブ式熱交換器内に設けられているチューブは、両端側が円筒で、且つ中央側が周方向に山部と谷部を交互に有した波形形状となるよう形成された多葉管で構成されている

ことを特徴とするスクリュー圧縮機。

**【請求項 2】**

請求項 1 に記載のスクリュー圧縮機において、前記シェルアンドチューブ式熱交換器は、円筒状のシェルと、このシェルの両側に設けられたヘッダと、前記シェルの一端側に設けられ、シェル内と前記ヘッダの一方側とを水密に仕切るフランジと、前記シェルの他端側に設けられ、シェル内と前記ヘッダの他方側とを水密に仕切る管板と、前記前記シェルの両側に設けられたヘッダを連通するように前記フランジと前記管板に取り付けられた複数の前記チューブと、前記シェル内の長手方向に複数枚間隔を空けて配置され前記チューブが貫通する貫通孔を有すると共にシェル内に導入された流体を一方側から他方側に蛇行しながら導くためのバッフルプレートとを備えていることを特徴とするスクリュー圧縮機。

**【請求項 3】**

請求項 1 に記載のスクリュー圧縮機において、前記チューブの中央側に設けられている多葉管の部分は捩じりを加えられた多葉スパイラル形状に構成されていることを特徴とするスクリュー圧縮機。

**【請求項 4】**

請求項 1 に記載のスクリュー圧縮機において、前記チューブの多葉管の部分の外径は該チューブ両端側の円筒の部分の外径より小さく構成されていることを特徴とするスクリュー圧縮機。

**【請求項 5】**

請求項 2 に記載のスクリュー圧縮機において、前記バッフルプレートに形成された貫通孔の内径は、圧縮機運転により前記チューブ内に内圧が作用した状態における前記多葉管の部分の外径より大きく形成していることを特徴とするスクリュー圧縮機。

**【発明の詳細な説明】****【技術分野】****【0001】**

本発明は、圧縮ガスを冷却するためのシェルアンドチューブ熱交換器を備えているスクリュー圧縮機に関する。

**【背景技術】****【0002】**

シェルアンドチューブ熱交換器を備えたスクリュー圧縮機の従来技術としては、特開 2001-153080 号公報（特許文献 1）に記載のものがある。この特許文献 1 のものには、水冷式の 2 段オイルフリースクリュー圧縮機が記載され、そのインタークーラとアフタークーラに水冷式のシェルアンドチューブ式熱交換器が用いられており、一段側圧縮機本体や二段側圧縮機本体で圧縮されて高温となった圧縮空気（圧縮ガス）を冷却水で冷却するように構成している。

**【先行技術文献】****【特許文献】****【0003】****【特許文献 1】特開 2001-153080 号公報****【発明の概要】****【発明が解決しようとする課題】****【0004】**

10

20

30

40

50

前記特許文献 1 には、シェルアンドチューブ式熱交換器で構成されているインタークーラやアフタークーラの小形化を図ることに関しては十分な配慮が為されておらず、シェルアンドチューブ式熱交換器が大きいために、これを搭載したスクリュー圧縮機全体が大きなものとなってしまう課題があった。特に、1つのパッケージ内に圧縮機本体などと共にシェルアンドチューブ式熱交換器のインタークーラやアフタークーラを収容したスクリュー圧縮機においては、そのパッケージが大きくなり、容積占有率が大きくなってしまう課題がある。

#### 【0005】

本発明の目的は、シェルアンドチューブ式熱交換器を小形化することにより全体として小形化できるスクリュー圧縮機を得ることにある。

10

#### 【課題を解決するための手段】

#### 【0006】

上記課題を解決するために、本発明は、圧縮機本体と、該圧縮機本体から吐出された圧縮空気を冷却するためのシェルアンドチューブ式熱交換器を備えたスクリュー圧縮機において、前記シェルアンドチューブ式熱交換器内に設けられているチューブは、両端側が円筒で、且つ中央側が周方向に山部と谷部を交互に有した波形形状となるよう形成された多葉管で構成されていることを特徴とする。

#### 【0007】

前記シェルアンドチューブ式熱交換器は、円筒状のシェルと、このシェルの両側に設けられたヘッダと、前記シェルの一端側に設けられ、シェル内と前記ヘッダの一方側とを水密に仕切るフランジと、前記シェルの他端側に設けられ、シェル内と前記ヘッダの他方側とを水密に仕切る管板と、前記前記シェルの両側に設けられたヘッダを連通するように前記フランジと前記管板に取り付けられた複数の前記チューブと、前記シェル内の長手方向に複数枚間隔を空けて配置され前記チューブが貫通する貫通孔を有すると共にシェル内に導入された流体を一方側から他方側に蛇行しながら導くためのバッフルプレートとを備える構成にすると良い。

20

#### 【0008】

ここで、前記バッフルプレートに形成された貫通孔の内径は、圧縮機運転により前記チューブ内に内圧が作用した状態における前記多葉管の部分の外径より大きく形成されていることが好ましい。

30

#### 【0009】

前記チューブの中央側に設けられている多葉管の部分は、捩じりを加えられた多葉スパイラル形状に構成すると良い。

また、前記チューブの多葉管の部分の外径を、該チューブ両端側の円筒の部分の外径より小さく構成すると良い。

#### 【発明の効果】

#### 【0010】

本発明によれば、シェルアンドチューブ式熱交換器の熱交換効率を向上することができるからその小形化を図ることができ、その結果全体として小形化可能なスクリュー圧縮機を得ることができる効果がある。

40

#### 【図面の簡単な説明】

#### 【0011】

【図1】本発明のスクリュー圧縮機の実施例1を示す全体構成図である。

【図2】図1に示すシェルアンドチューブ式熱交換器の構造を示す縦断面図である。

【図3】図2のA-A線矢視断面図である。

【図4】図2のB-B線矢視断面図である。

【図5】シェルアンドチューブ式熱交換器に用いられているチューブを示す正面図である。

【図6】図5のC-C線矢視断面図である。

【図7】図5のD-D線矢視断面図である。

50

【図8】図5に示す多葉管の部分を拡大して示す斜視図である。

【図9】図5に示すチューブの端部側の構成を拡大して示す斜視図である。

【図10】図2に示すシェルアンドチューブ式熱交換器における流体フローを説明する図である。

【発明を実施するための形態】

【0012】

以下、本発明のスクリュー圧縮機の実施例を図面に基づき説明する。なお、各図において、同一符号を付した部分は同一部分を示している。

【実施例1】

【0013】

図1は、本発明のスクリュー圧縮機の実施例1を示す全体構成図で、本実施例におけるスクリュー圧縮機は水冷式2段オイルフリースクリュー圧縮機となっており、主モータ1により回転駆動される低段側(一段側)圧縮機本体2と高段側(二段側)圧縮機本体3が設けられ、低段側圧縮機本体2で圧縮され高温となった圧縮空気はインタークーラ(低圧段熱交換器)4で冷却される。冷却後の圧縮空気は高段側圧縮機本体3に送られ更に圧縮され、高段側圧縮機本体3での圧縮により再び高温となった圧縮空気は、アフタークーラ(高圧段熱交換器)5で冷却され、その後、これらの機器を収納しているパッケージ16外へ排出されるように構成されている。

【0014】

前記圧縮機本体2,3はギヤボックス20を介して前記主モータ1に連結されている。ギヤボックス20内には、主モータ1の回転駆動軸先端に取り付けられた大歯車21と、圧縮機本体2,3の回転従動軸先端にそれぞれ取り付けられ且つ前記大歯車21に噛み合う小歯車22,23が設けられている。主モータ1が回転することにより、その回転力が大歯車21及び小歯車22,23を介して圧縮機本体2,3に伝達され、圧縮機本体2,3を回転させて圧縮用空気を圧縮する。

【0015】

前記低段側圧縮機本体2の吐出側には空気通路24を介して前記インタークーラ4が接続され、更にインタークーラ4には空気通路25を介して高段側圧縮機本体3の吸入側が接続されている。また、高段側圧縮機本体3の吐出側には空気通路26及び逆止弁27を介して前記アフタークーラ5が接続されている。前記インタークーラ4及びアフタークーラ5には冷却水(冷媒)が供給されており、低段側圧縮機本体2や高段側圧縮機本体3で圧縮されて高温となった圧縮空気を冷却するように構成されている。

【0016】

29は前記逆止弁27の手前で空気通路26から分岐された放氣配管、30は前記放氣配管30に接続された銅製のU字管からなる放風クーラ、31は前記放風クーラ30の下流側の放氣配管で、この放氣配管31の下流側は、吸込絞り弁32と連動して動作する放氣弁33に接続されている。これら吸込絞り弁32や放氣弁33によりアンローダ34が構成されている。なお、35は放風サイレンサ、36はサクションフィルタ、37は冷却ファンである。

また、38はギヤボックス20内のオイルを循環させるオイルポンプ、39はそのオイルを冷却するためのオイルクーラである。

【0017】

上記構成の水冷式2段オイルフリー型のスクリュー圧縮機において、モータ1により低段側圧縮機本体2および高段側圧縮機本体3を回転駆動させると、圧縮用空気が外部から吸込絞り弁32を経由して低段側圧縮機本体2に吸入されて圧縮される。圧縮されて高温となった圧縮空気は低段側圧縮機本体2から吐出され、空気通路24を通ってインタークーラ4に流入し、ここで冷却される。冷却後の圧縮空気は空気通路25を通って高段側圧縮機本体3に吸入され、高段側圧縮機本体3で更に圧縮される。高段側圧縮機本体3から吐出された圧縮空気は、空気通路26および逆止弁27を経由してアフタークーラ5に流入する。高段側圧縮機本体3で更に圧縮された圧縮空気は再び高温となっているので、ア

フタークーラ5で実使用温度（例えば大気からの吸込温度に近い温度）まで冷却されてからパッケージ16外へ吐出される。

【0018】

2段オイルフリースクリュー圧縮機では、上述したように、一般にインタークーラ4が用いられるが、これは高段側圧縮機へ流入する空気温度を下げることで、高段側圧縮機本体3から吐出される圧縮空気の温度が非常に高くなってしまうのを防止すると共に、高段側圧縮機本体3の圧縮効率を向上させるためである。

【0019】

吐出される圧縮空気の温度を実使用温度まで冷却するために、上記インタークーラ4やアフタークーラ5はシェルアンドチューブ式熱交換器で構成されており、これらの熱交換器を圧縮機本体と共に1つの筐体内に収納してパッケージ化すると、パッケージ16内の熱交換器の容積占有率は大きなものとなっていた。このシェルアンドチューブ式熱交換器の構成を図2により説明する。

前記シェルアンドチューブ式熱交換器は、円筒状のシェル6、このシェル6の両側に設けられたヘッダ7、8、前記シェル6の一端側に設けられ、シェル6内と前記ヘッダ7、8の一方側とを水密に仕切るフランジ9、前記シェル6の他端側に設けられ、シェル6内と前記ヘッダ7、8の他方側とを水密に仕切る管板10、前記前記シェル6の両側に設けられた前記7、8ヘッダを連通するように前記フランジ9と前記管板10に取り付けられた複数本のチューブ11、前記シェル6内の長手方向に複数枚間隔を空けて配置され前記チューブ11が貫通する貫通孔（図示せず）を有するバッフルプレート14、前記シェル6の前記他端側に設けられシェル内に流体を導入するための入口12、前記シェル6における前記入口12側とは反対側に設けられ前記シェル6内に導入された流体を排出するための出口13などから構成されている。前記バッフルプレート14は、前記入口12からシェル6内に導入された流体を、一方側（本実施例では管板10側）から他方側（本実施例ではフランジ9側）に蛇行しながら導くためのものである。

【0020】

図2に示すシェルアンドチューブ式熱交換器が、例えば図1に示すアフタークーラ5として用いられている場合について、圧縮空気と冷却水の流れを図10により説明する。

高段側圧縮機本体3から吐出され、空気通路26及び逆止弁27を介して、シェルアンドチューブ式熱交換器の一端側のヘッダ7に入口部7aから導入された圧縮空気は、フランジ9の部分から複数本の各チューブ11内に流入し、他端側のヘッダ8へ流れて集合し、出口部8aから吐出される。一方、冷却水（冷媒としての流体）はシェル6に設けられた入口12からシェル6内に導入され、シェル6内の管板10側からバッフルプレート14により蛇行しながらフランジ9側に流れ、出口13から排出される。前記冷却水は、前記バッフルプレート14により、水平に設置されたチューブ11に対し垂直方向に流路を形成しながら流れる。

【0021】

これにより、前記圧縮空気と前記冷却水とは対向流となり、前記チューブ11の管壁を介して高温の圧縮空気と低温の冷却水とが熱交換され、圧縮空気は外部に放出しても問題ない実使用温度まで冷却されてヘッダ8の出口部8aから吐出され、パッケージ外に供給される。

なお、前記シェルアンドチューブ式熱交換器がインタークーラ4として用いられている場合でもほぼ同様である。

【0022】

図2に戻り、シェルアンドチューブ式熱交換器に用いられている前記チューブ11としては、従来から、単純な円筒形状の单管（ベアチューブ）が用いられている。しかし、単純な円筒形状の单管を用いた場合、单管の伝熱面積は小さく、シェルアンドチューブ式熱交換器が大形化するため、圧縮機本体2、3などと共に、シェルアンドチューブ式熱交換器で構成されたインタークーラ4やアフタークーラ5などを1つの筐体内に収納してパッケージ化すると、スクリュー圧縮機が大形化してしまう。

10

20

30

40

50

## 【0023】

そこで、前記チューブ11の熱交換性能を向上させるため、前記チューブ11として、特開2008-232449号公報（以下特許文献2という）に記載されているような二重管式のチューブを採用することを検討した。前記特許文献2に記載されたている二重管式のチューブは、外管（外チューブ）と内管（内チューブ）で構成され、外管はペアチューブ（円筒管）で、内チューブは断面が多葉状の多葉管で構成されている二重管式の熱交換器である。前記内管と外管との間の間隙には第1の流体を流通させる一方、内管内には第2の流体を流通させ、内管として多葉管を採用することにより熱交換効率を向上させるようにしている。

## 【0024】

10

この特許文献2に記載された二重管式のチューブ（熱交換器）を、シェルアンドチューブ式熱交換器の前記チューブとして応用し、内管内通路だけでなく、内管と外管との間の通路にも圧縮機本体2または3からの圧縮空気を流すと共に、前記外管の外側には冷却水を流すように構成することを考えた。このようにすれば、同径の単管をシェルアンドチューブ式熱交換器のチューブ11として用いている従来のものに対して、前記チューブ11が二重管式のチューブとなっていることにより、伝熱面積を大きく取れ、熱交換効率を向上できることと考えられる。

## 【0025】

20

しかし、シェルアンドチューブ式熱交換器のチューブ11を、単管のチューブから二重管式のチューブに変えても、チューブ11に対する管外流体（冷却水）との接触面積は同径の単管で構成されたチューブと変わらないため、シェルアンドチューブ式熱交換器の熱交換効率は、複雑な構造の二重管式チューブを採用した割には十分な効果が期待できないことがわかった。

## 【0026】

そこで、本実施例では、シェルアンドチューブ式熱交換器のチューブ11として図3～図9に示すように、両端側が円筒で、且つ中央側が周方向に山部と谷部を交互に有した波形形状となるよう形成された多葉管で構成するようにした。本実施例のチューブ11としての多葉管は、二重管式のチューブではなく、単管のチューブ（一重チューブ）で構成されている。

## 【0027】

30

図3は図2のA-A線矢視断面図である。この図に示すように、チューブ11は多葉管で構成されている。また、図3に示すように、チューブ11はバッフルプレート14に形成されている貫通孔14aを貫通するように設けられており、前記貫通孔14aの内径は、ここを貫通する多葉管形状のチューブ11の外形よりも大きく構成されている。特に、圧縮機運転により、前記チューブ11内を圧縮空気が流通すると多葉管部分は内圧（例えば0.7MPaの内圧）が作用してその外径が大きくなるが、本実施例では、圧縮機運転によりチューブ内に内圧が作用した状態における前記多葉管の部分における外径よりも、前記貫通孔14aの内径の方が大きくなるように構成されている。

## 【0028】

40

これにより、組立時にチューブ11をバッフルプレート14の貫通孔14aに挿入する作業を容易に行えるだけでなく、圧縮機運転時にチューブ11に内圧が作用してチューブ外径が大きくなっただ場合でも、バッフルプレート14に応力が発生するのを防止できるから、バッフルプレート14の破損を防止でき、より薄いバッフルプレートを使用することも可能となる。

## 【0029】

なお、前記バッフルプレート14は冷却水を蛇行させて流通せるものであるため、円板形状ではなく、その下部或いは上部などに切欠きを形成した形状となっている。また、バッフルプレート14は、前記フランジ9や管板10に固定されたタイロッド（図示せず）などにより位置決め固定されている。

## 【0030】

50

図4は図2のB-B線矢視断面図で、フランジ9の部分の側面図である。前記フランジ9は前記シェル6を構成する部材と前記ヘッダ7を構成する部材との間に挟まれてボルト15などにより締結されている。また、前記フランジ9には前記チューブ11を挿入して固定するための貫通孔9aが多数形成されており、前記チューブ11の一端部が挿入されて拡管機を用いて拡管されることで、チューブ11の端部を前記フランジ9の貫通孔9aに圧着して固定している。なお、ロー付等により固定しても良い。

#### 【0031】

前記チューブ11の詳細構成を図5～図9により説明する。

図5は図2に示すシェルアンドチューブ式熱交換器に用いられているチューブ11の全体構成を示す正面図である。この図に示すように、チューブ11はその両端側が円筒11a, 11bで構成され、中央側は多葉管11cで構成されている。即ち、チューブ11の中央側の構成は、図5のC-C線矢視断面図である図6に示すように、周方向に山部と谷部を交互に有した波形形状となるように形成された多葉管11cで構成されている。本実施例では、前記多葉管11cは5葉に構成されている。また、前記チューブ11の両端側は図5のD-D線矢視断面図である図7に示すように、単純な円筒11a, 11bで構成されている。

10

#### 【0032】

前記チューブ11の円筒11aの部分、即ち右端側は前記フランジ9の貫通孔9aに挿入されて固定されている。また、前記チューブ11の円筒11bの部分、即ち左端側は、図2に示すように、前記管板10に形成されている貫通孔10aに挿入されて、フランジ9側と同様に、拡管やロー付等により固定されている。なお、チューブ11の多葉管11cの部分の外径は、前記円筒11a, 11bの部分の外径よりも小さく構成されており、チューブ11をフランジ9や管板10の貫通孔9a, 10aに挿入して組み立てる作業を容易に行えるようにしている。

20

#### 【0033】

なお、前記管板10は前記シェル6内またはヘッダ8を構成する部材内を軸方向にスライドできるように構成されており、前記チューブが軸方向に熱膨張してもこれを吸収することが可能な構成となっている。16は、前記管板10の外周面と前記シェル6内面またはヘッダ8の構成部材内面との間に設けられてこれらの間を水密にシールするシール部材である。

30

#### 【0034】

図8は、前記チューブ11の多葉管11cの部分の拡大斜視図である。この図8及び前記図5に示すように、本実施例においては、前記多葉管11cの部分が、図中のRで示すように、軸方向に向かうに従って周方向に一定角度で捩じりを加えられたスパイラル形状となっている。多葉管11cの部分をスパイラル形状に製作するには、円筒状の单管(ペアチューブ)に多葉管11cを形成するためのダイスをセットし、このダイスを軸方向に固定すると共に周方向には自由に回転できるようにする。この状態から前記円筒状の单管を引き抜くと、前記单管には前記ダイスがセットされた部分から单管を引き抜いた分だけ多葉管形状の部分が成形される。また、前記ダイスは周方向には自由に回転できるように軸方向にのみ位置決めされ、单管を引き抜く動作に連動するように前記ダイスは周方向に回転するように構成されているので、前記多葉管はスパイラル状に形成される。このスパイラル状多葉管の捩じり量(捩じり角R)は前記单管の引き抜き速度を変えることで、調整できるように構成されている。

40

#### 【0035】

図9は、前記チューブ11の端部側部分の拡大斜視図である。この図9はチューブ11の左端側のみを示しているが、右端側についても同様に構成されている。この図に示すように、チューブ11の端部側は円筒11b(11a)のまま、即ちペアチューブのままの形状となっており、ダイスがセットされた部分から引き抜き動作を終了した部分までは図に示すように、多葉管11に形成されている。

#### 【0036】

50

チューブ 11 の両端側は円筒 11a, 11b に形成されていることにより、フランジ 9 や管板 10 に形成されている貫通孔 9a, 10a に挿入されて、拡管やロー付等により前記フランジ 9 や管板 10 に固定することが可能となる。また、チューブ 11 の中央側は多葉管 11c となっているので、チューブ 11 の伝熱面積を大きくすることができるから熱伝達効率を向上させることができる。従って、チューブ 11 の外側を流れる冷却水（冷媒）によりチューブ 11 の内側を流れる高温の圧縮空気を効率良く冷却することができ、シェルアンドチューブ式熱交換器を小形化することが可能となる。

#### 【0037】

また、多葉管 11c の溝（図 6 に示す谷の部分）の部分は、チューブ 11 の両端側が円筒のままであるため、その両端部が堰となっている。このため、多葉管 11c の溝に水が溜まった状態で圧縮機が停止し、冷却水の供給も停止した場合、水が前記溝に溜まつたままとなり、腐食を発生させる虞がある。しかし、本実施例によれば、多葉管 11c の部分は捩じられてスパイラル状となっているので、多葉管の溝の部分に溜まった水は、自重によりスパイラル状の溝に沿って下方に流れ落ち下し、前記溝に水は溜まらないから多葉管部の腐食も防止できる。

10

#### 【0038】

更に、圧縮機運転中は多葉管 11c の外側を冷却水が流れるが、前記多葉管 11c はスパイラル状に形成されているため、チューブ 11 の外側を流れる冷却水の流れ、及びチューブ 11 の内側を流れる圧縮空気の流れが乱流化され、この結果、伝熱効率を更に向上することも可能となる。

20

#### 【0039】

なお、本実施例では、前記多葉管 11c の部分をスパイラル状に形成するようにしているが、前記捩じり角 R を大きくするほど、伝熱面積を大きくできる。また、多葉管 11c の部分は必ずしもスパイラル状に構成する必要はなく、捩じり角 R が 0 度のストレート形状としても良い。ストレート形状の多葉管とするには、前記ダイスの周方向回転を阻止するようにして単管を引き抜き加工すれば良い。ストレート形状とすることにより、伝熱面積は小さくなるが、多葉管 11c の外側を流れる冷却水の圧力損失を低減することが可能となる。

#### 【0040】

シェルアンドチューブ式熱交換器のチューブ 11 として、特許文献 2 に記載された多葉二重チューブを用いた場合と、上述した本実施例のシェルアンドチューブ式熱交換器とした場合について、熱交換性能を比較実験した結果を表 1 に示す。

30

#### 【0041】

本実施例の場合、チューブ 11 を一重チューブとしているので、二重チューブに対して伝熱面積は少なくなるものの、多葉管としていることから冷却水との接触面積を大幅に増加することができる。このため、単位伝熱面積あたりの熱交換量を向上することができる。

#### 【0042】

従って、本実施例によれば、多葉二重チューブを用いた場合と同等にシェルアンドチューブ式熱交換器を小形化できる。しかも本実施例によれば、一重チューブであるため、構造が簡素化されて製作が容易になるだけでなく、チューブ 11 を製作するための材料費も大幅に低減することが可能となる。

40

#### 【0043】

【表1】

表1

項目	単位	多葉二重チューブ	本実施例
全長	mm	1000	1000
外径	mm	Φ19	Φ19
多葉部長さ	mm	900	900
多葉部素材寸法	mm	Φ31.7	Φ31.7
断面積	mm <sup>2</sup>	170.9	121.9
伝熱面積	mm <sup>2</sup>	135254	90112
伝熱面積比	-	100%	67%
冷却水接触面積	mm <sup>2</sup>	17100	28530

10

20

クーラチューブ本数	本	31	31
圧縮空気圧力	MPa	0.21	0.21
圧縮空気流量	m <sup>3</sup> /min	18	18
冷却水流量	L/min	50	50
圧縮空気クーラ入口温度	°C	141	141
圧縮空気クーラ出口温度	°C	30.3	32.5
冷却水入口温度	°C	19.1	19.1

20

熱交換量	kcal/h	31563	30936
チューブ1本あたりの熱交換量	kcal/h	1018	998
単位伝熱面積あたりの熱交換量	kcal/h/mm <sup>2</sup>	0.0075	0.0111
熱交換効率比較	-	100%	147%

## 【0044】

なお、上述した実施例では、水冷式2段オイルフリースクリュー圧縮機の場合について説明したが、単段オイルフリースクリュー圧縮機や油冷式のスクリュー圧縮機であっても、シェルアンドチューブ式熱交換器を用いて圧縮空気を冷却するものであれば、同様に本発明を実施することが可能である。

## 【0045】

以上説明したように、本実施例によれば、圧縮機本体と、該圧縮機本体から吐出された圧縮空気を水冷式で冷却するシェルアンドチューブ式熱交換器を備えたスクリュー圧縮機において、前記シェルアンドチューブ式熱交換器内に設けられているチューブは、両端側が円筒で、中央側が周方向に山部と谷部を交互に有した波形形状となるよう形成された多葉管で構成されているので、シェルアンドチューブ式熱交換器の熱交換効率を向上することができるからその小形化を図ることができ、その結果全体として小形化可能なスクリュー圧縮機を得ることができる。

## 【0046】

また、シェルアンドチューブ式熱交換器内に設けられているチューブは、多葉管部を有する一重チューブにより構成されているから、二重チューブを用いた場合に比べ、構造を大幅に簡略化して冷却能力も向上できる小形化されたシェルアンドチューブ式熱交換器を搭載したスクリュー圧縮機が得られる。

## 【0047】

更に、前記チューブの中央側を、捩じりを加えた多葉スパイラル形状とすることにより、チューブ内外の伝熱面積を更に大きくすることができると共に、チューブ内外を流れる両流体を乱流状態とすることもできるから、熱交換性能を向上させて冷却能力を更に向上

40

50

できる。しかも、管外を流れる流体が水などの液体の場合には、圧縮機停止時や圧縮機未使用時に多葉管の葉状溝部に液体流体が溜まる虞があるが、本実施例では、前記多葉管部をスパイラル形状とすることにより、前記葉状溝部に液体流体が溜まるのも防止でき、チューブに錆や腐食が発生するのも防止できる。

#### 【0048】

このように、本実施例によれば、小形で信頼性が高く構造を簡略化して安価に製作可能なシェルアンドチューブ式熱交換器を搭載したスクリュー圧縮機を得ることができる。

#### 【符号の説明】

#### 【0049】

1：主モータ、

2：低段側圧縮機本体、

3：高段側圧縮機本体、

4：インターフーラ（低圧段熱交換器）、5：アフターフーラ（高圧段熱交換器）、

6：シェル、

7，8：ヘッダ（7a：入口部、8a：出口部）、

9：フランジ（9a：貫通孔）、

10：管板（10a：貫通孔）、

11：チューブ（11a，11b：円筒、11c：多葉管）、

12：入口、13：出口、

14：バッフルプレート、

15：ボルト、

16：パッケージ、

20：ギヤボックス、21：大歯車、22，23：小歯車、

24，25，26：空気通路、27：逆止弁、

29，31：放気配管、30：放風クーラ、

32：吸込絞り弁、33：放気弁、34：アンローダ、

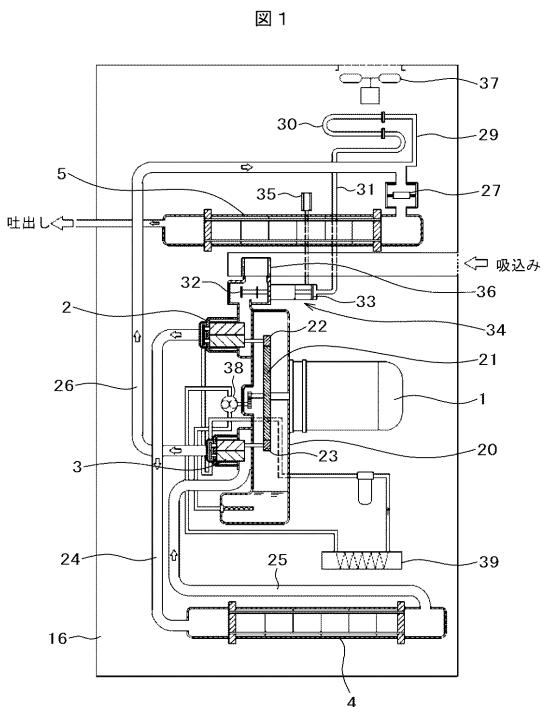
35：放風サイレンサ、36：サクションフィルタ、37：冷却ファン、

38：オイルポンプ、39：オイルクーラ。

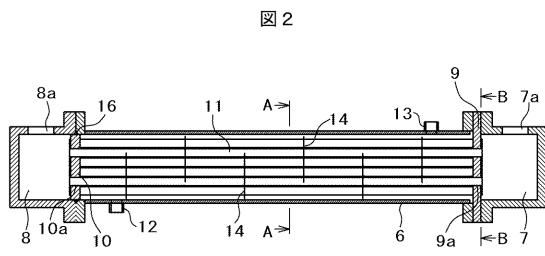
10

20

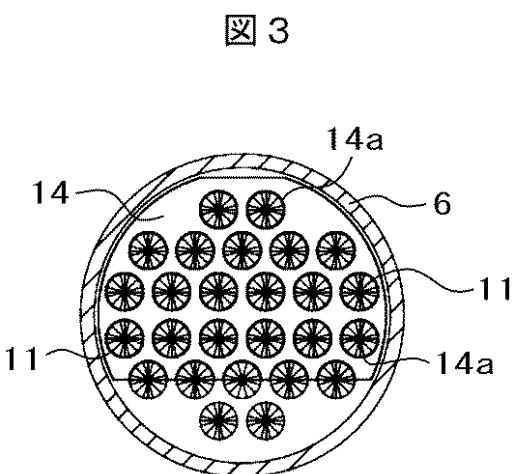
【 図 1 】



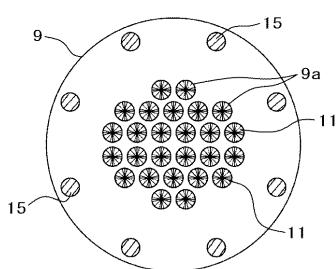
【図2】



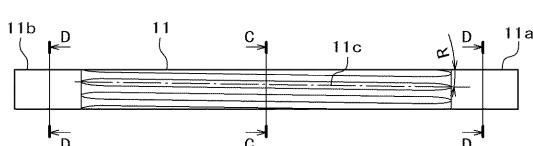
【図3】



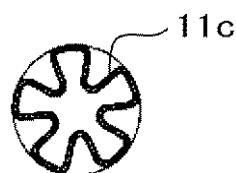
【 図 4 】



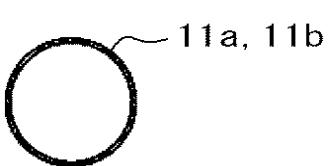
( 5 )



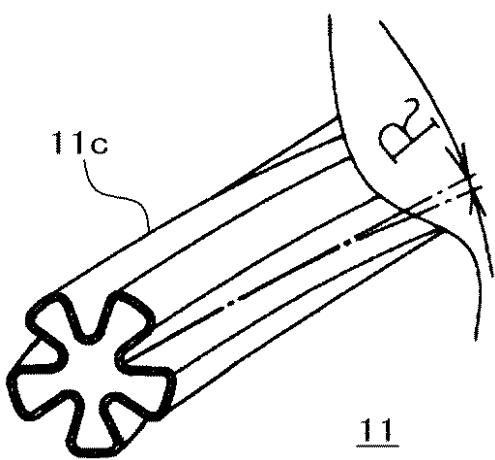
【図6】



【図7】

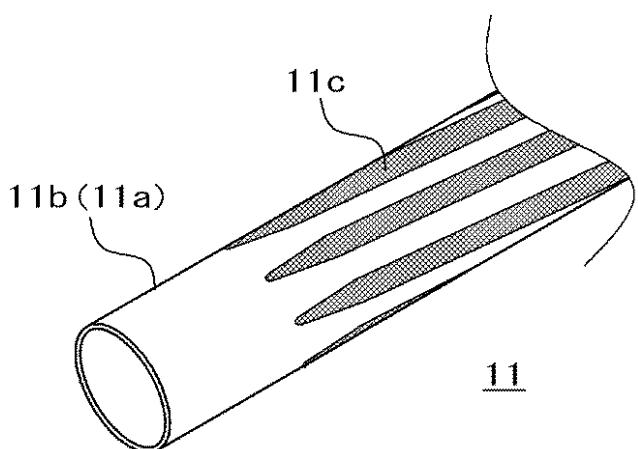


【 図 8 】



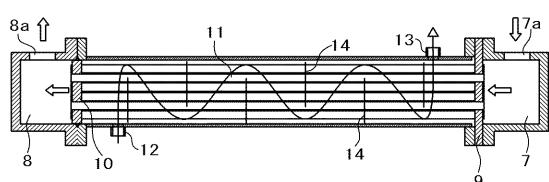
【図 9】

図 9



【図 10】

図 10



---

フロントページの続き

(72)発明者 片野 伊佐雄

神奈川県小田原市成田 979 株式会社西山製作所内

F ターク(参考) 3H129 AA03 AA10 AA16 AA24 AB02 BB12 BB32 CC09 CC25 CC48  
3L103 AA05 AA37 BB14 CC02 CC22 DD08