

(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2011-237455

(P2011-237455A)

(43) 公開日 平成23年11月24日(2011.11.24)

(51) Int.Cl.

G 2 1 C 15/25 (2006.01)

F I

G 2 1 C 15/25 G D B

テーマコード (参考)

審査請求 有 請求項の数 15 O L (全 25 頁)

(21) 出願番号	特願2011-185585 (P2011-185585)	(71) 出願人	507250427 日立GEニュークリア・エナジー株式会社 茨城県日立市幸町三丁目1番1号
(22) 出願日	平成23年8月29日(2011.8.29)	(74) 代理人	110000350 ポレール特許業務法人
(62) 分割の表示	特願2009-11479 (P2009-11479) の分割	(72) 発明者	石田 直行 茨城県日立市大みか町七丁目2番1号 株式会社日立製作所エネルギー・環境システム研究所内
原出願日	平成21年1月22日(2009.1.22)	(72) 発明者	井上 久道 茨城県日立市大みか町七丁目2番1号 株式会社日立製作所エネルギー・環境システム研究所内

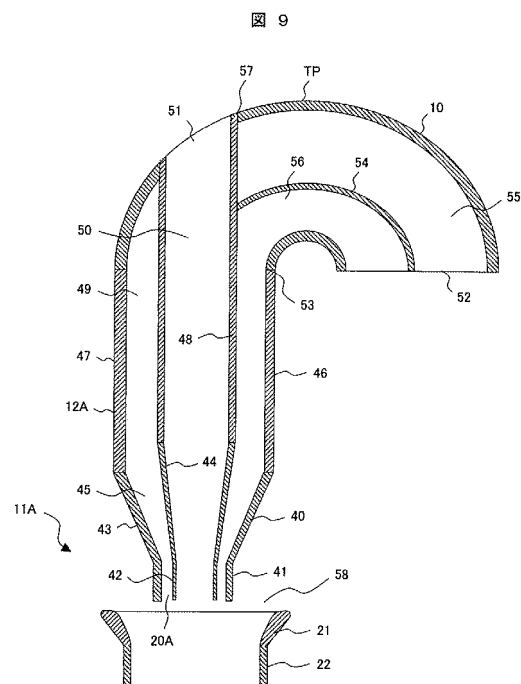
(54) 【発明の名称】 ジェットポンプ及び原子炉

(57) 【要約】

【課題】振動を抑制することができ、且つ効率を向上させることができるジェットポンプを提供する。

【解決手段】ジェットポンプ11Aは、ノズル装置12A及び逆U字状のエルボ管10をベルマウス21の上方に配置する。ノズル装置12Aはノズル部40及びノズル部40の上端に設置されたノズルヘッダー部46を有する。内部冷却水吸引通路50はノズル部40及びノズルヘッダー部46内に配置される。ノズルヘッダー部46は内部に内部冷却水吸引通路50を取り囲む環状ヘッダー部39を形成し、ノズル部40は内部に内部冷却水吸引通路50を取り囲む環状噴出口20Aを形成している。エルボ管10がノズルヘッダー部46の上端に接続される。内部冷却水吸引通路50は、エルボ管10の一端からエルボ管10内に挿入されており、エルボ管10の外面に開口部51を形成している。エルボ管10内の冷却水通路は、内部冷却水吸引通路50の軸心に対して上方から下方に向かって傾斜している。

【選択図】 図9



【特許請求の範囲】**【請求項 1】**

被駆動流体が流れる被駆動流体通路を形成する第 1 管路部材を内部に有すると共に、前記第 1 管路部材を取り囲み駆動流体が導かれるヘッダー部、及びこのヘッダー部に連絡されて前記第 1 管路部材を取り囲み、前記駆動流体を噴出する環状の噴出口を形成しているノズル部をそれぞれ有するノズル装置と、

前記駆動流体及び吸引された被駆動流体が流入するスロートと、

前記スロートの下流端部が挿入されたディフューザと、

前記ノズル装置に一端が接続されて前記駆動流体を前記ヘッダー部に導く第 2 管路部材とを備え、

前記第 1 管路部材は、前記一端を通して前記第 2 管路部材内に形成される駆動流体通路内に配置され、前記第 2 管路部材の外側に開口する前記被駆動流体通路の開口部を形成し、

前記駆動流体通路は、前記駆動流体が前記第 1 管路部材に対し前記第 1 管路部材の軸方向において前記一端に向かって斜めに当たるように形成されており、

前記ディフューザ内に挿入された、前記スロートの前記下流端部において、前記スロート内に形成されている流路の断面積が前記スロートの下流端に向かって減少していることを特徴とするジェットポンプ。

【請求項 2】

前記第 2 管路部材が逆 U 字状に曲げられている請求項 1 に記載のジェットポンプ。

【請求項 3】

前記第 2 管路部材内で前記第 2 管路部材の中心軸に沿って設置された整流部材を備えた請求項 1 または 2 に記載のジェットポンプ。

【請求項 4】

前記整流部材は前記第 1 管路部材の上流に配置されている請求項 3 に記載のジェットポンプ。

【請求項 5】

駆動流体を噴出するノズル装置と、

前記駆動流体及び吸引された被駆動流体が流入するスロートと、

前記スロートの下流端部が挿入されたディフューザとを備え、

前記ノズル装置は、第 1 筒状部材と、前記第 1 筒状部材と間隔を置いて前記第 1 筒状部材の内側に配置される第 2 筒状部材と、前記第 1 筒状部材の内側に配置され前記第 2 筒状部材の上端部に取り付けられる流路形成部材と、前記第 1 筒状部材及び前記第 2 筒状部材に両端部が取り付けられて前記ノズル装置の周方向に配置される複数の通路部材とを有し、

それぞれの前記通路部材内に形成されて外側から内側に前記被駆動流体を導く吸引通路が、前記前記第 2 筒状部材の内側に形成される内部領域に連絡され、

前記駆動流体が流れてそれぞれの前記通路部材が横切る環状の駆動流体流路が、前記第 1 筒状部材と前記第 2 筒状部材及び前記流路形成部材の間に形成されて環状の噴出口に連絡され、

前記駆動流体流路の前記噴出口側の部分が、内側を向いており、かつ前記ノズル装置の下端に向かって傾斜しており、

前記ディフューザ内に挿入された、前記スロートの前記下流端部において、前記スロート内に形成されている流路の断面積が前記スロートの下流端に向かって減少していることを特徴とするジェットポンプ。

【請求項 6】

前記通路部材が、前記内部領域に向かうに従って前記ノズル装置の下端に向かって傾斜している請求項 5 に記載のジェットポンプ。

【請求項 7】

前記通路部材は軸心に垂直な断面が楕円形状をしている請求項 5 に記載のジェットポン

10

20

30

40

50

ブ。

【請求項 8】

前記通路部材は前記楕円形状の長径が前記ノズル装置の軸方向に配置される請求項 7 に記載のジェットポンプ。

【請求項 9】

前記流路形成部材の前記内部領域に面する表面が、前記吸引通路の吐出口から前記流路形成部材の下端に向かって曲面になっている請求項 5 ないし 8 のいずれか 1 項に記載のジェットポンプ。

【請求項 10】

前記流路形成部材の前記曲面が形成される部分の横断面積が、前記流路形成部材の下端に向かって小さくなっている請求項 9 に記載のジェットポンプ。

10

【請求項 11】

横断面が上方に向かって減少する錐体部材が、前記流路形成部材の上端に配置されている請求項 5 ないし 9 のいずれか 1 項に記載のジェットポンプ。

【請求項 12】

ジェットポンプ揚程 H (Pa)、ジェットポンプ流量を Q (m^3/s)、ジェットポンプ内を流れる流体の密度を ρ (kg/m^3) としたとき、前記スロートの下流端の内径 D_2 (m) が、 $(8\rho Q^2/\pi H)^{0.25}$ 以上で前記スロート内の前記流路の断面積が減少し始める位置での前記スロートの内径 D_1 (m) よりも小さくなっている請求項 1 または 5 に記載のジェットポンプ。

20

【請求項 13】

前記スロートの前記ディフューザ内に挿入されている部分の肉厚を厚くしている請求項 1 または 5 に記載のジェットポンプ。

【請求項 14】

前記肉厚を厚くした部分の前記ディフューザに対向している面に、前記スロートの軸方向において、前記スロートの周方向に形成された複数の溝を設けた請求項 13 に記載のジェットポンプ。

【請求項 15】

原子炉容器と、前記原子炉容器内に設置され、前記原子炉容器内に形成される炉心に冷却材を供給する複数のジェットポンプとを備え、

30

前記ジェットポンプが、請求項 1 ないし請求項 14 のいずれか 1 項に記載されたジェットポンプであることを特徴とする原子炉。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、ジェットポンプ及び原子炉に係り、特に、沸騰水型原子炉に適用するのに好適なジェットポンプ及び原子炉に関する。

【背景技術】

【0002】

従来の沸騰水型原子炉 (BWR) は、再循環系配管が接続された原子炉圧力容器 (以下、RPV という) 内にジェットポンプを設置している。ジェットポンプは、ノズル、ベルマウス、スロート及びディフューザを備える。RPV 内に形成されてジェットポンプが配置されたダウンコマ内の冷却水は、再循環ポンプの駆動によって昇圧され、駆動水として、再循環系配管を通してノズルからスロート内に噴出される。ノズルは駆動水の速度を増加させる。RPV 内でノズルの周囲に存在する冷却水が、噴出された駆動水の作用によって、被駆動水としてベルマウス内に吸込まれ、スロートを経てディフューザ内に流入する。ディフューザから排出された冷却水は、RPV 内の下部プレナムを通して炉心に供給される (例えば、USP 3,625,820、特開昭 59-188100 号公報、特開平 7-119700 号公報及び特開 2007-285165 号公報参照)。

40

【0003】

50

特開昭59-188100号公報、特開平7-119700号公報及び特開2007-285165号公報に記載されたジェットポンプは、複数本のノズルを有している。噴出口の面積が同じである場合、ノズル本数を増やすことによって、駆動水と被駆動水の接触面積が増加して駆動水及び被駆動水の混合が促進され、混合損失が低減してジェットポンプ効率が向上する。

【0004】

原子炉に設置されているジェットポンプは、ノズルがRPV内に設置されたライザ管に接続されている。このジェットポンプは、エルボ、ノズル、ベルマウス及びスロートが一体化されており、検査及び修理等のためエルボからスロートまでが取り外し可能な構造となっている。スロートとディフューザの接続部は、ディフューザの上端部にスロートの下端部が嵌め込まれた継手構造になっている。この継手構造は、滑り継手である。スロートとディフューザの接続部である滑り継手は、ライザ管とディフューザの熱膨張差によって応力が生じないように、ディフューザの上端部とスロートの下端部が上下にスライドできる構造になっている。このため、ディフューザの上端部の内面とスロートの下端部の外面との間に間隙が形成されている。スロートからディフューザに流入した冷却水の一部が、その間隙を通過してダウンカマに漏洩する。この漏洩流は、その間隙に異物が挟まったり堆積したりすることを防ぐ機能を有する。しかしながら、その漏洩流の流量が所定値を超えた場合には、ジェットポンプに振動が発生する可能性がある。したがって、ジェットポンプの振動を抑制するためには、滑り継手の間隙からの漏洩流を所定量以下に制限すればよい。

10

20

【0005】

ジェットポンプではないが、高温、高圧のガス（または蒸気）を導く導管に用いる流体シール継手が、実公昭52-5301号公報に記載されている。この流体シール継手は、管状の入口側継手部分が管状の出口側継手部分内に挿入され、入口側継手部分の先端部に、先端に向かって流路断面積が減少する狭窄部及び流路面積が増大する膨張部を有している。狭窄部と膨張部のつなぎ目の、入口側継手部分で流路面積が最も小さくなる位置に、連通孔が形成されている。この連通孔は、入口側継手部分と出口側継手部分の間に形成される環状の空隙部に連絡されている。狭窄部と膨張部のつなぎ目で内部の静圧が低下するので、空隙部内の流体が連通孔を通して内部に吸引される。このため、入口側継手部分と出口側継手部分の間を通過して流体シール継手外に漏洩する流体が効果的に阻止される。

30

【0006】

特開昭59-159489号公報は、振動が抑制できるジェットポンプを記載している。このジェットポンプは、ディフューザの上端部に挿入したスロートの下端部における流路断面積を、先端に向かって減少させている。

【0007】

また、ジェットポンプの滑り継手から漏洩する冷却水の量を減少させるために、滑り継手においてスロートの下端部の外面にラビリンスシール構造を形成することが知られている（例えば、特公昭59-48360公報参照）。

【0008】

特開2001-90700号公報の図3に記載されたジェットポンプは、ベンチュリー管を有し、ベンチュリー管の上流に駆動水を噴出させるノズルを備えている。このノズルは、内側円筒及び内側円筒を取り囲む外側円筒を有する。内側円筒と外側円筒の間に形成された駆動水用流路は、断面積が駆動水の吐出側に向かって徐々に減少する環状流路になっている。駆動水用流路に供給された駆動水は、その流路の一端（吐出口）からベンチュリー管内に向かって噴出される。ノズルの周囲に存在する洗浄水が、ノズルから噴出される駆動水によってベンチュリー管内に吸引される。具体的には、この洗浄水は、ノズルとベンチュリー管の間に形成される第1冷却水吸引流路、及び内側円筒より内側に形成される第2冷却水吸引流路をそれぞれ通ってベンチュリー管内に流入する。ノズルからは円筒状態になった駆動水が噴出される。円筒状態の駆動水の横断面は連続したリングになっている。

40

50

【 0 0 0 9 】

特開 2 0 0 8 - 8 2 7 5 2 号公報は、B W R に適用されるジェットポンプを記載している。このジェットポンプは、軸心に形成される被駆動水吸引通路を取り囲んで駆動水が供給されるリングヘッダー、及びその被駆動水吸引通路を取り囲んでリングヘッダーの下端に取り付けられ、リングヘッダーに供給される駆動水を噴出する複数の噴出口を環状に形成しているノズル部を有している。

【 先行技術文献 】

【 特許文献 】

【 0 0 1 0 】

【 特許文献 1 】 U S P 3 , 6 2 5 , 8 2 0

10

【 特許文献 2 】 特開昭 5 9 - 1 8 8 1 0 0 号公報

【 特許文献 3 】 特開平 7 - 1 1 9 7 0 0 号公報

【 特許文献 4 】 特開 2 0 0 7 - 2 8 5 1 6 5 号公報

【 特許文献 5 】 実公昭 5 2 - 5 3 0 1 号公報

【 特許文献 6 】 特開昭 5 9 - 1 5 9 4 8 9 号公報

【 特許文献 7 】 特公昭 5 9 - 4 8 3 6 0 号公報

【 特許文献 8 】 特開 2 0 0 1 - 9 0 7 0 0 号公報

【 特許文献 9 】 特開 2 0 0 8 - 8 2 7 5 2 号公報

【 発明の概要 】

【 発明が解決しようとする課題 】

20

【 0 0 1 1 】

ジェットポンプの健全性を保つためには、過大なジェットポンプの振動は望ましくない。実公昭 5 2 - 5 3 0 1 号公報及び特開昭 5 9 - 1 5 9 4 8 9 号公報に記載された滑り継手では、滑り継手からの漏洩流を抑制し、漏洩流に起因する振動を低減することができる。しかしながら、滑り継手において流路断面積が縮小等の変化をしているので、滑り継手での圧力損失が若干大きくなる。このため、ジェットポンプにこれらの滑り継手を適用した場合には、ジェットポンプの効率が圧力損失の増加分だけ低下する。

【 0 0 1 2 】

特公昭 5 9 - 4 8 3 6 0 号公報では、滑り継手にラビリンスシールを設けている。スロートの外面にラビリンスシールを加工する場合、加工領域はスロートの肉厚と嵌め込み長さに制限される。このため、加工領域が十分に確保できない場合には、所望する漏洩流低減の効果が得られない可能性がある。

30

【 0 0 1 3 】

本発明の目的は、ジェットポンプの振動を抑制することができ、且つ効率を向上させることができるジェットポンプ及び原子炉を提供することにある。

【 課題を解決するための手段 】

【 0 0 1 4 】

上記した目的を達成する本発明の特徴は、被駆動流体が流れる被駆動流体通路を形成する第 1 管路部材を内部に有すると共に、第 1 管路部材を取り囲み駆動流体が導かれるヘッダー部、及びこのヘッダー部に連絡されて第 1 管路部材を取り囲み、駆動流体を噴出する環状の噴出口を形成しているノズル部をそれぞれ有するノズル装置と、

40

ノズル装置に一端が接続されて駆動流体を前記ヘッダー部に導く第 2 管路部材とを備え、

第 1 管路部材は、前記一端を通して第 2 管路部材内に形成される駆動流体通路内に配置され、第 2 管路部材の外側に開口する被駆動流体通路の開口部を形成し、

駆動流体通路は、駆動流体が第 1 管路部材に対し第 1 管路部材の軸方向において前記一端に向かって斜めに当たるように形成され、

ディフューザ内に挿入された、スロートの下端部において、スロート内に形成されている流路の断面積が前記スロートの下流端に向かって減少させることにある。

【 0 0 1 5 】

50

ディフューザ内に挿入された、スロートの下端部において、スロート内に形成されている流路の断面積が前記スロートの下流端に向かって減少しているので、スロートとディフューザの間から外部に漏洩する流体の量を低減することができ、ジェットポンプの振動を抑制することができる。

【 0 0 1 6 】

第 2 管路部材内に形成される駆動流体通路が、駆動流体が第 1 管路部材に対し第 1 管路部材の軸方向において前記一端に向かって斜めに当たるように形成されているので、駆動流体通路内の圧力損失が低減される。ノズル部の環状の噴出口から噴出される駆動流体の流速がより速くなるので、ジェットポンプ本体内に吸引される被駆動流体の流量が増加し、ジェットポンプの効率がさらに増大する。このジェットポンプの効率の増大の一部は、スロート内の流路断面積の減少によるジェットポンプの効率の低下を補うことができる。

10

【 0 0 1 7 】

上記した目的は、ノズル装置が、第 1 筒状部材と、第 1 筒状部材と間隔を置いて第 1 筒状部材の内側に配置される第 2 筒状部材と、第 1 筒状部材の内側に配置され第 2 筒状部材の上端部に取り付けられる流路形成部材と、第 1 筒状部材及び第 2 筒状部材に両端部が取り付けられてノズル装置の周方向に配置される複数の通路部材とを有し、

それぞれの通路部材内に形成されて外側から内側に被駆動流体を導く吸引通路が、第 2 筒状部材の内側に形成される内部領域に連絡され、

駆動流体が流れてそれぞれの通路部材が横切る環状の駆動流体流路が、第 1 筒状部材と第 2 筒状部材及び流路形成部材の間に形成されて環状の噴出口に連絡され、

20

駆動流体流路の噴出口側の部分が、内側を向いており、かつノズル装置の下端に向かって傾斜しており、

ディフューザ内に挿入された、スロートの下端部において、スロート内に形成されている流路の断面積が前記スロートの下流端に向かって減少させることによって、達成することができる。

【 0 0 1 8 】

ディフューザ内に挿入された、スロートの下端部において、スロート内に形成されている流路の断面積が前記スロートの下流端に向かって減少しているので、スロートとディフューザの間から外部に漏洩する流体の量を低減することができ、ジェットポンプの振動を抑制することができる。

30

【 0 0 1 9 】

駆動流体流路の噴出口側の部分が、内側を向いており、かつノズル装置の下端に向かって傾斜しているので、内部領域の負圧の度合いが増大し、吸引通路を通して内部領域に流入する被駆動水の流量が増大する。さらに、駆動流体流路の噴出口側の部分が、内側を向いており、かつノズル装置の下端に向かって傾斜しているので、ノズル装置の外周部の下端とジェットポンプ本体の上端との間の間隙の幅が増大する。このため、この間隙を通してジェットポンプ本体に流入する被駆動水の流量が増大する。これらの流量の増大によって、ジェットポンプの効率がさらに向上する。このジェットポンプの効率の増大の一部は、スロート内の流路断面積の減少によるジェットポンプの効率の低下を補うことができる。

40

【 発明の効果 】

【 0 0 2 0 】

本発明によれば、ジェットポンプの振動を抑制することができ、且つジェットポンプの効率を向上させることができる。

【 図面の簡単な説明 】

【 0 0 2 1 】

【 図 1 】 本発明の好適な一実施例である実施例 1 の、沸騰水型原子炉に適用されるジェットポンプの斜視図である。

【 図 2 】 図 1 に示す滑り継手の拡大縦断面図である。

【 図 3 】 図 1 に示すノズル装置の縦断面図である。

50

【図４】図１に示すジェットポンプが適用された沸騰水型原子炉の縦断面図である。

【図５】図３のＶ－Ｖ断面図である。

【図６】図３に示すノズルの縦断面図である。

【図７】ジェットポンプのスロート入口からディフューザ出口までのジェットポンプ内部とダウンカマの差圧変化を示した説明図である。

【図８】Ｍ比とジェットポンプの効率の関係を示す特性図である。

【図９】本発明の他の実施例である実施例２の、沸騰水型原子炉に適用されるジェットポンプにおけるノズル装置の縦断面図である。

【図１０】図９に示すノズル装置の斜視図である。

【図１１】Ｍ比とジェットポンプの効率の関係を示す特性図である。

【図１２】本発明の他の実施例である実施例３の、沸騰水型原子炉に適用されるジェットポンプにおけるノズル装置の縦断面図である。

【図１３】図１２のＸIII－ＸIII断面図である。

【図１４】図１２のＸIV－ＸIV断面図である。

【図１５】図１２のＸV－ＸV断面図である。

【図１６】Ｍ比とジェットポンプの効率の関係を示す特性図である。

【図１７】本発明の他の実施例である実施例５の、沸騰水型原子炉に適用されるジェットポンプにおける滑り継手の縦断面図である。

【発明を実施するための形態】

【００２２】

本発明の実施例を以下に説明する。

【実施例１】

【００２３】

本発明の実施例である沸騰水型原子炉に設置されたジェットポンプを、図１、図２及び図３を用いて以下に説明する。本実施例のジェットポンプの構造を説明する前に、このジェットポンプが適用される沸騰水型原子炉の概略の構造を、図１及び図４を用いて以下に説明する。

【００２４】

沸騰水型原子炉（ＢＷＲ）は、原子炉圧力容器（原子炉容器）１を有し、原子炉圧力容器１内に炉心シュラウド３を設置している。原子炉圧力容器は、以下、ＲＰＶと称する。複数の燃料集合体（図示せず）が装荷された炉心２が、炉心シュラウド３内に配置される。気水分離器４及び蒸気乾燥器５がＲＰＶ１内で炉心２の上方に配置される。複数のジェットポンプ１１が、ＲＰＶ１と炉心シュラウド３の間に形成された環状のダウンカマ６内に配置される。ＲＰＶ１に設けられる再循環系は、再循環系配管７及び再循環系配管７に設置された再循環ポンプ８を有する。再循環系配管７の一端はダウンカマ６に連絡される。再循環系配管７の他端は、ダウンカマ６内に配置されたライザ管９の下端に接続される。ライザ管９の上端は分岐管２７に接続される。分岐管２７に取り付けられたエルボ管（曲り管）１０が、ジェットポンプ１１のノズル装置１２に接続される。主蒸気配管２７及び給水配管２８がＲＰＶ１に接続される。ノズル装置１２は、複数の支持板３３によってベルマウス２１に取り付けられ、ベルマウス２１と一体になっている。

【００２５】

ＲＰＶ１内の上部に存在する被駆動水である冷却水（被駆動流体、冷却材）は、給水配管２８からＲＰＶ１に供給された給水と混合されてダウンカマ６内を下降する。この冷却水は、再循環ポンプ８の駆動によって再循環系配管７内に吸引され、再循環ポンプ８によって昇圧される。この昇圧された冷却水を、便宜的に、駆動水（駆動流体）３０という。この駆動水３０は、再循環系配管７、ライザ管９、分岐管２７及びエルボ管１０内を流れてジェットポンプ１１のノズル装置１２内に達し、ノズル装置１２から噴出される。ノズル装置１２の周囲に存在する被駆動水である冷却水３２（図３参照）は、駆動水３０の噴出流３１（図３参照）の作用によって、ベルマウス２１からスロート２２内に吸い込まれる。この冷却水３２は、駆動水３０と共にスロート２２内を下降し、ディフューザ２５の

10

20

30

40

50

下端から吐出される。ディフューザ 25 から吐出された冷却水（被駆動水 32 及び駆動水 30 を含む）を、便宜的に冷却水 34 と称する。冷却水 34 は、下部プレナム 29 を経て炉心 2 に供給される。冷却水 34 は、炉心 2 を通過する際に加熱されて水及び蒸気を含む気液二相流となる。気水分離器 4 は気液二相流を蒸気と水に分離する。分離された蒸気は、更に蒸気乾燥器 5 で湿分を除去されて主蒸気配管 27 に排出される。この蒸気は、蒸気タービン（図示せず）に導かれ、蒸気タービンを回転させる。蒸気タービンに連結された発電機が回転し、発電が行われる。蒸気タービンから排出された蒸気は、復水器（図示せず）で凝縮されて水となる。この凝縮水は、給水として給水配管 28 により R P V 1 内に供給される。気水分離器 4 及び蒸気乾燥器 5 で分離された水は、落下して冷却水としてダウンカマ 6 内に達する。

10

【0026】

ノズル装置 12、ベルマウス 21、スロート 22 及びディフューザ 25 を主要な構成要素とする本実施例のジェットポンプ 11 は、ノズル装置 12 の周囲に存在するダウンカマ 6 内の冷却水を吸込むことにより、少ない駆動水 30 で多くの冷却水 34 を炉心に供給することができる。再循環ポンプ 8 によって与えられた駆動水 30 の運動エネルギーが冷却水 32 に有効に作用すると、より多くの冷却水 32 が吸引されて冷却水 34 の流量が更に増加する。ジェットポンプ 11 は、ノズル装置 12 から噴出される駆動水 30（噴出流 31）をスロート 22 内に高速で噴出させることによってスロート 22 内の静圧を低下させる。これにより、冷却水 32 をスロート 22 に吸い込むことができ、少ない動力で必要な炉心流量を確保することができる。ディフューザ 25 は流れが剥離を起こさない程度に流路断面積が下流に向かうほど徐々に拡大しており、このディフューザ 25 で冷却水の運動エネルギーが圧力に変換される。ディフューザ 25 において、被駆動水 32 は、ベルマウス 21 に吸い込まれた位置における圧力よりもその圧力が高められる。なお、ベルマウス 21 の流路断面積は、上流に向かって増大している。

20

【0027】

ベルマウス 21、スロート 22 及びディフューザ 25 は、この順に、上流より下流に向かって配置されている。ベルマウス 21、スロート 22 及びディフューザ 25 は、ジェットポンプ本体を構成する。ノズル装置 12 はベルマウス 21 の上方に配置される。

【0028】

本実施例のジェットポンプ 11 における滑り継手 26 の構造を、図 2 を用いて説明する。この滑り継手 26 は、スロート 22 の下端部（下流端部）にディフューザ 25 側の端面に向って流路断面積が徐々に減少している流路縮小部 23 を形成している。流路縮小部 23 の下流端の内径 D6 は流路縮小部 23 の上流端の内径 D5 よりも小さくなっている。この流路縮小部 23 の一部が、ディフューザ 25 の上端部（上流端部）内に嵌め込まれている。流路縮小部 23 の外面には厚肉部 24 が形成される。この厚肉部 24 の形成によって、流路縮小部 23 とディフューザ 25 の間に形成される間隙 27 のスロート 22 の半径方向における幅が、狭くなっている。

30

【0029】

ジェットポンプ 11 におけるノズル装置 12 の詳細な構成を、図 3、図 5 及び図 6 を用いて以下に説明する。ノズル装置 12 は、ノズル台座（ノズル台座部材）13 及び 6 本のノズル 14 を有する。ノズル装置 12 のノズル台座 13 は、支持板 33 によってベルマウス 21 に取り付けられて一体化され、そしてエルボ管 10 に接続される。ノズル装置 12 はベルマウス 21 の上方に配置される。ノズル台座 13 は、軸心の位置に下方に伸びる突起部 36 を有する。6 本のノズル 14 は、環状にノズル台座 13 に取り付けられて、突起部 36 の周囲に配置されている。これらのノズル 14 はノズル台座 13 からベルマウス 21 に向かって伸びている。

40

【0030】

ノズル装置 12 に設けられた 6 本のノズル 14 の詳細な構成を、図 6 を用いて説明する。ノズル 14 は、内部に形成される噴出通路 35 の通路径となるノズル内径をノズル 14 の上流端から下流端に向って D1、D2 及び D3 と順次定義した場合、これら内径は D1

50

> D 2 > D 3 の関係を有している。

【 0 0 3 1 】

ノズル装置 1 2 では、ノズル 1 4 は、ノズル直管部 1 5、ノズル絞り部 1 6、ノズル直管部 1 7、ノズル絞り部 1 8 及びノズル下端部 1 9 を有する。最も上流に位置するノズル直管部 1 5 は、内径が D 1 で一定になっている。ノズル直管部 1 5 の下流端に接続された第一段のノズル絞り部 1 6 は、内部の流路断面積が下流に向って減少し、上端の内径が D 1 で下端の内径が D 2 であり、長さが L 1 になっている。ノズル絞り部 1 6 の下流端に接続されるノズル直管部 1 7 は、内径が D 2 で一定になっている。ノズル直管部 1 7 の下端に接続される第 2 段のノズル絞り部 1 8 は、内部の流路断面積が下流に向って減少し、上端の内径が D 2 で下端の内径が D 3 であり、長さが L 2 になっている。ノズル絞り部 1 8 の下端に接続されてノズル 1 4 の最も下流に位置するノズル下端部 1 9 は、内径が D 3 で内部に噴出口 2 0 が形成される。

10

【 0 0 3 2 】

ノズル 1 4 は、ノズル絞り部が先端部の一箇所しか形成されていない特開昭 5 9 - 1 8 8 1 0 0 号公報のノズルとは異なり、噴出通路 3 5 をノズル絞り部 1 6 及び 1 8 の二箇所

【 0 0 3 3 】

$$\theta 1 = \tan^{-1} \left((D 1 - D 2) / 2 / L 1 \right) \quad \dots \dots (1)$$

$$\theta 2 = \tan^{-1} \left((D 2 - D 3) / 2 / L 2 \right) \quad \dots \dots (2)$$

20

噴出口 2 0 に近いノズル絞り部 1 8 のノズル絞り角 $\theta 2$ がノズル絞り部 1 6 の絞り角 $\theta 1$ よりも大きくなっている ($\theta 2 > \theta 1$)。流路断面積が大きいノズル直管部 1 5 がノズル絞り部 1 6 の上流に、流路断面積が小さいノズル直管部 1 7 がノズル絞り部 1 6 の下流にそれぞれ配置される。

【 0 0 3 4 】

ノズル 1 4 の最も下流に位置する下端部には、内径 D 3 で先端に噴出口 2 0 を形成した直管のノズル下端部 1 9 を配置することが望ましい。しかしながら、噴出口 2 0 から噴出する噴出流 3 1 の流速を向上させるために、直管のノズル下端部 1 9 に替えて流路断面積が下流端に向って緩やかに減少するノズル絞り部を用いても良い。

【 0 0 3 5 】

30

ノズル下端部 1 9 に流路断面積が下流端に向って緩やかに減少するノズル絞り部を用いる場合には、ノズル下端部 1 9 の噴出口 2 0 からの噴出流 3 1 の広がりをもつ範囲内に抑えるために、このノズル絞り部 1 8 の絞り角 θ は 2 度未満程度の小さな角度にすることが望ましい。

【 0 0 3 6 】

沸騰水型原子炉の運転中において再循環ポンプ 8 から吐出された駆動水 3 0 は、ライザ管 9 及びエルボ管 1 0 を経てノズル装置 1 2 のノズル台座 1 3 内に流入する。この駆動水 3 0 は、それぞれのノズル 1 4 内の噴出流路 3 5 に導かれる。噴出通路 3 5 の流路断面積は、上流から下流に向って配置されたノズル直管部 1 5、ノズル絞り部 1 6、ノズル直管部 1 7、ノズル絞り部 1 8 及びノズル下端部 1 9 の内径に応じて変化している。噴出通路 3 5 内に流入した駆動水 3 0 は、ノズル直管部 1 5、ノズル絞り部 1 6、ノズル直管部 1 7 及びノズル絞り部 1 8 を通り、ノズル下端部 1 9 に到達する。噴出通路 3 5 内を下降する駆動水 3 0 は、ノズル絞り部 1 6 で徐々に加速され、ノズル絞り部 1 8 でノズル絞り部 1 6 よりも急速に加速される。加速された駆動水 3 0 は噴出口 2 0 からスロート 2 2 内に向って噴出される。

40

【 0 0 3 7 】

ノズル絞り部 1 8 においてノズル 1 4 の中心軸に向かう速度成分が駆動水 3 0 に与えられる。しかしながら、流体は壁面に沿って流れる性質があるため、噴出流 3 1 がノズル下端部 1 9 の先端に形成された噴出口 2 0 から直径 D 3 で噴出される。ノズル絞り部 1 8 の絞り角 $\theta 2$ が大きいほどノズル中心軸に向かう運動量が存在するため、噴出口 2 0 から噴

50

出される噴出流 3 1 の拡がりが抑えられて、噴出流 3 1 が噴出口 2 0 から下流へ距離 L_3 だけ進んだ時点での噴出流 3 1 の直径 D_4 を、所望の範囲内に抑えて小さくすることができる。噴出流 3 1 の直径 D_4 は噴出流 3 1 の流路幅であり、噴出流 3 1 の直径 D_4 が小さいほど、噴出流 3 1 の速度が大きくなる。

【0038】

噴出流 3 1 の拡がりを抑えて速度を維持したまま、ノズル 1 4 から噴出流 3 1 がスロート 2 2 内に噴出されると、スロート 2 2 内の静圧がより低下するため、ノズル装置 1 2 の周囲でダウンカマ 6 内に存在するより多くの被駆動水 3 2 がベルマウス 2 0 内に吸込まれる。

【0039】

ノズル下端部 1 9 がノズル絞り部 1 8 の下流に配置されていない場合を想定する。この場合には、ノズル絞り部 1 8 で与えられたノズル 1 4 の中心軸に向かう駆動水 3 0 の運動量により噴出流 3 1 の直径が噴出後も小さくなる。すなわち、ノズル下端部 1 9 の直管部が存在しないので、ノズル 1 4 の下端に形成された噴出口 2 0 から噴出される噴出流 3 1 は、ノズル絞り部 1 8 の影響を受ける。このため、噴出口 2 0 からの距離 L_3 での噴出流 3 1 の直径 D_4 が、噴出口 2 0 の内径 D_3 よりも小さくなり、噴流速度が上昇して加速損失が増大するので、駆動水 3 0 の流量が減少する。

【0040】

このため、ノズル絞り部 1 8 の下流側に直管部であるノズル下端部 1 9 を設置することにより、噴出口 2 0 から噴出する噴出流 3 1 の直径が、直管であるノズル下端部 1 9 の内径 D_3 よりも小さくならないようにして、加速損失増大による駆動水 3 0 の流量減少を防いでいる。

【0041】

また、ノズル絞り部をノズル 1 4 に 2 箇所以上設けることにより、ノズル 1 4 内の圧力損失を低減しつつ、ノズル 1 4 相互間に形成される被駆動水 3 2 の流路を広くすることができる。

【0042】

次に、噴出口 2 0 の内径を D_3 で固定してノズル絞り部 1 6 を直管とし、ノズル直管 1 5 及び直管にしたノズル絞り部 1 6 のそれぞれの内径を D_2 とし、ノズル 1 4 に形成したノズル絞り部をノズル絞り部 1 8 の一箇所にした場合を考える。ノズル絞り部 1 8 の長さ L_2 を変更しない場合、ノズル直管部 1 5 及び直管にしたノズル絞り部 1 6 の流路断面積が狭くなって内部を流れる駆動水 3 0 の流速が増加するため、摩擦損失が増大して駆動水 3 0 の流量が減少する。また、ノズル絞り部 1 8 の長さ L_2 を長くしてノズル絞り部 1 8 における上流側の流路断面積を大きくした場合は、ノズル 1 4 の外径が大きくなり、複数のノズル 1 4 相互間に形成される被駆動水 3 2 の流路断面積が狭くなるので、被駆動水 3 2 のベルマウス 2 1 内への吸い込み量が減少してしまう。

【0043】

したがって、二箇所以上のノズル絞り部をノズル 1 4 に設けることによって、ノズル 1 4 内の噴出通路 3 5 の流路断面積が噴出口 2 0 側で狭くなり、噴出通路 3 5 内を流れる駆動水 3 0 の流速が増加する。これによって、噴出通路 3 5 内で摩擦損失が増大する領域を小さくすることができる。さらに、ノズル 1 4 においてノズル絞り部 1 6 より下方で外径を小さくすることができるので、ノズル 1 4 相互間に形成される間隙 3 7 (図 5 参照) の幅をより広くすることができ、6 本のノズル 1 4 よりも内側の領域 3 8 (図 3 参照) に吸い込まれる被駆動水 3 2 の流量を増大できる。結果として、スロート 2 1 内に吸込まれる被駆動水 3 2 の流量が増大する。

【0044】

前述したように噴出通路 3 5 内に流入した駆動水 3 0 は、ノズル絞り部 1 6 , 1 8 により噴出通路 3 5 内で加速され、噴出口 2 0 から噴出流 3 1 となってスロート 2 2 内に噴出される。本実施例では、噴出流 3 1 の拡がりを抑えることができるため、スロート 2 2 内に到達した噴出流 3 1 の速度が大きくなってスロート 2 2 内の静圧がより低下する。この

10

20

30

40

50

結果、被駆動水 3 2 をスロート 2 2 内により多く吸込むことができる。

【 0 0 4 5 】

本実施例は、2つのノズル絞り部 1 6 , 1 8 を有するノズル 1 4 を備えているので、ノズル 1 4 の上記した作用によって、特開昭 5 9 - 1 8 8 1 0 0 号公報に記載された、一段で絞られた絞り部と直管部を有する 5 本のノズルを備えた従来のジェットポンプよりもスロート 2 2 内に吸込まれる被駆動水 3 2 の流量を増大することができる。このため、ジェットポンプ 1 1 から排出される冷却水 3 4 の流量が増大し、M 比が高い領域でのジェットポンプ 1 1 の効率が従来のジェットポンプのそれよりも向上する。

【 0 0 4 6 】

スロートの入口からディフューザの出口までの、ジェットポンプの軸方向におけるジェットポンプの内部とダウンカム 6 の間における差圧の変化の一例を、図 7 に示す。図 7 において、破線は 1 0 0 万 kW 級の沸騰水型原子炉に用いられている 5 本のノズルを有する従来のジェットポンプの特性である。この特性から明らかであるように、ノズルから駆動水を高速で噴出することによって、スロート内の静圧がダウンカム 6 の静圧より低下するため、スロート入口部での内外の差圧が負圧になる。ジェットポンプの内部とダウンカム 6 の間の差圧は滑り継手の位置で正圧になり、この正圧の大きさがディフューザの出口に向って増大する。従来のジェットポンプは、スロートの下部では流路断面積をスロートの下流端に向って緩やかに増大させることによって、スロート内の静圧を回復させている。滑り継手の位置でジェットポンプの内部の静圧がその位置でのダウンカム 6 の静圧よりも大きくなると、滑り継手の間隙を通してジェットポンプの内部からダウンカム 6 に向って冷却水の漏洩流が発生する。この漏洩流の量が過剰になった場合には、ジェットポンプに望ましくない振動が発生する可能性がある。

10

20

【 0 0 4 7 】

本実施例のジェットポンプ 1 1 の滑り継手 2 6 は、前述したように、スロート 2 2 の下端部に形成された流路縮小部 2 3 をディフューザ 2 5 の上流端部に挿入しているので、流路縮小部 2 3 からディフューザ 2 5 内に流入する冷却水の流速が増大して流路縮小部 2 3 の下流端近傍でのディフューザ 2 5 内の静圧が低下する。このため、滑り継手 2 6 の設置位置でのジェットポンプ 1 1 の内部、すなわち、ディフューザ 2 5 の内部の静圧とダウンカム 6 の静圧との差を小さくすることができる。これらの静圧の差を低減できる方法を用いることにより、滑り継手 2 6 の間隙 2 7 を通してダウンカム 6 に漏洩する冷却水の流量を、特公昭 5 9 - 4 8 3 6 0 号公報のように漏洩流低減効果が加工できる範囲に制限されるラビリンスシールを設けた場合よりも確実に減少させることができる。したがって、ジェットポンプ 1 1 の振動を抑制することができる。

30

【 0 0 4 8 】

図 7 に示された実線は、流路縮小部 2 3 を形成することによってスロート 2 2 の下流端の内径を、流路縮小部 2 3 を形成していない、従来のジェットポンプにおけるスロートの下流端の内径よりも 6 % 小さくした本実施例のジェットポンプ 1 1 に対するジェットポンプ 1 1 の内部とダウンカム 6 の間における差圧の変化を示している。本実施例では、流路縮小部 2 3 の開始点から静圧が低下し始め、滑り継手 2 6 の位置でのジェットポンプ 1 1 の内部とダウンカム 6 の間における差圧が破線で示す従来例に比べて約半分にまで低下している。その後、ディフューザ 2 5 内の流路断面積が増加するにつれて冷却水の水速度エネルギーが圧力に変換され、ディフューザ 2 5 内の圧力が回復していく。滑り継手 2 6 の位置におけるジェットポンプ 1 1 の内部とダウンカム 6 の間の差圧が減少することによって、前述したように、ジェットポンプ 1 1 の振動が抑制される。

40

【 0 0 4 9 】

しかしながら、本実施例は、流路縮小部 2 3 の形成によって、従来のジェットポンプよりも圧力損失が増大する。この結果、実線で示す本実施例では、ディフューザ 2 5 の出口における圧力が、破線で示す従来例よりも低くなる（図 7 参照）。このため、ジェットポンプから炉心 2 に供給される冷却水 3 4 の流量が減少する。すなわち、流路縮小部 2 3 の形成は、ジェットポンプの効率を低減させる。

50

【 0 0 5 0 】

本実施例のジェットポンプ 1 1 は、前述したように、ノズル絞り部を二段にした 6 本のノズル 1 4 を有するノズル装置 1 2 を設置してジェットポンプの効率向上を図っている。ジェットポンプ 1 1 では、流路縮小部 2 3 の形成によるジェットポンプ効率の低減が、ノズル装置 1 2 の採用によるジェットポンプ効率の向上幅の一部によって相殺することができる。したがって、ジェットポンプ 1 1 は、ジェットポンプの振動を抑制でき、且つ、ジェットポンプの効率を従来のジェットポンプよりも向上させることができる。

【 0 0 5 1 】

本実施例のジェットポンプにおける効率向上を、図 8 を用いて詳細に説明する。図 8 において、破線は、5 本のノズルを有するノズル装置を備えた従来のジェットポンプ（図 7 に示した破線の特性を有する従来のジェットポンプ）のジェットポンプ効率を示している。この従来のジェットポンプは、このスロートの下流端における流路断面積を従来比 1 0 0 % にしており、特開昭 5 9 - 1 8 8 1 0 0 号公報に示されたジェットポンプのように、1 段の絞り部を各ノズルに形成している。図 8 に示された一点鎖線は、破線で示す特性を有する従来のジェットポンプにおいて、スロートを、本実施例と同様な流路縮小部 2 3 を下端部に形成したスロートに替えた、比較例のジェットポンプにおけるジェットポンプの効率を示している。比較例のジェットポンプにおいて、流路縮小部 2 3 の下流端における流路断面積は、破線の特性を有する従来のジェットポンプのその流路断面積の 9 0 % である。このジェットポンプは、スロートに流路縮小部 2 3 を形成したことによる圧力損失の増加により、破線に比べてジェットポンプの効率が低下している。スロートに流路縮小部を形成した従来のジェットポンプにおけるその効率の低下は、0 . 7 % 程度である。

【 0 0 5 2 】

図 8 において、実線は本実施例のジェットポンプ 1 1 のジェットポンプ効率を示している。ジェットポンプ 1 1 では、スロート 2 2 の流路縮小部 2 3 の下流端における流路断面積も、9 0 % である。ジェットポンプ 1 1 は、スロート 2 2 に形成した流路縮小部 2 3 によるジェットポンプ効率の低下を、ノズル装置 1 2 の採用によるジェットポンプ効率の増大でカバーすることができ、結果的にジェットポンプ効率を、破線で示された従来のジェットポンプのジェットポンプ効率よりも向上させることができる。本実施例では、ジェットポンプの効率が、スロートに流路縮小部を形成していない従来のジェットポンプのそれよりも、ピーク効率で 3 % 程度向上する。

【 0 0 5 3 】

本実施例のジェットポンプ 1 1 は、ノズル 1 4 の本数を 6 本に増加している。二段に形成したノズル絞り部 1 6 , 1 8 を用いているので、噴出口 2 0 から噴出された噴出流 3 1 の拡がりを抑制して、スロート 2 2 の入口に到達したときの噴出流 3 1 の速度の低下及スロート 2 2 内における被駆動水 3 2 の吸い込み面積の減少が抑制される。このため、噴出流 3 1 の同じ噴出速度でより多くの被駆動水 3 2 をスロート 2 2 内に吸込むことができる。さらに、本実施例では、6 本のノズル 1 4 の噴出口 2 0 の合計流路断面積を従来の 5 本のノズルにおけるそれと同じにし、6 本のノズル 1 4 の濡れぶち長さの合計を従来の 5 本のノズルのそれよりも約 9 % 大きくしている。このため、噴出口 2 0 から噴出された駆動水 3 0 の噴出流 3 1 と被駆動水 3 2 との接触面積が大きくなるので、両方の流体の混合が早くなり混合時の損失が少なくなる。

【 0 0 5 4 】

本実施例のジェットポンプ 1 1 は、特開昭 5 9 - 1 8 8 1 0 0 号公報に記載された、1 段階で絞られた絞り部と直管部を有する 5 本のノズルを備えた従来のジェットポンプに比べて、ジェットポンプ効率が向上する。

【 0 0 5 5 】

本実施例は、ノズル絞り部 3 9 の絞り角 $\theta 2$ をノズル絞り部 3 7 の絞り角 $\theta 1$ よりも大きくしているので、噴出流 2 8 の拡がりを抑えてスロート 2 1 の入口での駆動水 2 4 の速度低下を抑制するとともに、噴出口 1 4 を形成するノズル下端部 4 0 を設けて、絞りによって過度に駆動水 2 9 の速度が上昇してノズル 1 3 A の圧力損失が大きく上昇するのを防

いでいる。

【0056】

スロート21での駆動水24の速度が噴出口14の位置での速度からあまり低下しないため、スロート21内の静圧がより低下して被駆動水29のスロート21内への吸い込み量が多くなり、ジェットポンプのM比と効率を向上させることができる。

【0057】

沸騰水型原子炉では、再循環ポンプ8の回転数を制御して炉心2に供給する冷却水流量（炉心流量）を調節している。M比及びジェットポンプ効率が向上することにより少ない再循環ポンプ動力で炉心流量を増加することができる。したがって、再循環ポンプ8の駆動に要する消費電力を低減することができる。さらに、米国で実施されている原子炉の出力向上を実施する場合、M比及びジェットポンプ効率が増大する本実施例のジェットポンプ7を既設の原子炉に用いることによって、再循環ポンプ8の容量を増大させずに炉心流量をさらに増加することができる。このため、沸騰水型原子炉の出力向上を容易に実現することができる。

【実施例2】

【0058】

本発明の他の実施例である実施例2のジェットポンプを、以下に説明する。本実施例のジェットポンプ11Aは、実施例1のジェットポンプ11においてノズル装置12をノズル装置12Aに替えた構成を有している。ジェットポンプ11Aの他の構成は、ジェットポンプ11と同じである。ノズル装置12Aを、図9及び図10を用いて以下に説明する。

【0059】

ジェットポンプ11Aにおいて、M比及びN比を増大させ、ジェットポンプの効率を高めるためには、圧力損失を極力小さくすること、及び駆動水で誘発される吸引力を最大限利用することが重要となる。そこで、本実施例のジェットポンプ11Aは、上端にダウンカマ6に連通する開口部51を形成する内部冷却水吸引通路50を、ノズル装置12A内に、ノズル装置12Aを軸方向に貫通するように形成している。さらに、ジェットポンプ11Aは、内部冷却水吸引通路50がエルボ管10内を上方に向かって伸びており、開口部51がエルボ管10の頂点TPよりも下方の位置でエルボ管10の外面に形成されている。

【0060】

ノズル装置12Aは、図9に示すように、ノズル部40及びノズルヘッダー部46を有する。ノズルヘッダー部46は、外部円筒部材47及び外部円筒部材47の内側に配置された内部円筒部材48を有する。同心円状に配置された外部円筒部材47と内部円筒部材48の間に、環状ヘッダー部49が形成される。ノズル部40は、ノズルヘッダー部46の下方に配置され、ノズルヘッダー部46の下端部に取り付けられる。

【0061】

ノズル部40は、外部円筒部材41、内部円筒部材42、外部漏斗筒部43及び内部漏斗筒部44を有する。外部円筒部材41は内部円筒部材42を取り囲み、外部円筒部材41及び内部円筒部材42は同心円状に配置される。外部漏斗筒部43は内部漏斗筒部44を取り囲み、外部漏斗筒部43と内部漏斗筒部44は同心円状に配置される。外部漏斗筒部43及び内部漏斗筒部44は、それぞれ下方に向かって横断面積が減少する。外部漏斗筒部43は外部円筒部材41の上端に取り付けられ、内部漏斗筒部44は内部円筒部材42の上端に取り付けられる。外部漏斗筒部43は外部円筒部材47の下端に設置される。内部漏斗筒部44は内部円筒部材48の下端に設置される。環状噴出口20Aが外部円筒部材41と内部円筒部材42の間に形成される。

【0062】

エルボ管10の出口端53が、ノズルヘッダー部46、すなわち、外部円筒部材47の上端に取り付けられる。エルボ管10の入口端52が分岐管27の上端に設置される。エルボ管10及び分岐管27はその固定具によって取り外し可能に結合される。エルボ管10の出口端53の中心は、ノズルヘッダー部46、すなわち、外部円筒部材47の軸心と

10

20

30

40

50

【 0 0 6 3 】

10

20

【 0 0 6 5 】

30

40

【 0 0 6 7 】

50

【 0 0 6 8 】

本実施例では、接合部 5 7 が頂点 T P よりも低い位置に存在するので、エルボ管 1 0 内において、上部流路 5 5 及び下部流路 5 6 は、内部冷却水吸引通路 5 0 を形成する内部円筒部材 4 8 に対し内部円筒部材 4 8 の軸方向において出口端 5 3 に向かって傾斜するように形成される。このため、内部円筒部材 4 8 が存在するエルボ管 1 0 内の圧力損失が低減され、環状噴出口 2 0 A から噴出される冷却水の流速が増大する。スロート 2 2 内での静圧の減少幅が大きくなり、内部冷却水吸引通路 5 0 及び外部冷却水吸引通路 5 8 を通ってベルマウス 2 2 内に吸引される冷却水の流量が増大する。この冷却水流量の増大は、ジェットポンプ 1 1 A の効率を向上させる。

【 0 0 6 9 】

10

このジェットポンプ 1 1 A の効率向上について説明する。図 1 1 は、ノズル装置 1 2 A を有しスロートに流路縮小部が形成されていないジェットポンプ及び比較例のジェットポンプにおける M 比とジェットポンプの効率の関係を示している。図 1 1 において、実線がノズル装置 1 2 A を有しスロートに流路縮小部が形成されていないジェットポンプの特性を示し、破線が比較例のジェットポンプの特性を示している。比較例のジェットポンプは、特開 2 0 0 1 - 9 0 7 0 0 号公報の図 3 に記載されたノズル装置を、U S P 3 , 6 2 5 , 8 2 0 に記載された B W R 用のジェットポンプのノズルとして用いた構造である。比較例では加圧された駆動水がノズル装置の内側円筒に真横から衝突しているのに対し、ノズル装置 1 2 A を有しスロートに流路縮小部が形成されていないジェットポンプは、エルボ管 1 0 内の冷却水通路を流れる駆動水が、上記したように、内部円筒部材 4 8 に対して斜めに当たっている。このような駆動水の流動の差により、ノズル装置 1 2 A を有しスロートに流路縮小部が形成されていないジェットポンプの圧力損失が比較例のそれよりも減少する。このため、ノズル装置 1 2 A を有しスロートに流路縮小部が形成されていないジェットポンプでは、ノズル内の圧力損失が減少する分、ジェットポンプの効率が比較例の効率よりも増加する。

20

【 0 0 7 0 】

本実施例のジェットポンプ 1 1 A は、実施例 1 のジェットポンプ 1 1 と同様に、スロート 2 2 の下端部に流路縮小部 2 3 を形成しているので、この流路縮小部 2 3 の影響によりジェットポンプの効率が低下する。しかしながら、この効率の低下は、ノズル装置 1 2 A の作用により増加した効率の一部を用いて相殺される。したがって、ジェットポンプ 1 1 A は、ノズル装置 1 2 A の作用により増加した残りの効率の増加分の貢献により、ジェットポンプの効率を比較例よりも向上させることができる。

30

【 0 0 7 1 】

本実施例は、スロート 2 2 の下端部に流路縮小部 2 3 を形成しているので、スリップジョイント 2 6 の間隙 2 7 からの漏洩流を減少させることができる。このため、ジェットポンプ 1 1 A の振動を抑制することができる。

【 0 0 7 2 】

本実施例は、エルボ管 1 0 内に整流板 5 4 が設置されているので、エルボ管 1 0 内の圧力損失がさらに低減される。この圧力損失の低減によって、ジェットポンプ 1 1 A の効率がさらに増大する。整流板 5 4 が内部円筒部材 4 8 の上流に配置されるので、エルボ管 1 0 内での流れの剥離及び速度分布の偏りを抑制でき、エルボ管 1 0 内の圧力損失が低減される。

40

【 0 0 7 3 】

エルボ管 1 0 内に形成される冷却水通路（上部流路 5 5 及び下部流路 5 6 ）が内部円筒部材 4 8 に対して上記したように傾斜しているので、その冷却水通路内を流れる駆動水が内部円筒部材 4 8 に軸方向において内部円筒部材 4 8 の外面に斜めに当たることによって、内部円筒部材 4 8 とエルボ管 1 0 の接続部に生じる応力が小さくなる。したがって、既設の B W R にノズル装置 1 2 A を適用する場合に、部材の厚みを特別に厚くしてその接合部を補強する必要が無く、ライザ管 9 及び固定具の改造が不要になる。

【 0 0 7 4 】

50

本実施例は、ノズル装置 12 A 内に内部冷却水吸引通路 50 を形成しているので、噴出された環状の噴出流よりも内側の領域に生じる減圧の効果を有効に活用できる。このため、内部冷却水吸引通路 50 を通ってベルマウス 22 内に達する冷却水の流れを発生させることができる。したがって、冷却水は内部冷却水吸引通路 17 及び外部冷却水吸引通路 58 のそれぞれを通してベルマウス 22 内に流入するので、ベルマウス 22 に流入する冷却水の流量が増加する。

【0075】

内部冷却水吸引通路 50 が R P V 1 の軸方向を向いて配置されて開口部 51 が上方に向かって開口しているため、ダウンカム 6 内を下降して内部冷却水吸引通路 50 に供給される冷却水の流力をジェットポンプ 11 A の吸込み力の増大に有効に活用できる。このため、スロート 22 内に吸引される冷却水の量を増やすことができる。また、ノズル部 40 に下方に向かって外径が減少する外部漏斗筒部 43 を用いているので、ノズル装置 12 A は、ダウンカム 6 内を下降する冷却水を、外部冷却水吸引通路 58 を通してベルマウス 22 内に吸込み易い構造となっている。これによっても、ベルマウス 22 内に流入する冷却水の流量が増加し、ジェットポンプ 11 A の効率を増大できる。

10

【0076】

ジェットポンプ 11 A を設置した沸騰水型原子炉では、実施例 1 と同様に、再循環ポンプ 8 の容量を増大させずに炉心流量をさらに増加することができる。このため、沸騰水型原子炉における出力向上を容易に実現することができる。

20

【0077】

さらに、本実施例は、ノズル装置 12 A に逆 U 字状をしたエルボ管 10 を接続しているので、ダウンカム 6 内に配置された一本のライザ管 9 に、このライザ管 9 に隣接する二基のジェットポンプ 11 A のそれぞれのノズル装置 12 A に接続された各エルボ管 10 を接続することができる。このため、ジェットポンプ 11 A 相互間の間隔を既設の沸騰水型原子炉のその間隔と同じにすることができる。

30

【実施例 3】

【0078】

本発明の他の実施例である実施例 3 のジェットポンプを、以下に説明する。本実施例のジェットポンプ 11 B は、実施例 1 のジェットポンプ 11 においてノズル装置 12 をノズル装置 12 B に替えた構成を有している。ジェットポンプ 11 B の他の構成は、ジェットポンプ 11 と同じである。ノズル装置 12 B を、図 12 を用いて以下に説明する。

40

【0079】

ノズル装置 12 B は、図 12 に示すように、ノズル部 61、吸引通路部 65 及びノズルホルダ 78 を備えている。吸引通路部 65 は、ノズル部 61 の上方に配置されてノズル部 61 の上端に設置される。ノズルホルダ 78 は、吸引通路部 65 の上方に配置され、吸引通路部 65 の上端に設置される。

【0080】

吸引通路部 65 は、円筒部材（第 3 筒状部材）66、流路形成部材 67 及び通路部材 72 を有する。流路形成部材 67 は、円筒部材 66 内で円筒部材 66 の中心に配置される。6 個の通路部材 72 が円筒部材 66 の中心軸から放射状に周方向に 60° 間隔配置される（図 13 参照）。通路部材 72 の外側の端部は円筒部材 66 に溶接にて接合され、通路部材 72 の内側の端部は流路形成部材 67 に溶接にて接合されている。各通路部材 72 は、内側に向かって（流路形成部材 67 に向かって）下向きに傾斜しており、横断面が楕円形をしている（図 15 参照）。開口部 74 が通路部材 72 の外側の端部に形成される。円筒部材 66 と流路形成部材 67 の間に、環状の駆動水流路 76 が形成されている。各通路部材 72 はこの駆動水流路 76 を横切っている。開口部 74 を介してダウンカム 6 に連絡される吸引通路 73 が各通路部材 72 内に形成される。各吸引通路 73 の入口及び出口では、各通路部材 72 の内面に曲面が形成されている。全ての吸引通路 73 の流路断面積の合計値は、減圧室（内部領域）77 の、ノズル部 61 の下端での横断面積よりも大きくなっている。各通路部材 72 は、駆動水流路 76 の圧力損失を低減するために、上流に向かって横

40

50

断面積が減少する流線型部材 75 (図 15 参照) を設けている。

【0081】

流路形成部材 67 は、軸方向のどの位置においても横断面が円形になっており、軸方向に横断面積が異なる上部領域 68、中央領域 69 及び下部領域 70 を有している。上部領域 68 は円柱状であり、上部領域 68 の下端につながる中央領域 69 は円錐台状をしている。中央領域 69 の下端につながる下部領域 70 は逆円錐状をしている。中央領域 69 では横断面積が下方に向かうにしたがって増大する。このため、駆動水流路 76 の流路断面積は、円筒部材 66 と中央領域 69 の外面の間では、下方に向かって減少している。下部領域 70 では、横断面積が下方に向かって減少しており、外面が軸方向に向かう曲面 71 になっている。

10

【0082】

ノズル部 61 は、外部円筒部材 (第 1 筒状部材) 62 及び外部円筒部材 62 の内側に配置された内部円筒部材 (第 2 筒状部材) 63 を有する。外部円筒部材 62 は円筒部材 66 の下端に溶接にて接合されており、内部円筒部材 63 は上端が流路形成部材 67 に溶接にて接合されている。外部円筒部材 62 は、上端よりも下端の外径が小さくなっており、内側に向って傾斜している。内部円筒部材 63 は、中央部で外径が最も大きく上端及び下端の外径が中央部よりも小さくなっている。通路部材 72 の内側の端部は、内部円筒部材 63 の中央部よりも上方の部分に溶接にて接合されている。このため、内部円筒部材 63 の周方向において、隣り合う通路部材 72 の間には、内部円筒部材 63 が存在する。環状の噴出通路 64 が外部円筒部材 62 と内部円筒部材 63 の間に形成される。環状の噴出通路 64 は内側に向って傾斜しており、噴出通路 64 の流路断面積は下方に向かうほど小さくなっている。噴出通路 64 は駆動水流路 76 に連絡される。噴出通路 64 は、駆動水流路の一部でもある。環状の噴出口 20B が噴出通路 64 の先端に形成される。減圧室 77 が内部円筒部材 63 の内側に形成され、吸引通路 73 が減圧室 77 に連絡される。流路形成部材 67 の下部領域 70 の曲面 71 は減圧室 77 に面している。内部円筒部材 63 は、駆動水流路 76 と減圧室 77 を隔離する。

20

【0083】

ノズルホルダ 78 は、円筒部材 81、流線型補強板 79 及び円錐部材 80 を有する。円筒部材 81 は吸引通路部 65 の円筒部材 66 の上端に取り付けられる。円錐部材 80 は、上方に向って横断面が減少しており、円筒部材 81 の中心に配置される。6 本の流線型補強板 (図 14 参照) 79 が、円筒部材 81 の中心軸から放射状に周方向に 60° 間隔に配置され、通路部材 72 と重なる位置に配置されている。各流線型補強板 79 の両端が円筒部材 81 及び円錐部材 80 に取り付けられる。円錐部材 80 の下端部は流路形成部材 67 の上端部に嵌合される。円筒部材 81 の上端はエルボ管 10 に接続される。

30

【0084】

ノズル部 61 及び吸引通路部 65 を一体にしたとき、外部円筒部材 62 及び円筒部材 66 が第 1 筒状部材を構成し、内部円筒部材 63 が第 2 筒状部材であるとも言える。これらの第 1 筒状部材と第 2 筒状部材の間に、噴出通路 64 を含む駆動水流路が形成される。

【0085】

沸騰水型原子炉の運転中に再循環ポンプ 8 で昇圧された駆動水 30 は、エルボ管 10 を経て円筒部材 81 内に流入し、さらに、駆動水流路 76 を経て噴出通路 64 に到達する。この駆動水 30 は、噴出通路 64 の先端に位置する噴出口 20B からベルマウス 21 内に噴出流 31A となって噴出される。噴出流 31A の作用により、ノズル装置 12B の周囲でダウンカマ 6 内に存在する冷却水の一部である被駆動水 32 が、冷却水吸引流路 58 を通ってベルマウス 22 内に流入する。この被駆動水 32 は、ベルマウス 22 と噴出流 31A の間を通してスロート 22 内に導かれる。

40

【0086】

噴出流 31A は、噴出通路 64 が傾斜しているので、スロート 22 の中心軸に向って噴出口 20B から斜めに噴出される。このため、この噴出流 31A の作用によって減圧室 77 の圧力が負圧になり、ダウンカマ 6 内を下降する冷却水の一部である被駆動水 32A が

50

吸引通路 7 3 内に流入し減圧室 7 7 に達する。この被駆動水 3 2 A は、さらに、ベルマウス 2 2 内の、噴出流 3 1 A の内側に形成される減圧領域 8 2 内に流入する。

【 0 0 8 7 】

ベルマウス 2 2 内に流入した被駆動水 3 2 , 3 2 A 及び駆動水 3 0 は、スロート 2 2 内で混合され、ディフューザ 2 5 (図 1 及び図 4 参照) から排出される。ディフューザ 2 5 から排出されたこれらの水、すなわち、冷却水 3 4 は炉心 2 に供給される。

【 0 0 8 8 】

以上に述べた本実施例のジェットポンプ 1 1 B は、以下に示す (a) ~ (c) の特徴的な構成を有する。

(a) ノズル部 6 1 の噴出通路 6 4 が内側に向って傾斜している。

10

(b) 吸引通路 7 3 が内側に向って傾斜している。

(c) 吸引通路 7 3 を形成する通路部材 7 2 の横断面が楕円形状になっている。

【 0 0 8 9 】

(a) ~ (c) の特徴的な構成により得られる作用効果を詳細に説明する。まず、(a) の特徴的な構成によって得られる作用効果について説明する。ノズル部 6 1 の噴出通路 6 4 が、内側に向って傾斜している、すなわち、スロート 2 2 の中心軸に向いかつ下方に向かって傾斜するように、形成されているので、噴出口 2 0 B から噴射される噴出流 3 1 A がスロート 2 2 の中心軸に向い、かつ下方に向かって傾斜するように噴出される。このような噴出流 3 1 A によって、流路形成部材 6 7 の下方で噴出流 3 1 A の内側に形成される逆円錐形の減圧領域 8 2 の体積が小さくなる。減圧領域 8 2 の体積の低減によって減圧度合いが相対的に大きくなり、減圧室 7 7 内の負圧の度合いが増大する。この結果、吸引通路 7 3 を通ってベルマウス 2 2 内に吸込まれる被駆動水 3 2 A の流量 Q_{b2} が増加する。

20

【 0 0 9 0 】

さらに、本実施例は、ノズル部 6 1 の噴出通路 6 4 が内側に向って傾斜している、ベルマウス 2 1 とノズル部 6 1 の外部円筒部材 6 2 の先端との間の距離 L_4 を大きくすることができる。この結果、スロート 2 2 の内面と噴出流 3 1 A の間の距離 L_5 も増大し、冷却水吸引流路 5 8 を通ってベルマウス 2 1 と噴出流 3 1 A の間に流入する被駆動水 3 2 の流量 Q_{b1} が増加する。

【 0 0 9 1 】

30

被駆動水 3 2 の流量 Q_{b1} 及び被駆動水 3 2 A の流量 Q_{b2} の増加は、ディフューザ 2 5 から排出される冷却水 3 4 の流量を増加させる。すなわち、ジェットポンプ 1 1 B の効率がさらに向上する。

【 0 0 9 2 】

(b) の特徴的な構成によって得られる作用効果について説明する。吸引通路 7 3 が内側に向って傾斜している、ダウンカマ 6 内を下降する冷却水が流れの向きを少し変えるだけで、吸引通路 7 3 内に流入することができる。このため、被駆動水 3 2 A が吸引通路 7 3 内に吸込まれやすくなる。また、吸引通路 7 3 が内側に向って傾斜している、ダウンカマ 6 内における冷却水の下降流の流力 (流速約 2 m/s) を有効に利用することができ、被駆動水 3 2 A が吸引通路 7 3 内に吸込まれやすくなる。これらの作用によって、被駆動水 3 2 A の流量 Q_{b2} がさらに増加し、冷却水 3 4 の流量もさらに増加する。

40

【 0 0 9 3 】

(c) の特徴的な構成によって得られる作用効果について説明する。吸引通路 7 3 を形成する通路部材 7 2 の横断面が楕円形状になっているので、吸引通路 7 3 の横断面積を大きくすることができる。したがって、吸引通路 7 3 の圧力損失を低減することができ、被駆動水 3 2 A の流量 Q_{b2} を増加させることができる。特に、通路部材 7 2 は、長径がノズル装置 1 2 B の軸方向を向いて短径がノズル装置 1 2 B の周方向を向くように配置されているので、駆動水流路 7 6 の圧力損失を低減して吸引通路 7 3 の横断面積を大きくすることができる。また、そのような長径及び短径の配置は、ノズル装置 1 2 B の周方向に配置する通路部材 7 2 の個数を増大することができる。このため、全ての吸引通路 7 2 の流

50

路断面積の合計値を増加することができる。これは、被駆動水 3 2 A の流量 Q_{b2} の増加に大きく貢献する。

【0094】

ノズル装置 1 2 B は、(a) ~ (c) の特徴的な構成以外によっても新たな作用効果を得ることができる。この作用効果について説明する。ノズル装置 1 2 B は、駆動水 3 0 が流れる流路の圧力損失を低減するために、幾つかの工夫を行っている。通路部材 7 2 の横断面が楕円形状になっている構成以外でその圧力損失に貢献している構造を説明する。各通路部材 7 2 は、上流側に、上流に向かって横断面積が減少する流線型部材 7 5 を形成している。この流線型部材 7 5 の形成によって、駆動水流路 7 6 内を流れる駆動水 3 0 の乱れが少なくなり、駆動水流路 7 6 の圧力損失が低減される。流線型補強板 7 9 も、上流に向かつて横断面積が減少する流線型をしている。このため、駆動水流路 7 6 の圧力損失が低減される。また、各流線型補強板 7 9 が、ノズル装置 1 2 B の周方向において、下流に位置する通路部材 7 2 と同じ位置に配置されているので、駆動水流路 7 6 の圧力損失が低減される。噴出通路 6 4 の流路断面積が上流から噴出口 2 0 B に向かつて徐々に減少しているため、噴出通路 6 4 の圧力損失も低減される。上流から下流に向かつて横断面積が増加する円錐部材 8 0 が流路形成部材 6 7 の上端に配置されているので、エルボ管 1 0 内を流れる駆動水 3 0 を円滑に環状の駆動水流路 7 6 に導くことができる。このため、ノズル装置 1 2 B 内の駆動水 3 0 が流れる流路の圧力損失を低減することができる。さらに、本実施例は、ノズル装置 1 2 B 内に、特開 2 0 0 8 - 8 2 7 5 2 号公報の図 1 に示すノズル装置のように駆動水を直角に曲げるような流路を形成していないので、ノズル装置 1 2 B 内の圧力損失をさらに低減することができる。

【0095】

ノズル装置 1 2 B は、被駆動水 3 2 A が流れる流路の圧力損失を低減するための工夫を行っている。この圧力損失の低減は、前述したように、通路部材 7 2 が入口及び出口に曲面を形成していることによって得られる。全ての吸引通路 7 3 の流路断面積の合計値は、減圧室 7 7 の、ノズル部 6 1 の下端での横断面積よりも大きくなっているため、ノズル装置 1 2 B 内に形成される被駆動水 3 2 A が流れる流路の圧力損失が低減される。通路部材 7 2 の横断面が楕円形状をしておりこの通路部材 7 2 がノズル装置 1 2 B の軸心側で下方に向かつて傾斜して配置されているので、吸引通路 7 3 の入口の開口面積を大きくすることができる。これによっても、吸引通路 7 3 の圧力損失を低減することができる。流路形成部材 6 7 の下部領域 7 0 の、減圧室 7 7 に面する表面が曲面 7 1 になっているため、吸引通路 7 3 から排出される駆動水 3 2 A の流れが、曲面 7 1 に沿って円滑に減圧室 7 7 内を下向きに向きを変えることができる。このような機能を発揮する曲面 7 1 の形成によっても、ノズル装置 1 2 B 内に形成される被駆動水 3 2 A が流れる流路の圧力損失を低減することができる。

【0096】

流路形成部材 6 7 の下部領域 7 0 は、通路部材 7 2 の出口側の上端よりも下方に突出している。このような形状の採用は、(a) の特徴的な構成によって増大した減圧室 7 7 の負圧を吸引通路 7 3 に有効に作用させ、吸引通路 7 2 に流入する被駆動水 3 2 A の流量 Q_{b2} を増加させることができる。すなわち、下部領域 7 0 は、吸引通路 7 3 から排出される被駆動水 3 2 A によって減圧室 7 7 内に減圧止水域が形成されることを防止している。下部領域 7 0 は、下部領域 7 0 が存在しない場合に減圧室 7 7 内に減圧止水域が形成される領域に配置されている。このため、減圧止水域で誘発されるキャビテーションの発生を回避することができ、被駆動水 3 2 A の流量 Q_{b2} が増加する。

【0097】

噴出口 2 0 B が環状になっているため、本実施例は、噴出口 2 0 B から噴射される噴出流 3 1 A も環状になる。このため、噴出流 3 1 A によって発生する渦が周方向に一様に分布するので、流力振動の原因となるランダムな渦の形成を抑えることができ、沸騰水型原子炉の構造物の振動を抑制できる。

【0098】

10

20

30

40

50

ノズル装置 1 2 B が、駆動水 3 0 が流れる環状の流路及び噴出口 2 0 B、及びこの流路を横切る被駆動水 3 2 A が流れる吸引通路 7 3 を有するので、ノズル装置 1 2 B をコンパクト化することができる。したがって、従来のジェットポンプにおいてノズルをノズル装置 1 2 B に替えることによって簡単にかつ短時間にそのジェットポンプをノズル効率が高いジェットポンプ 1 1 B に改造することができる。

【 0 0 9 9 】

ノズル装置 1 2 B を有しスロートに流路縮小部が形成されていないジェットポンプの特性を、従来例のジェットポンプのそれと比較して図 1 6 に示す。ここで、従来例のジェットポンプは、特開平 7 - 1 1 9 7 0 0 号公報の図 2 に示すように 5 本のノズルを有しているジェットポンプ、及び特開 2 0 0 8 - 8 2 7 5 2 号公報の図 1 に示すように軸心に冷却水吸引通路を形成しリングヘッダーを有するノズル装置を備えたジェットポンプである。特開平 7 - 1 1 9 7 0 0 号公報及び特開 2 0 0 8 - 8 2 7 5 2 号公報のジェットポンプでは、いずれも噴出口がジェットポンプの軸心と平行に配置されて真下を向いている。

10

【 0 1 0 0 】

図 1 6 は、ノズル装置 1 2 B を有しスロートに流路縮小部が形成されていないジェットポンプ及び上記した各従来例における M 比に対するジェットポンプの効率の変化を示している。ノズル装置 1 2 B を有しスロートに流路縮小部が形成されていないジェットポンプは、前述したように、ノズル装置 1 2 B の圧力損失の低減、及び被駆動水 3 2 , 3 2 A の流量 Q_{b1} , Q_{b2} の増加、圧力損失の低減によって、いずれの従来例よりも効率が上昇する。原子炉の出力向上のために M 比を大きくした場合には、図 1 6 に示すようにノズル装置 1 2 B を有しスロートに流路縮小部が形成されていないジェットポンプの効率が大きくなる。

20

【 0 1 0 1 】

本実施例のジェットポンプ 1 1 B は、実施例 1 のジェットポンプ 1 1 と同様に、スロート 2 2 の下端部に流路縮小部 2 3 を形成しているので、この流路縮小部 2 3 の影響によりジェットポンプの効率が低下する。しかしながら、この効率の低下は、ノズル装置 1 2 B の作用により増加した効率の一部を用いて相殺される。したがって、ジェットポンプ 1 1 B は、ノズル装置 1 2 B の作用により増加した残りの効率の増加分の貢献により、ジェットポンプの効率を従来例よりも向上させることができる。

【 0 1 0 2 】

30

本実施例のジェットポンプ 1 1 B は、スロート 2 2 の下端部に流路縮小部 2 3 を形成しているので、振動が抑制される。

【 0 1 0 3 】

本実施例は、ジェットポンプの効率を増加させることができ、また、炉心 2 に供給する冷却水 3 4 の流量も増加することができる。ノズル装置 1 2 B を有する本実施例のジェットポンプ 1 1 B を備えた沸騰水型原子炉は、炉心流量の増加幅の大きな出力向上にも容易に対応することができる。ノズル装置 1 2 B を用いることによって、既設の沸騰水型原子炉のジェットポンプのノズルを短時間に交換することができる。さらに、ジェットポンプの振動を低く抑えることができる。

【 実施例 4 】

40

【 0 1 0 4 】

本発明の他の実施例である実施例 4 のジェットポンプを、以下に説明する。本実施例のジェットポンプは、実施例 1 のジェットポンプ 1 1 において、滑り継手 2 6 の間隙 2 7 からダウンカム 6 への漏洩流を完全になくしたジェットポンプである。

【 0 1 0 5 】

間隙 2 7 からの漏洩流を完全になくすために、滑り継手 2 6 の内部とダウンカム 6 の差圧をゼロにすればよい。ジェットポンプ揚程を H (Pa)、流体の密度を ρ (kg / m^3)、速度を v (m / s) としたとき、滑り継手 2 6 の静圧 P_i (Pa) は、ダウンカム 6 の静圧を基準にすると、(3) 式で表される。

【 0 1 0 6 】

50

$$P_i = H - 0.5 \rho v^2 \quad \dots \dots (3)$$

$P_i = 0$ のとき、滑り継手 26 の内部とダウンカム 6 との差圧がゼロとなる。速度 v は、ジェットポンプ流量 Q (m^3/s)、スロート 22 の出口の内径 D_6 を用いて (4) 式で表される。

【0107】

$$v = Q / (\pi D_6^2 / 4) \quad \dots \dots (4)$$

(3) 式及び (5) 式から $P_i = 0$ となる内径 D_6 の値は、(5) 式のようにになる。

【0108】

$$D_6 = (8 \rho Q^2 / \pi H)^{0.25} \quad \dots \dots (5)$$

したがって、内径 D_6 が $(8 \rho Q^2 / \pi H)^{0.25}$ $D_6 < D_5$ の範囲にあれば、滑り継手 26 の内部とダウンカム 6 の差圧を低減することができる。本実施例において、 $D_6 = (8 \rho Q^2 / \pi H)^{0.25}$ としたときにおけるジェットポンプの軸方向における静圧変化を、図 7 に一点鎖線で示す。滑り継手 26 の位置でダウンカム 6 との差圧がゼロになっており、滑り継手 26 の間隙 27 からの漏洩をなくすることができる。

【0109】

本実施例は、実施例 1 で生じる各効果を得ることができる。ジェットポンプの振動は、実施例 1 よりも小さくすることができる。

【実施例 5】

【0110】

本発明の他の実施例である実施例 5 のジェットポンプを、以下に説明する。本実施例のジェットポンプ 11C は、実施例 1 のジェットポンプ 11 においてスロート 22 を図 17 に示す流路縮小部 23 の厚肉部 24A の外面にラビリンスシール 85 を設けたスロート 22 に替えた構成を有する。ジェットポンプ 11C の他の構成は、実施例 1 のジェットポンプ 11 と同じである。

【0111】

ジェットポンプ 11C は、流路縮小部 23 の厚肉部 24A の外面にラビリンスシール 85 を設けているので、間隙 27 の流路抵抗が増加し滑り継手 26 内からダウンカム 6 への漏洩流を実施例 1 ~ 3 よりもさらに低減することができる。このため、ジェットポンプ 11C の振動を抑制することができる。ジェットポンプ 11C は、ノズル装置 12 を有しているため、ジェットポンプ 11 で生じる各効果を得ることができる。

【0112】

流路縮小部 23 の厚肉部 24A の外面にラビリンスシール 85 を設けたスロート 22 は、ジェットポンプ 11A 及び 11B に適用してもよい。

【産業上の利用可能性】

【0113】

本発明は、沸騰水型原子炉に適用可能である。

【符号の説明】

【0114】

1 ... 原子炉圧力容器、3 ... 炉心シュラウド、6 ... ダウンカム、5 ... 炉心、7 ... 再循環系配管、8 ... 再循環ポンプ、10 ... エルボ管、11, 11A, 11B, 11C ... ジェットポンプ、12, 12A, 12B ... ノズル装置、13 ... ノズル台座、14 ... ノズル、15, 17 ... ノズル直管部、16, 18 ... ノズル絞り部、19 ... ノズル下端部、20, 20B ... 噴出口、20A ... 環状噴出口、21 ... ベルマウス、22 ... スロート、23 ... 流路縮小部、25 ... ディフューザ、26 ... 滑り継手、30 ... 駆動水 (駆動流体)、31, 31A ... 噴出流、32, 32A ... 被駆動水 (被駆動流体)、40, 61 ... ノズル部、41 ... 外部円筒部材、42 ... 内部円筒部材、43 ... 外部漏斗筒部、44 ... 内部漏斗筒部、45 ... 環状通路、46 ... ノズルヘッダー部、47, 62 ... 外部円筒部材、48, 63 ... 内部円筒部材、49 ... 環状ヘッダー部、50 ... 内部冷却水吸引通路、54 ... 整流板、57 ... 接合部、64 ... 噴出通路、65 ... 吸引通路部、66, 81 ... 円筒部材、67 ... 流路形成部材、70 ... 下部領域、71 ... 曲面、72 ... 通路部材、73 ... 吸引通路、74 ... 開口部、77 ... 減圧室、78 ...

10

20

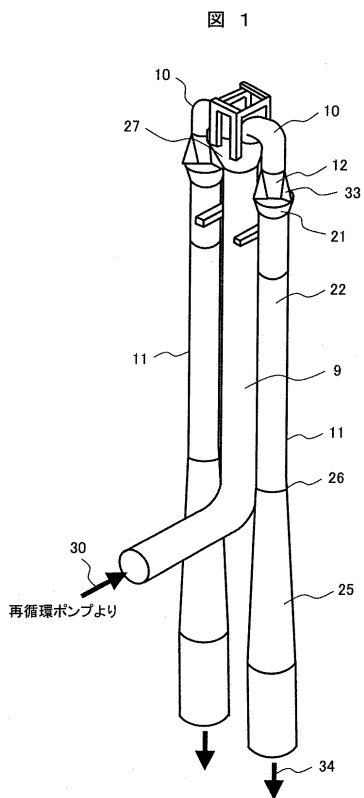
30

40

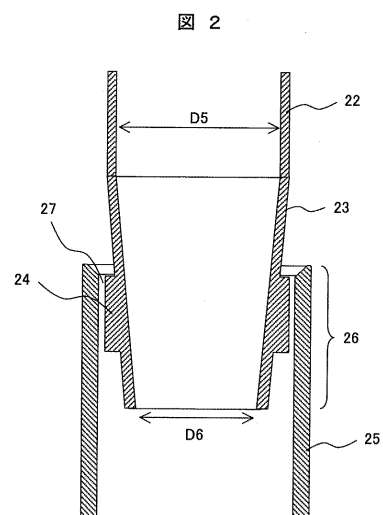
50

ノズルホルダ、 7 9 ... 流線型補強板、 8 0 ... 円錐部材。

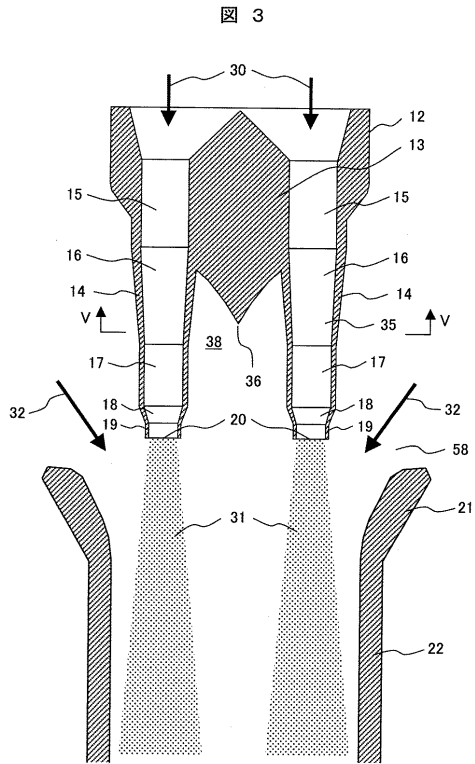
【 図 1 】



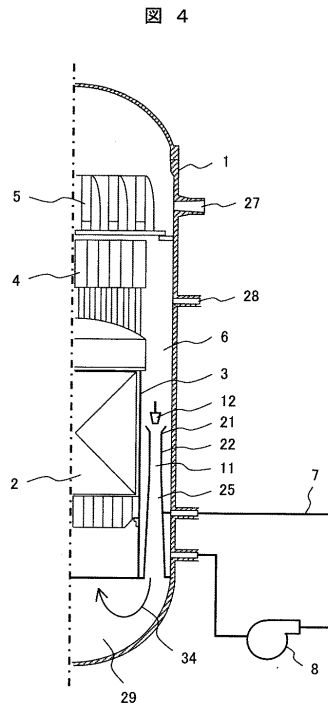
【 図 2 】



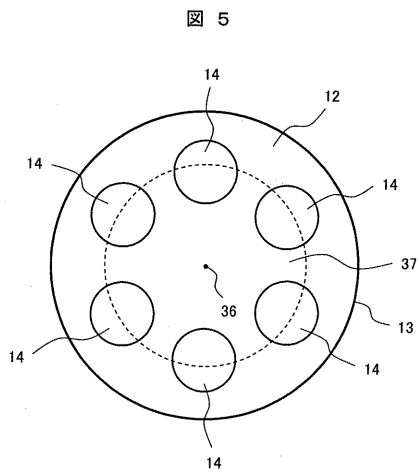
【図 3】



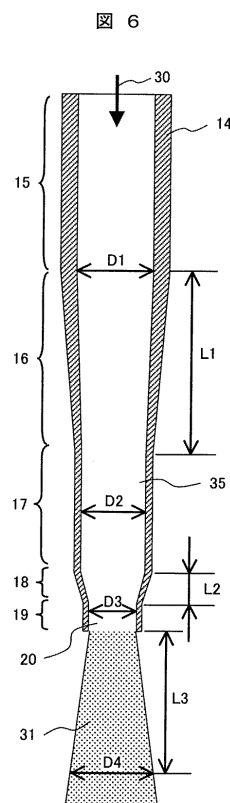
【図 4】



【図 5】

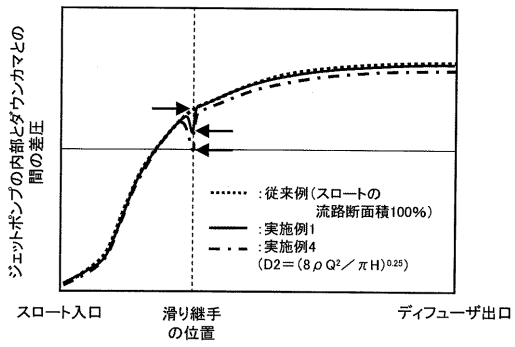


【図 6】



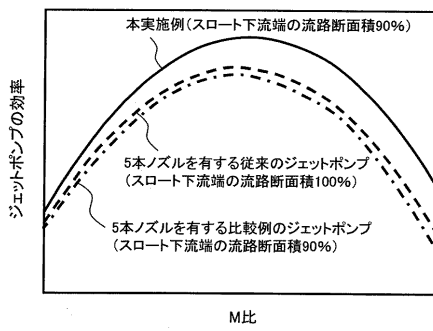
【図 7】

図 7



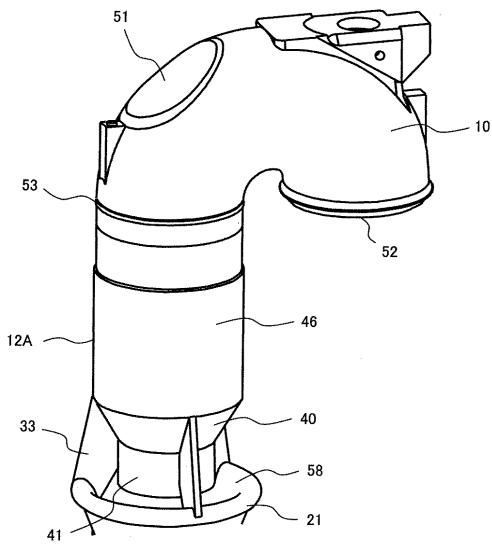
【図 8】

図 8



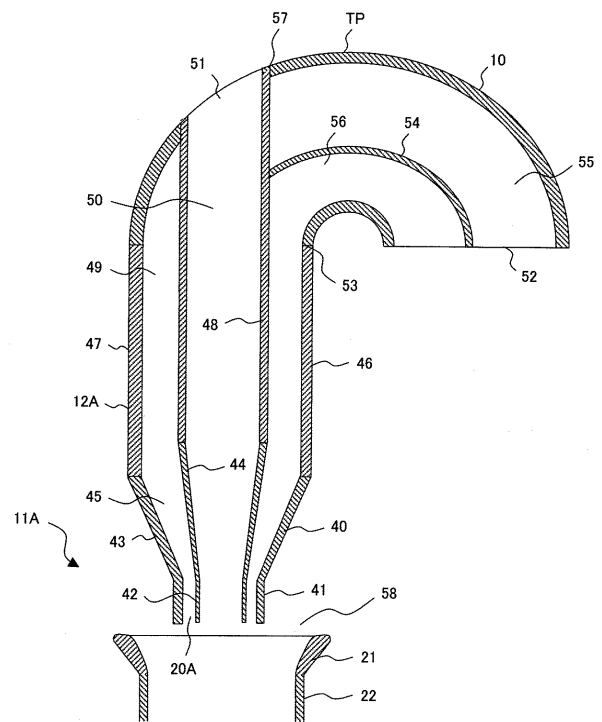
【図 10】

図 10



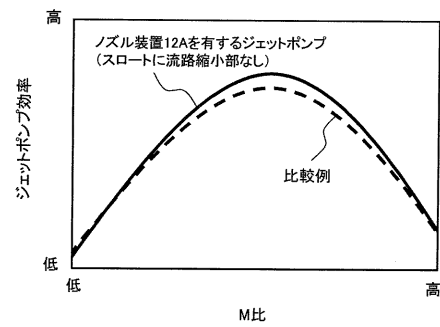
【図 9】

図 9



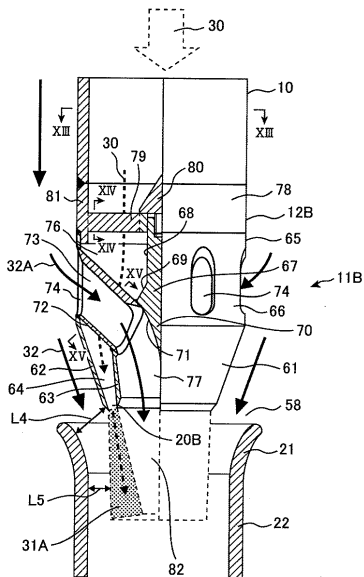
【図 11】

図 11



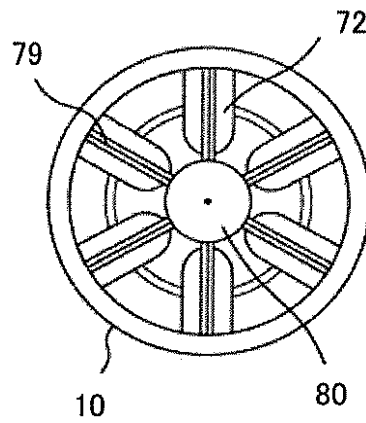
【図 12】

図 12



【図 13】

図 13



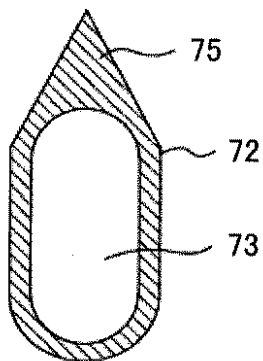
【図 14】

図 14



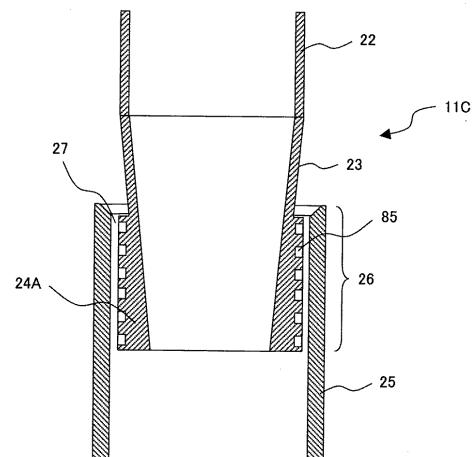
【図 15】

図 15



【図 17】

図 17



【図 16】

図 16

