

ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ

(12)

РЕСПУБЛИКА БЕЛАРУСЬ



НАЦИОНАЛЬНЫЙ ЦЕНТР
ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ
СОБСТВЕННОСТИ

(19) **ВУ** (11) **21793**

(13) **С1**

(46) **2018.04.30**

(51) МПК

F 25B 11/00 (2006.01)

F 01D 1/02 (2006.01)

F 01D 1/32 (2006.01)

(54) **ТУРБОДЕТАНДЕР УТИЛИЗАЦИОННОЙ ДЕТАНДЕРНОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ**

(21) Номер заявки: а 20140559

(22) 2014.10.23

(43) 2016.06.30

(71) Заявитель: Белорусский национальный технический университет (ВУ)

(72) Автор: Кашеев Владимир Петрович (ВУ)

(73) Патентообладатель: Белорусский национальный технический университет (ВУ)

(56) RU 2027957 C1, 1995.

RU 2200916 C2, 2003.

SU 242923 A, 1985.

SU 484369, 1975.

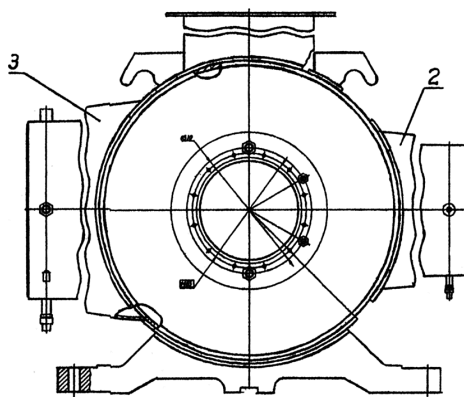
SU 641246, 1979.

SU 724893, 1980.

SU 237174, 1969.

(57)

Турбодетандер утилизационной детандерной энергетической установки, содержащий наружный корпус с патрубками ввода и вывода природного газа, закрепленными на внешней стороне наружного корпуса, в котором размещена опора с установленным в ней направляющим аппаратом, в котором перед патрубком ввода природного газа расположены по окружности неподвижные лопаточные сопловые аппараты и установленный в опорных и упорных подшипниках скольжения гидродинамического типа с торцовыми уплотнениями подвижный ротор, содержащий турбинные диски с рабочими лопатками, **отличающийся** тем, что содержит установленное перед неподвижными лопаточными сопловыми аппаратами кольцо с расположенными по окружности отверстиями для ввода природного газа, диаметры которых увеличиваются в обоих направлениях от патрубка ввода природного газа, при этом количество лопаток неподвижных сопловых аппаратов равно n , а количество рабочих лопаток турбинных дисков равно $2n-1$, где n - четное число.



Фиг. 1

ВУ 21793 С1 2018.04.30

Изобретение относится к области энергетики, в частности к энергетическим установкам, утилизирующим энергию избыточного давления газа, предназначенного для сгорания, на входе в топочные устройства.

В настоящее время проблема рекуперации энергии избыточного давления природного газа на узлах его редуцирования считается одним из наиболее перспективных направлений в области энергосбережения [1].

По существующим магистральным газопроводам газ транспортируется с давлением до 5,5-8,0 МПа. По отводам от газопроводов газ направляется к газораспределительным станциям (ГРС) и газораспределительным пунктам (ГРП), в которых давление газа уменьшается до значений 1,2 и 0,15 МПа соответственно. Для преобразования потенциальной энергии избыточного давления газа в механическую энергию для привода тех или других необходимых потребителям агрегатов используются турбодетандерные установки.

Известна утилизационная детандерная энергетическая установка [2], включающая осевой двухступенчатый турбодетандер с частотой вращения 9600 об/мин. Корпус турбодетандера включает входную улитку постоянной высоты, к которой по внутреннему диаметру крепятся корпуса задней и передней опор ротора, а по наружному диаметру - корпус сопловых аппаратов и выходного устройства.

Недостатком устройства является значительное снижение эффективности ее работы при пониженных и повышенных расходах газа.

Известен турбодетандер [3] (прототип), входящий в утилизационную детандерную энергетическую установку УТДУ-2500, включающую электрогенератор, регулятор частоты вращения, блок-бокс системы управления. Кроме основного оборудования установки в ее состав входят: огневой подогреватель газа, вихревое сепарирующее устройство и теплообменник масло - газ для охлаждения масла на выходе из турбодетандера.

Собственно турбодетандер включает наружный силовой корпус и внутренний корпус-вставку. В последнюю входят: ротор с узлами подшипников и набор обойм сопловых лопаток. Собранный вставка свободно помещается в наружный корпус и закрепляется в нем винтами. Слева к вставке крепится ограничитель максимальной частоты вращения, а справа - детали муфты соединения с рессорой привода электрогенератора.

Подобная конструкция турбодетандера с легкоъемным внутренним корпусом-вставкой весьма удобна при монтажных работах, сборке и при проведении регламентных работ; она типична для всех турбодетандеров, разработанных в АО "Турбогаз".

Пятиступенчатый турбодетандер выполнен с постоянным корневым диаметром рабочих лопаток, а периферийный диаметр лопаток возрастает от 0,632 м на первой ступени до 0,662 м на последней ступени. Данное распределение теплоперепадов по ступеням, степени реактивности и окружной скорости позволило получить внутренний КПД турбодетандера 0,8.

Лопатки сопловых аппаратов имеют постоянную хорду, равную 0,0526 м; на всех ступенях по 48 лопаток. Длина рабочих лопаток возрастает от 0,042 м на 1-й ступени до 0,0568 м на последней ступени; хорда лопаток увеличивается от 0,03 до 0,038 м; на первых трех ступенях по 79, а на последних двух находится по 71 лопатке.

Наружный корпус турбодетандера - цилиндрический сварной, из стали 20. Патрубки входа и выхода газа расположены под углом 90° к продольной оси корпуса В обоймы вварены лопатки сопловых аппаратов, выполненные из стали 20Х13, постоянного профиля. Все сопловые аппараты имеют лабиринтные уплотнения.

Ротор турбодетандера - барабанного типа; передний и задний полуваля - кованные из стали 30ХГСА. К торцу переднего полуваля крепится кулачковая муфта вала автомата безопасности. На шлицах заднего полуваля смонтирована роторная часть главного масляного лабиринтно-вихревого насоса.

Рабочие лопатки выполнены из стали 20Х13, постоянного профиля, крепятся в расточках переднего полуваля Т-образными хвостовиками.

Ротор установлен на подшипниках скольжения гидродинамического типа, размещенных в переднем и заднем корпусах. В переднем корпусе установлены двухсторонний упорный и опорный подшипники; в заднем корпусе помещен опорный подшипник. В каждом опорном подшипнике собраны обоймы с пятью самоустанавливающимися колодками. Подвод масла к подшипникам производится от главного маслососа по сверлениям в соответствующих корпусах подшипников.

Кольцевыми уплотнениями газ - масло по валу служат торцовые уплотнения. Для высокой износостойкости пара трения выполнена из сплава "рэлит".

Недостатком турбодетандера является значительное снижение эффективности его работы при повышенных расходах газа из-за неравномерной раздачи природного газа по отдельным направляющим аппаратам: вблизи патрубка ввода газа расход повышенный, а на периферии пониженный.

Задачей изобретения является повышение эффективности работы турбодетандера путем увеличения его удельной мощности и надежности, особенно в переменных режимах.

В результате решения данной задачи достигается новый технический результат, заключающийся в возможности повышения эффективности и надежности работы всей установки при существенном сокращении материальных и трудовых затрат.

Данный технический результат достигается тем, что турбодетандер утилизационной детандерной энергетической установки, содержащий наружный корпус с патрубками ввода и вывода природного газа, закрепленными на внешней стороне наружного корпуса, в котором размещена опора с установленным в ней направляющим аппаратом, в котором перед патрубком ввода природного газа расположены по окружности неподвижные лопаточные сопловые аппараты и установленный в опорных и упорных подшипниках скольжения гидродинамического типа с торцовыми уплотнениями подвижный ротор, содержащий турбинные диски с рабочими лопатками, согласно изобретению, содержит установленное перед неподвижными лопаточными сопловыми аппаратами кольцо с расположенными по окружности отверстиями для ввода природного газа, диаметры которых увеличиваются в обоих направлениях от патрубка ввода природного газа, при этом количество лопаток неподвижных сопловых аппаратов равно n , а количество рабочих лопаток турбинных дисков равно $2n-1$, где n - четное число.

Изобретение поясняется фигурами, где:

фиг. 1 - вид с торца наружного корпуса турбодетандера;

фиг. 2 - вид сбоку легкоъемного функционального узла - "вставка" с опорой;

фиг. 3 - разрез общего вида турбодетандера;

фиг. 4, 5 - расположение отверстий на кольце.

Турбодетандер (фиг. 1, 2) утилизационной детандерной энергетической установки имеет наружный корпус 1, патрубок 2 ввода и патрубок 3 вывода природного газа, закрепленные на внешней стороне этого корпуса 1, в который свободно помещен и закреплен винтами легкоъемный (фиг. 3) функциональный узел - "вставка" с опорой 4 и направляющим аппаратом 5 конфузорного типа, являющаяся боксом для размещения комплекта неподвижных лопаточных сопловых аппаратов 6, подвижного ротора 7 с дисками 8, снабженными рабочими лопатками 9, опорных и упорных подшипников 10 скольжения гидродинамического типа, торцовых уплотнений 11. На входе в комплект неподвижных сопловых аппаратов 6 установлено кольцо 12 с отверстиями 13 (фиг. 4, 5), причем удельная площадь отверстий по окружности кольца 12 увеличивается в обоих направлениях от патрубка 2 ввода природного газа, а отношение количества лопаток 14 сопловых аппаратов 6 к числу лопаток 9 турбинных дисков 8 выполнено в отношении $n:(2n-1)$, где n - четное число.

Турбодетандер работает следующим образом.

Природный газ при давлении 1,2 МПа и температуре около 15 °С поступает в турбодетандер, срабатывает теплоперепад, и при давлении 0,09 МПа и температуре около 0 °С покидает его. Вырабатываемая мощность в номинальном режиме - 2,5 МВт.

Потенциальная энергия газа в сопловых аппаратах 6 преобразуется в кинетическую энергию его потока, а затем на рабочих лопатках 9 за счет поворота потока газа трансформируется в механическую энергию вращения ротора 7 и через муфту передается электрогенератору, в котором превращается в электрическую энергию. При определенной частоте вращения ротора 7 он "всплывает" в подшипниках 10 и начинает вращаться в масляном клине. Подвод масла к подшипникам 10 производится от главного маслонасоса по сверлениям в соответствующих корпусах подшипников 10. Торцовые уплотнения 11 препятствуют выходу природного газа из турбодетандера, а в последней ступени - и попадания туда атмосферного воздуха. Так как патрубок 2 ввода газа один, а сопловые аппараты 6 расположены по окружности, то вблизи ввода газа в турбодетандере-прототипе наблюдается повышенный расход (скорость) газа через сопловые аппараты 6 в окрестностях ввода газа и пониженный расход через них на периферии.

Установка кольца 12 с отверстиями 13, в которых их удельная площадь по окружности кольца увеличивается в обоих направлениях от патрубка 2 ввода природного газа, выравнивает распределение давлений по сопловым аппаратам 6 по окружности ввода газа.

Благодаря кольцу 12 с отверстиями 13 происходит равномерное распределение расходов природного газа по неподвижным лопаточным сопловым аппаратам 6, из-за чего все они работают в оптимальном режиме, что повышает эффективность преобразования потенциальной энергии в кинетическую, уменьшаются потери кинетической энергии на трение в тех каналах, где без кольца с отверстиями была повышенная скорость газа (потери на трение пропорциональны скорости газа в квадрате). Это позволяет увеличить расход газа через турбодетандер, что увеличивает его мощность. Отношение количества лопаток сопловых аппаратов к числу лопаток турбинных дисков выполнено в отношении $n:(2n-1)$, где n - четное число, так как оказалось, что в этом случае вибрации минимальны.

Этот результат позволил увеличить как расход природного газа - рабочего тела через турбодетандер, то есть его мощность, так и время его непрерывной работы за счет отмены ежедневного технического обслуживания подшипниковых узлов, включенного в требования технического обслуживания детандерной установки.

Физическая сущность изобретения.

Надежность детандерной установки зависит прежде всего от вибрационной надежности турбодетандера.

Вибрациям подвержены и ротор, и его части - турбинные диски и посаженные на них венцы лопаток.

Вибрации или колебания этих деталей возбуждаются воздействием проходящего природного газа. Газ, расширяясь в сопловых аппаратах и между лопатками на турбинных дисках, оказывает на ротор значительные воздействия сложного характера. При этом можно выделить следующие явления:

1. Нагружение ротора и подшипников при неравномерной подаче газа по окружности входного устройства в неподвижные лопаточные сопловые аппараты.

2. Возбуждение вынужденных колебаний газа протекающим через комплект неподвижных сопловых аппаратов к лопаткам турбинных дисков ротора.

3. Возбуждение автоколебаний ротора при таком же течении газа.

4. Возбуждение колебаний ротора при колебаниях расхода природного газа.

Вынужденные колебания по п. 2 возникают вследствие местных изменений скорости газа при вращении турбинных дисков с лопатками, жестко связанных с ротором внутри комплекта неподвижных лопаточных сопловых аппаратов. При этом лопатки турбинных дисков ротора испытывают воздействие в виде гармонических колебаний с круговыми частотами $\nu_{л.к.}$

$v_{л.к.} = k \cdot n \cdot \omega$, где $k = 1, 2, 3 \dots$, ω - угловая скорость вращения ротора, а n - число лопаток неподвижного соплового аппарата.

Воздействие переменных сил передается также на вал ротора и возбуждает его колебания. Погрешности шага лопаток, вызванные неточностью изготовления дисков, приводят к колебаниям ротора с более низкими частотами кратными частоте вращения ω ,

$$v_k = k \cdot \omega, \text{ где } k = 1, 2, 3 \dots$$

Еще опаснее автоколебания, возбуждаемые действием природного газа. При случайном поперечном смещении (x) ротора и приближении его турбинных дисков к неподвижным сопловым направляющим лопаточных аппаратов нарушается симметрия тангенциальных сил, действующих на турбинные диски.

При этом появляется неуравновешенная гидромеханическая сила P_n , содержащая те же составляющие, что и сила, действующая на цапфу со стороны смазочного слоя.

В обеих силах основное возбуждение колебаний проявляется под влиянием псевдогироскопической составляющей.

Эта составляющая гидромеханической силы ($P_{н.у.}$) имеет приближенную величину:

$$P_{н.у.} = N_{т.и.} / R_k \cdot \omega \cdot h,$$

где $N_{т.и.}$ - часть мощности детандерной установки, вырабатываемой на одном турбинном диске, R_k - радиус турбинного диска, ω - угловая скорость вращения ротора, h - линейная величина, приближенно равная высоте лопатки, на турбинном диске.

В турбодетандере главная возбуждающая колебания силовая составляющая направлена по вращению ротора примерно так же, как и псевдогироскопическая сила со стороны смазочного слоя.

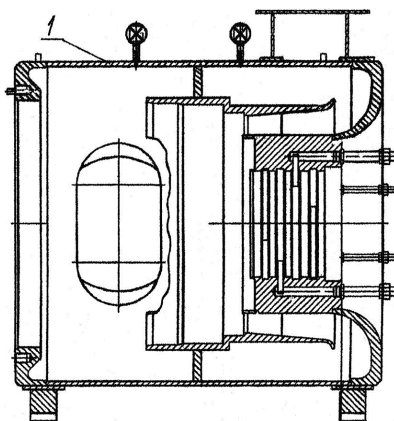
Колебания ротора вызывают изменение форм кавитации смазочного слоя. Следовательно, следствием этого явления будут скачки амплитуды колебаний ротора, похожие на пики резонансов. Это наблюдалось при попытке работы детандерной установки на повышенных расходах природного газа. Как показала первоначальная экспериментальная проверка и дальнейшая работа детандерной установки на мощности, обеспечение большей равномерности подачи газа по окружности, за счет того, что на входе в комплект неподвижных лопаточных сопловых аппаратов установлено кольцо с отверстиями, причем удельная площадь отверстий по окружности кольца увеличивается от патрубка ввода природного газа в обоих направлениях, а отношение количества лопаток сопловых аппаратов к числу лопаток турбинных дисков связано отношением $n/(2n-1)$, где n - четное число, амплитуда вынужденных колебаний снизилась в 6-8 раз.

Этот результат позволил увеличить как расход природного газа - рабочего тела через турбодетандер, то есть его мощность, так и время его непрерывной работы за счет отмены ежедневного технического обслуживания подшипниковых узлов, включенного в требования технического обслуживания детандерной установки.

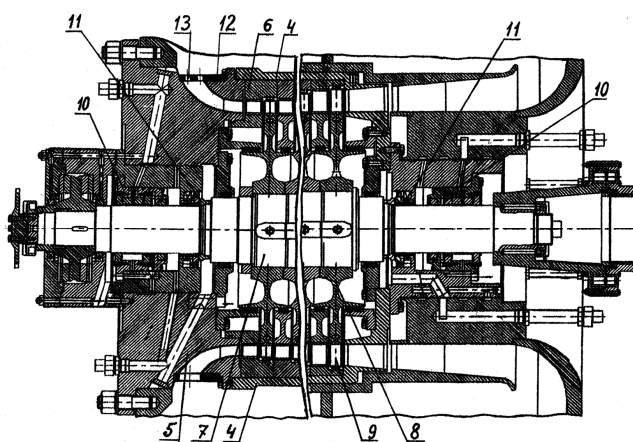
Таким образом, задача изобретения - повышение эффективности работы турбодетандера путем увеличения его удельной мощности и надежности, особенно в переменных режимах, достигнута.

Источники информации:

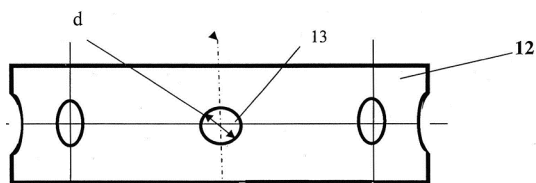
1. Степанец А.А. Энергосберегающие турбодетандерные установки / Под ред. А.Д. Трухня. - М.: ООО "Недра-бизнесцентр", 1999. - С. 201-228.
2. А.с. СССР 1.139.940, МПК F25B 11/00, F04D 25/00.
3. Комплект оборудования утилизационной детандерной энергетической установки УДЭУ-2500-УХЛ4 /Руководство по эксплуатации. Концерн БЕЛЭНЕРГО РУП БЕЛНИПИЭНЕРГОПРОМ. - С. 44-48.



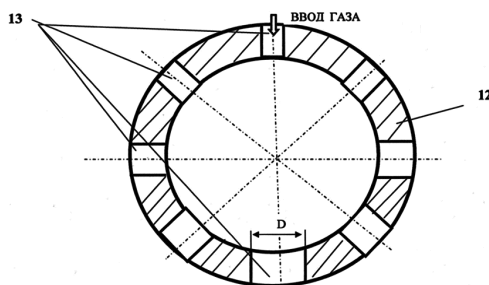
Фиг. 2



Фиг. 3



Фиг. 4



Фиг. 5