

АНТИПОМПАЖНЫЙ РЕГУЛИРУЮЩИЙ КЛАПАН ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАГНЕТАТЕЛЯ ПРИРОДНОГО ГАЗА

Е.Н.Савченко, канд. техн. наук, доцент;

А.И. Сидорец, аспирант;

*И.И. Сидорец**, зам. нач. отдела автоматизированного проектирования,

Сумский государственный университет, г. Сумы;

** СКБ ТКМ ОАО «СМНПО им. М.В. Фрунзе», г. Сумы*

В статье рассмотрено явление помпажа в центробежном нагнетателе газоперекачивающего агрегата. Дан обзор конструкций существующих устройств, обеспечивающих антипомпажное регулирование. С помощью программного пакета ANSYS CFX произведен расчет конструкции антипомпажного регулирующего клапана на базе шарового крана. На основе анализа полученных результатов определены пути дальнейшего совершенствования конструкции.

Ключевые слова: помпаж, центробежный нагнетатель, газоперекачивающий агрегат, антипомпажный регулирующий клапан.

У статті розглянуте явище помпажу у відцентровому нагнітачі газоперекачувального агрегату. Поданий огляд конструкцій існуючих пристроїв, що забезпечують антипомпажне регулювання. За допомогою програмного пакета ANSYS CFX проведений розрахунок конструкції антипомпажного регулюючого клапана на базі кульового крану. На основі аналізу отриманих результатів визначені шляхи подальшого вдосконалення конструкції.

Ключові слова: помпаж, відцентровий нагнітач, газоперекачувальний агрегат, антипомпажний регулюючий клапан.

ВВЕДЕНИЕ

Помпаж является нестационарным процессом в центробежном компрессоре и выражается в срыве потока газа через рабочее колесо. Этот процесс наступает, когда энергия, передаваемая лопатками рабочего колеса потоку газа, недостаточна для преодоления сопротивления сети со стороны нагнетания (рис.1) при работе на режимах низких расходов. Это приводит к появлению областей с пониженным давлением и вихреобразованием в межлопаточном пространстве, в результате чего вначале возникают повышенные вибрация и шум. Дальнейшее развитие помпажа может привести к практически полному «запиранию» рабочего колеса и соответственно к возникновению ударного обратного течения газа с последующим восстановлением прямого течения и повторением цикла. Такой режим называют помпажными ударами, частота которых обычно лежит в диапазоне от 0,5 до нескольких герц. Этот режим наиболее опасен и часто приводит к авариям с крупными поломками центробежного компрессора, приводного двигателя газоперекачивающего агрегата (ГПА) и другого оборудования. В некоторых случаях помпаж проходит с малыми колебаниями газового потока и внешне незаметен обслуживающему персоналу. При этом часть работы компрессора затрачивается на нагрев газа, что приводит к сильному разогреву компрессора и выходу его из строя [1].

Срывные явления, связанные с помпажом, наблюдаются при определенных значениях давления и расхода газа, выдаваемых компрессором. Это позволяет для определения помпажных зон использовать характеристику компрессора (зависимости: «степень сжатия – расход» (напорная характеристика) и «мощность – расход») [2]. Задача систем противопомпажной защиты в данном случае сводится к

предотвращению подхода рабочей точки компрессора к границе помпажа за счет регулирования его параметров (давления и расхода газа до и после компрессора).

Самым распространенным методом устранения помпажных явлений является перепуск газа с нагнетания компрессора на всасывание (байпасирование), когда проблема защиты от помпажа сводится к открытию байпасного крана – антипомпажного клапана (АПК) (рис.1) [3].

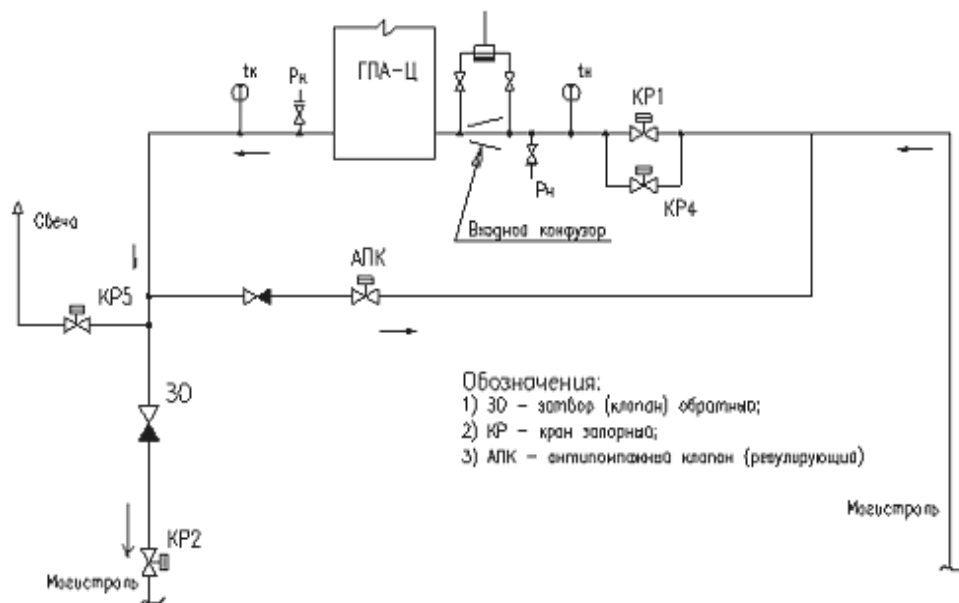


Рисунок 1 – Упрощённая схема компрессорной станции с агрегатами типа ГПА-Ц

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

ОАО «СМНПО им. М.В. Фрунзе» (г. Сумы, Украина) является одним из ведущих мировых производителей компрессорных станций для магистральных газопроводов которые успешно эксплуатируются в России, Туркменистане, Иране и ряде других стран. В настоящее время эти компрессорные станции оснащаются антипомпажными клапанами импортного производства, в основном фирмы «Mokveld Valves» (Голландия).

С целью уменьшения зависимости предприятия от зарубежных производителей и отказа от закупок дорогостоящих импортных клапанов было решено создать эффективный антипомпажный регулирующийся клапан собственного изготовления. Для достижения поставленной цели были поставлены следующие задачи:

- анализ существующих методов и средств антипомпажной защиты;
- выбор наиболее эффективной конструкции АПК;
- создание модели и расчет предложенной конструкции АПК.

КРАТКИЙ ОБЗОР СУЩЕСТВУЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ АНТИПОМПАЖНЫХ КЛАПАНОВ

Известно два основных типа конструкции антипомпажных клапанов:

- с осесимметричным потоком рабочей среды;
- на базе шарового конструктива.

Клапаны с осесимметричным потоком рабочей среды изготавливаются фирмой «Mokveld Valves» (Голландия) (рис. 2а) [4].

Концепция осевого течения предполагает наличие осесимметричного профиля проточной части между внутренним и наружным корпусами клапана. Регулирование осуществляется за счет перемещения поршня вдоль продольной оси клапана посредством передачи, состоящей из двух расположенных под углом 90° зубчатых реек, за счет чего перекрываются или открываются отверстия сепаратора, уменьшая или увеличивая тем самым площадь проходного сечения [4].

Клапаны на базе шарового конструктива с уплотнением «металл-по-металлу» с различными типами параллельных перфорированных пластин (решеток), находящимися в проходном сечении пробки, изготавливаются фирмами «PIBIVIESSE» (Италия), «NELES» (Финляндия), «Fisher» (США) (рис. 2б) [5].

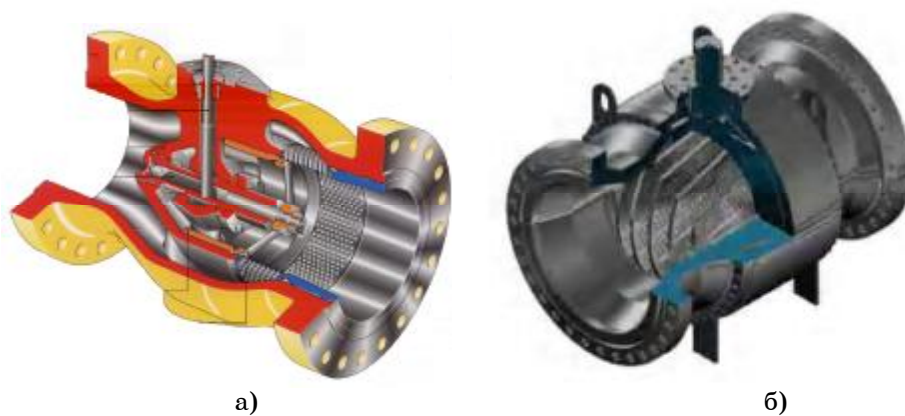


Рисунок 2 – Конструкции антипомпажных клапанов

В таких конструкциях запираение и регулирование рабочей среды происходит за счет увеличения или уменьшения площади проходного отверстия при повороте сферической пробки на определенный угол.

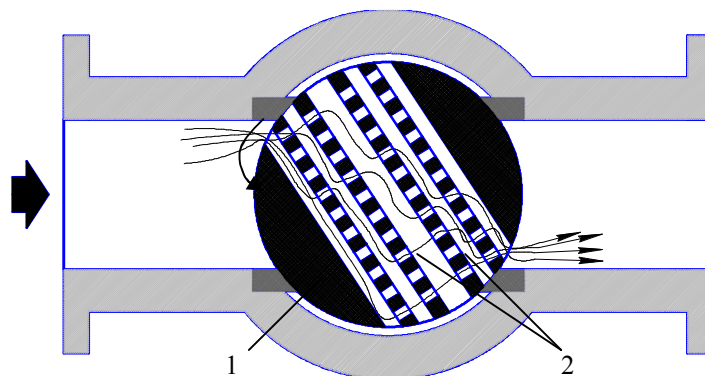


Рисунок 3 – Схема АПК на базе шарового крана

Как видно из рисунка 3, в проходном отверстии сферической пробки 1 крана установлены параллельные перфорированные пластины 2, которые обеспечивают плавное падение давления в регулирующем органе, вследствие чего снижается скорость потока рабочей среды и уровень шума. Применение различного количества пластин и вида их перфорации позволяет получать различные характеристики регулирования и

изменять пропускную способность. В открытом положении клапан обеспечивает максимальный расход рабочей среды при минимальном сопротивлении и уровне шума [6].

Как показывает опыт эксплуатации ГПА, системы антипомпажного регулирования устойчиво работают с клапанами обоих типов. Однако, благодаря конструктивным особенностям шарового АПК в части проходного сечения он может быть по типоразмеру в 1,5 и более раз меньшим по сравнению с клапаном осевого типа при одинаковых условиях работы.

Учитывая этот факт, а также возможности производственного процесса на ОАО «СМНПО им. М.В. Фрунзе», где налажено производство запорных шаровых кранов, очевидно, более целесообразной будет разработка АПК именно на базе шарового конструктива.

МОДЕЛИРОВАНИЕ И ЧИСЛЕННЫЙ РАСЧЕТ АНТИПОМПАЖНОГО КЛАПАНА НА БАЗЕ КОНСТРУКЦИИ ШАРОВОГО КРАНА

Расчет конструкции АПК удобно выполнить в программном пакете ANSYS CFX [7]. При этом расчетная модель антипомпажного клапана на базе шарового крана предварительно была создана с помощью программного пакета Pro/ENGINEER и в дальнейшем импортирована в ANSYS Workbench для получения области течения газа. Так как задача осесимметричная, модель клапана была разбита на две части и расчет производился только одной из них.

Необходимо также отметить, что такого типа расчеты требуют большой вычислительной мощности компьютерной техники. Поэтому в статье речь не идет о полной оптимизации конструкции АПК, а лишь выясняется вопрос адекватности построенной расчетной модели, а также влияния на эффективность АПК его основных конструктивных параметров. В частности, проведен расчет пяти вариантов конструкции АПК, отличающихся друг от друга только начальным углом установки перфорированных пластин (решеток), находящихся в проходном отверстии пробки клапана: 5° , 10° , 15° , 20° , 25° (рис. 4).

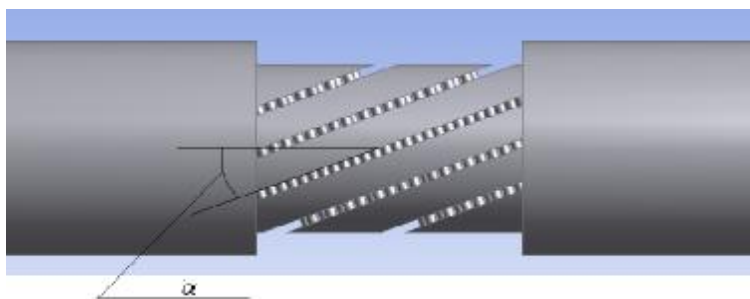


Рисунок 4 – Варианты расположения решеток в пробке антипомпажного клапана на базе шарового крана, где $\alpha = 5^\circ - 25^\circ$

При расчете принимались во внимание следующие граничные условия: давление на входе – $P_{вх} = 7,7 \text{ МПа}$, температура на входе – $T = 323 \text{ К}$, давление на выходе – $P_{вых} = 5,25 \text{ МПа}$, рабочая среда – метан.

На рисунке 5 изображена модель клапана с заданными граничными условиями.

На рисунке 6 приведены графики распределения давления по длине клапана для каждого варианта конструкции при углах поворота пробки 25° и 30° . Получение максимально приближенного к линейному характера линии (без резких скачков) для углов установки решетки 15° ,

20° и 25° позволяет избежать возможного фазового перехода отдельных, имеющих в газе, примесей, что, в свою очередь, обеспечивает надежную работу клапана.

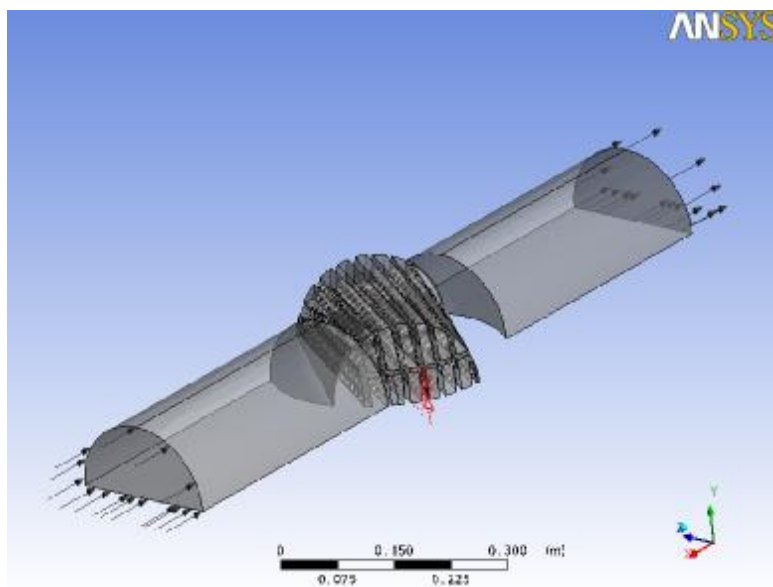


Рисунок 5 – Граничные условия

Аналогично для каждого варианта конструкции при углах поворота пробки 25° и 30° на рисунке 7 показано изменение скорости газа по длине клапана. Плавное изменение скорости с минимальными перепадами (конструкции с углом установки решетки 15°, 20°, 25°) позволяет снизить уровень шума и вибрации в клапане, что немаловажно для повышения вибронадежности агрегата в целом.

Получение максимально приближенного к линейному характеру линий графиков зависимости расхода от угла поворота пробки (рис. 8) позволяет предотвратить резкий подход работы компрессора к границе помпажа. На графике также видно ступенчатое падение расхода на начальных углах поворота пробки в зависимости от угла установки решетки. Видно, что для конструкций с углом установки решетки 20° и 25° значения расхода при полностью открытой пробке клапана малы, поэтому данные конструкции менее эффективны при работе.

ВЫВОДЫ

В работе проведен анализ методов и средств антипомпажной защиты центробежных нагнетателей газоперекачивающих агрегатов, рассмотрены основные типы существующих конструкций АПК, выбрана наиболее приемлемая с точки зрения технологичности конструкция АПК - на базе шарового крана.

С помощью программного комплекса ANSYS CFX выполнено моделирование и численный расчет предложенной конструкции АПК, в результате которого построены зависимости расхода газа от угла поворота пробки для различных начальных углов установки решеток, а также получены распределения давления и скорости потока газа по длине клапана.

Таким образом, в целом можно отметить, что лишь конструкция с начальным углом установки решеток в 15° является наиболее приемлемой для ее практического применения.

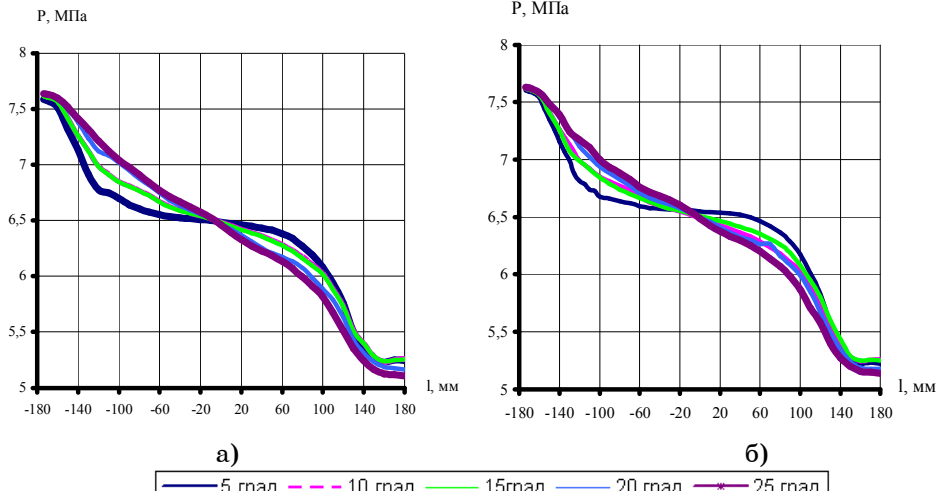


Рисунок 6 – Графики распределения давления по длине клапана:
 а) угол поворота пробки 25°; б) угол поворота пробки 30°

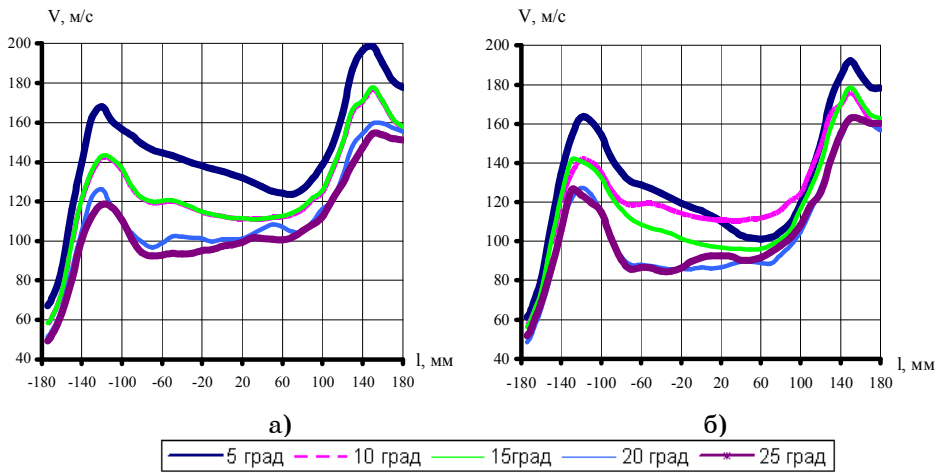


Рисунок 7 – Графики изменения скорости газа по длине клапана:
 а) угол поворота пробки 25°; б) угол поворота пробки 30°

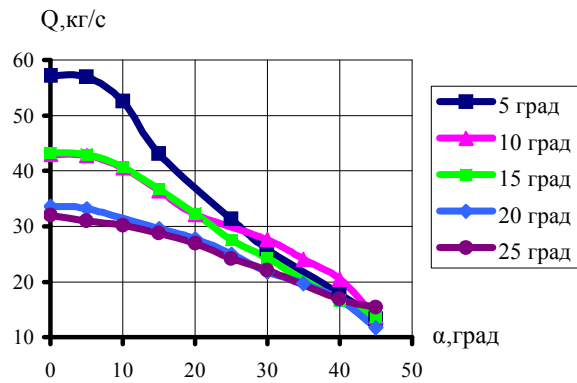


Рисунок 8 – График зависимости расхода газа от угла поворота пробки клапана

В целом подтверждена адекватность построенной расчетной модели АПК и на примере влияния начального угла установки решеток показано, что наиболее приемлемой является конструкция с углом в 15°.

SUMMARY

THE ANTISTALL CAGE BALL CONTROL VALVE OF THE NATURAL GAS CENTRIFUGAL PRESSURIZER

*Ye. N. Savchenko, A.I. Sidorets, I.I. Sidorets**

Sumy State University, Sumy

**Frunze SMSMU, Sumy*

The article considers the phenomenon of surge in the centrifugal blower of gascompressor unit. There is given a review of structures of existing devices that provide antistall control. With the help of the software package ANSYS CFX the design of antistall cage ball control valve on the basis of the ball valve was calculated. Based on the analysis of the results, the ways to further improvement of the design were identified.

Key words: *surge, centrifugal pressurizer, compressor, the antistall cage ball control valve.*

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Казакевич В.В. Автоколебания (помпаж) в компрессорах / В.В. Казакевич. - М.: Машиностроение, 1974. - 264с.
2. Роберте П.Д. Методы противопомпажного управления / П.Д. Роберте. - М.: Машиностроение, 1978. - 309с.
3. Гастон Дж.Р. Антипомпажная защита турбокомпрессоров / Дж.Р. Гастон. - Л.: Машиностроение, 1982. - 298с.
4. Регулирующие антипомпажные клапаны: проспект фирмы «Mokveld». - Голландия, 2006. - 38с.
5. CageBall & Hyper-CageBall: проспект фирмы «Pibiviesse». - Италия, 2004. - 43с.
6. А.с. № 1174601 СССР Устройство для защиты компрессора от помпажа / С.К. Королев, Е.В. Омельченко. - 1985. - 54с.
7. ANSYS CFX 10.0 Theory Reference / SAS IP Inc., 2005. - 113с.

Поступила в редакцию 25 ноября 2009 г.