

¹ А. Беллауар, асп.,

¹ Б. В. Коней, д-р техн. наук, проф.,

² Н. Абдельбаки, д-р техн. наук, проф.

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ ЛАБИРИНТНОГО УПЛОТНЕНИЯ ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩЕГО АГРЕГАТА

¹ ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ, e-mail: koreyb@nunq.edu.ua

² Университет М'амед Буггара, Бумердес, Алжир, 35000

С помощью комплекса программ SolidWorks – CosmosFloWorks 2009 и параметрической компьютерной модели лабиринта оптимизировано его геометрию и исследовано его работу при разных степенях износа гребней и выступав.

Введение. На сегодня в нефтегазовой промышленности актуальным вопросом является повышение эффективности и экономичности работы газоперекачивающего агрегата (ГПА) за счет повышения коэффициента полезного действия (КПД) отдельных узлов. Одним из путей, позволяющих повысить КПД двигателя и нагнетателя, является сведение к минимуму паразитных утечек воздуха, газа и масла в компрессоре, турбине и в нагнетателе, для чего применяют различные типы уплотнений в системе охлаждения, суфлирования, смазки и др.[1; 2]. В условиях высоких окружных скоростей и больших перепадов давления обычно используют лабиринтные уплотнения.

Эффективность лабиринтного уплотнения зависит от величины радиального зазора, количества гребешков и их конфигурации. Однако минимальная величина радиального зазора определяется технологией изготовления, радиальным перемещением ротора и зависит от прогрева статорных и роторных узлов.

Причиной выхода из строя данных уплотнений является разрушение лабиринтных «гребней», их износ или засаливание канавок. Результатом выхода из строя уплотнения «масло-газ» является высокий расход масла, которое вместе с транспортирующим газом попадает в газопровод [3; 4].

В этой работе с целью модернизации и оптимизации лабиринтных уплотнений ГПА использовано разные методы, которые позволяют обеспечить долговечность и экономичность лабиринтного уплотнения турбин и нагнетателя.

Актуальность работы. Постоянно пополняющееся разнообразие конструкций лабиринтовых уплотнений свидетельствует о трудностях в разрешении заключенного в этом узле противоречия между требованиями экономичности (обеспечения минимальной протечки) и надежности (уменьшения опасности и облегчения последствий задеваний вращающихся элементов о неподвижные). С возрастанием единичной мощности оборудования выявилось еще одно отрицательное качество уплотнений с радиальными зазорами: их расходная характеристика (рост протечки с увеличением зазора) благоприятствует появлению поперечных аэродинамических сил, способствующих низкочастотной вибрации роторов. Лабиринтное уплотнение, которое обычно применяется в ГПА показано на рис. 1

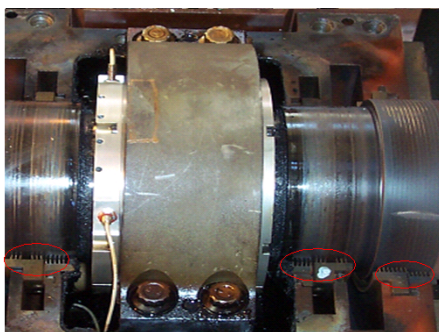


Рис. 1. Лабиринтное уплотнение ГПА

Постановка проблемы. Эффективность лабиринтного уплотнения зависит от величины радиального зазора, количества гребешков и их конфигурации. Однако минимальная величина радиального зазора определяется технологией изготовления, радиальным перемещением ротора и зависит от прогрева статорных и роторных узлов.

Причиной выхода из строя данных уплотнений является разрушение лабиринтных «гребней», их износ или засаливание канавок. Результатом выхода из строя уплотнения «масло-газ» является высокий расход масла, которое вместе с транспортирующим газом попадает в газопровод.

Усовершенствование и оптимизация конструкции лабиринтного уплотнения. С целью модернизации лабиринтных уплотнений компрессора на предприятиях, кроме традиционных

алюминиевых материалов, применяют полимерный композиционный материал полиамид – капролон – В (ТУ6-05-988-73) и «РЕЕК» (рис. 2).

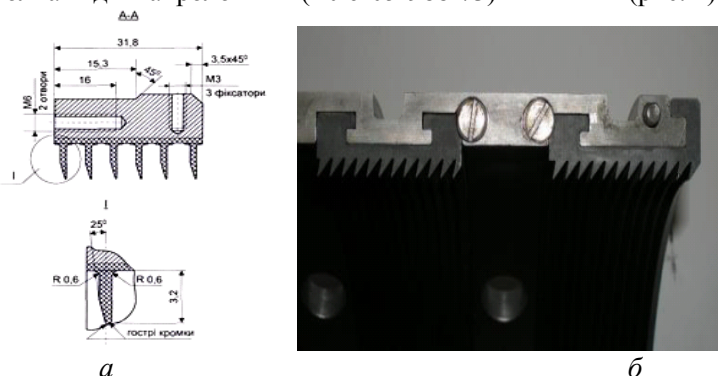


Рис. 2 . Уплотнения «масло-газ» из блочного полимерного материала:
а – конструкция уплотнения, *б* – примеры выполнения лабиринтных уплотнений из материала «РЕЕК»

Последний материал обладает повышенной износостойкостью, низким динамическим коэффициентом трения, повышенной стойкостью к химической коррозии. Благодаря своей гибкости позволяет поддерживать стабильными зазоры, установленные на монтаже. Во время касания с ротором гребешки лабиринтного уплотнения отклоняются, перемещаясь вместе с ротором. После касания гребешки восстанавливают свою первоначальную конфигурацию, при этом на роторе не появляется никаких повреждений. При значительном перемещении ротора в результате повышенной вибрации (нарушение технологического режима эксплуатации компрессора, помпаж, выход на рабочий режим работы и т.д.) гребни уплотнения в местах касания с ротором вытираются. Это свойство материала позволяет установить величину радиального зазора в лабиринтном уплотнении в пределах от нуля до 0,05мм и тем самым, снизить перетоки газа по ступеням.

Нами предложено изменить конфигурацию лабиринта с целью ее модернизации при создании вихревых потоков газа и создания препятствий для его утечек из компрессора. Для оптимизации конструкции выполняется конечно-элементный анализ потока газа в каналах лабиринта.

Для достижения этой цели мы изменили основные геометрические параметры камеры лабиринтного уплотнения (рис. 3 и 4).

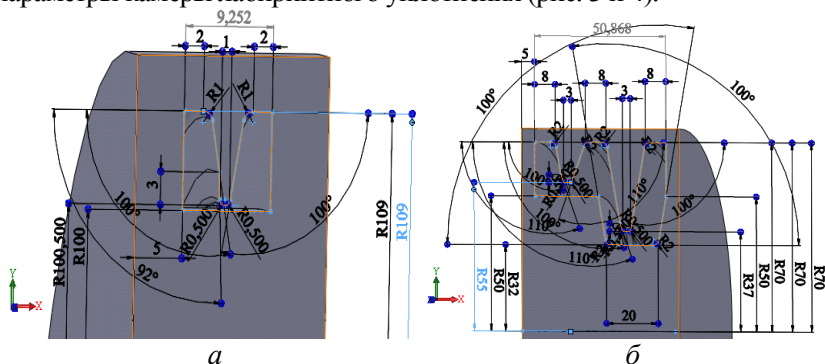


Рис. 3. Конструкция лабиринтного уплотнения с геометрическими параметрами оптимизации: *а* – простое лабиринтное уплотнение; *б* – лабиринтное уплотнение с выступами

Исходные данные задачи вычислительной газогидродинамики:

– геометрия расчетной области – лабиринтное уплотнение со сработанными гребнями, попутным уклоном гребней, встречным, без уклона, а также с выступами

– тип задачи – двумерная осесимметричная

– граничные условия: скорость газа на входе 1 м/с, давление на выходе 101325 Па

– газ – метан

– среда компьютерного моделирования – CosmosFloWorks2009 для SolidWorks2009

Для расчета протечек среды через лабиринтные уплотнения широко используется известная формула А. Стодолы[5], основанная на представлениях о полном гашении скорости в камерах и об отсутствии сужения потока в зазорах, уподобляемых последовательному ряду сопел:

$$G = f \sqrt{\frac{p_0^2 - p^2}{z p_0 v_0}},$$

где G — массовая протечка среды; $f = \pi d \delta$ — проходное сечение

кольцевого зазора δ диаметром d ; z — количество зазоров в уплотнении; p_0 и v_0 — давление и удельный объем среды перед уплотнением; p — давление среды в последнем зазоре.

Уточненная теория для расчета протечек среды

$$G = \alpha_0 f_0 \sqrt{\frac{p_0^2 - p^2}{z p_0 v_0}},$$

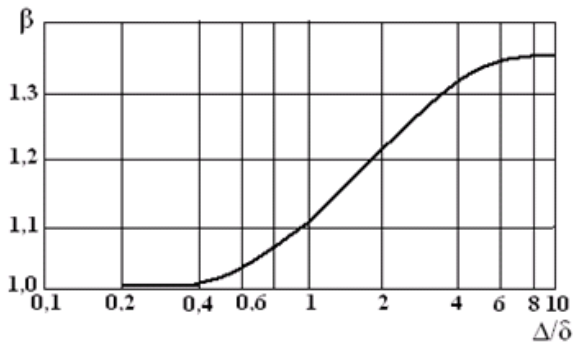
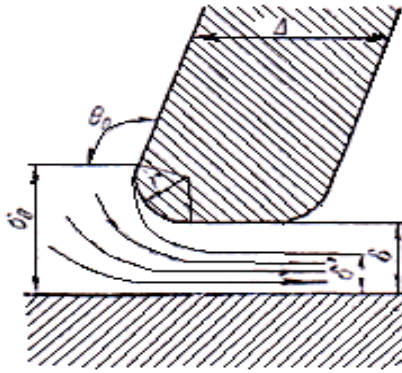
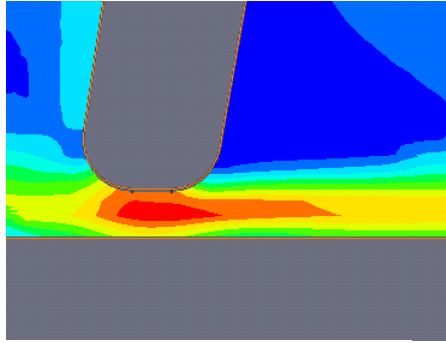
где $f_0 = \pi d \delta_0$ — проходное сечение кольцевого зазора δ_0 диаметром d ; $\delta_0 = \beta(\delta + r(1 - \cos\theta_0))$ — расчетный зазор; $\alpha_0 = \mu_0 / \sqrt{1 - \bar{V}^2}$ — коэффициент расхода; $\mu_{01} = \frac{1 + V/W}{2}$; $\mu_{02} = \frac{1 - V/W}{2}$ — коэффициент сужения; $\bar{V} = V/W$ — отношение скоростей непосредственно до и после зазора; $\bar{V} = \varphi(\bar{l})$, $\bar{l} = 2l/\delta'$ — относительная длина струи, $\delta' = \delta_0 \mu_0$ — полуширине узкого сечения; θ_0 — угол наклона передней стенки гребня к направлению потока за щелью.

```

Microsoft Visual Basic - Macro1 [Lab1 (Code)]
File Edit View Insert Format Debug Run Tools Add-Ins Window Help
Ln13, Col 9
(main)
Dim Rr1, Rr2, Rs1, Rs2, Rs3, Lrk1, Lrk2, Lrk3, Lsv1, Lsv2, As11, Asr1, As12, Asr2, Ar11, Ar1, k, p As Double
Dim Alfa, H, Fv1, Fv2, R1, R2 As Double
'зменение значений параметров модели
Const pi As Double = 3.14159265358979 'константа Пи
Private Sub main()
Set swApp = Application.SldWorks 'созерения объекта swApp
Set Part = swApp.ActiveDoc 'созерения объекта детали Part
Rr1 = 50
Rr2 = 32
Rs1 = 70
Rs2 = 55
Rs3 = 37
Lrk1 = 20
Lrk2 = 8
Lrk3 = 8
Lsv1 = 3
Lsv2 = 3
As11 = 100
Asr1 = 105
As12 = 100
Asr2 = 100
Ar11 = 100
Ar1 = 100
Alfa = 90
H = 1.5
Fv1 = 0.25
Fv2 = 0.25
R1 = 2
R2 = 2
k = 3
'зменить значения параметров
Part.Parameter("D148Сскиз1").SystemValue = Rr1 / 1000
Part.Parameter("D220Сскиз1").SystemValue = Rr1 / 1000
Part.Parameter("D48Сскиз1").SystemValue = Rr2 / 1000
Part.Parameter("D68Сскиз1").SystemValue = Rs1 / 1000
Part.Parameter("D148Сскиз1").SystemValue = Rs1 / 1000

```

Рис.4. Программа управления основными геометрическими параметрами лабиринтных уплотнений



б

Рис. 5. К определению поправок на округление и толщину кромки уплотнительного гребня: *а* – схема течения в зазоре; *б* – поправка на толщину кромки

Примеры анализа и оптимизации конструкции лабиринтного уплотнения:

пример 1 (рис. 6–7):

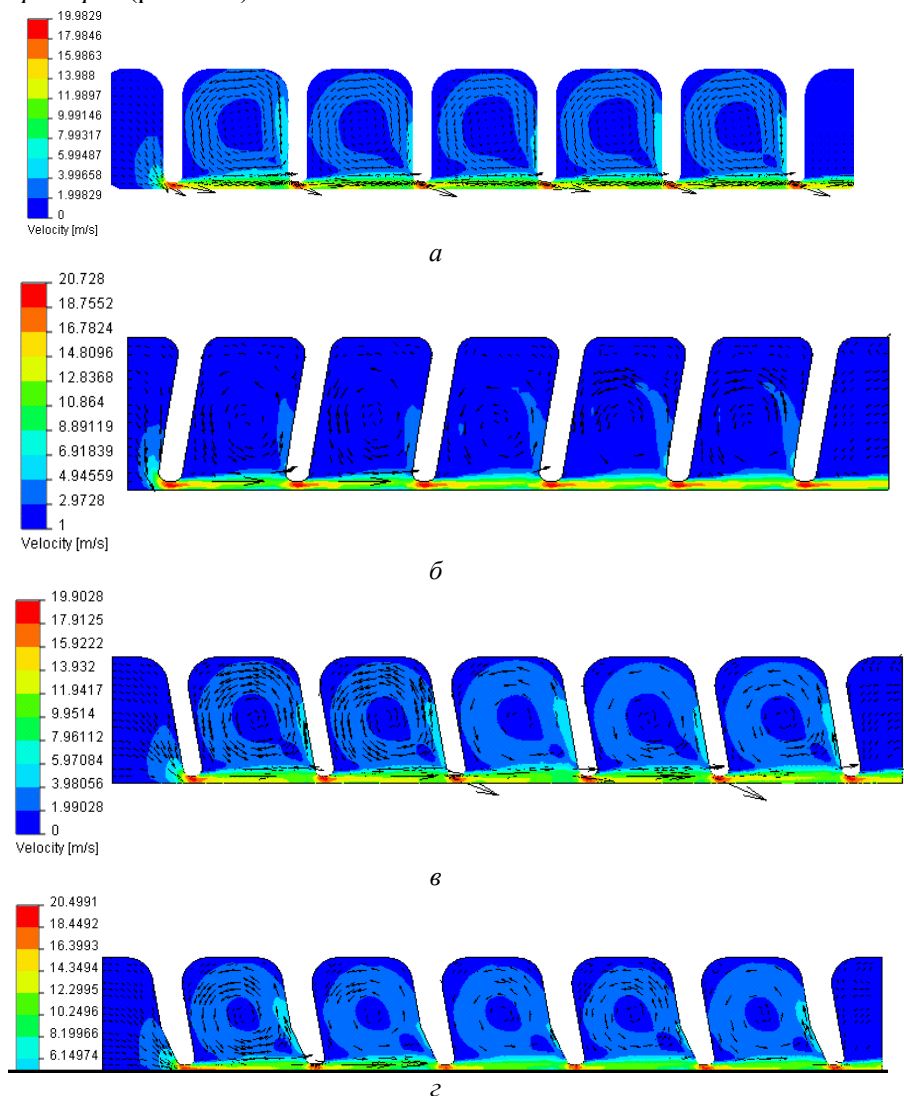
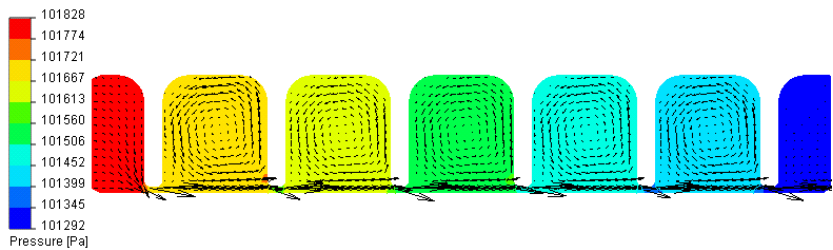
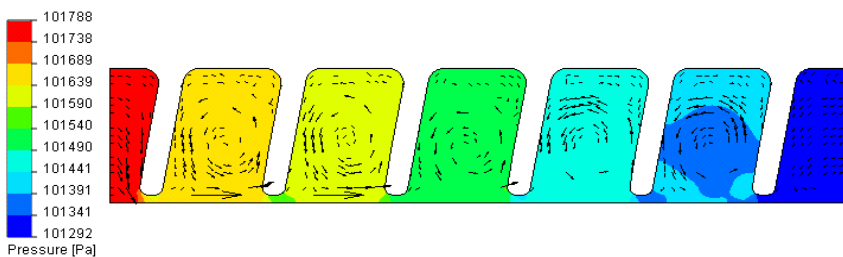


Рис.6. Скорости (простое лабиринтное уплотнение):

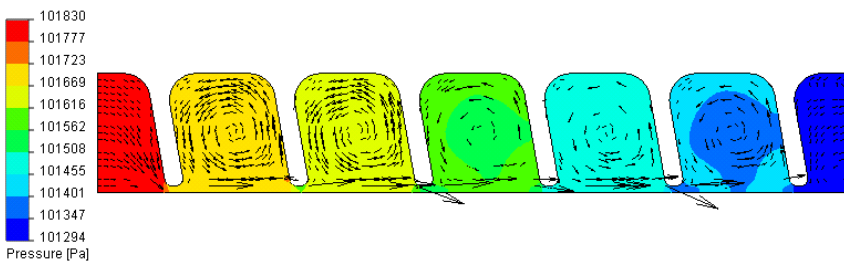
а — без уклона; *б* — встречный уклон; *в*, *г* — попутный уклон



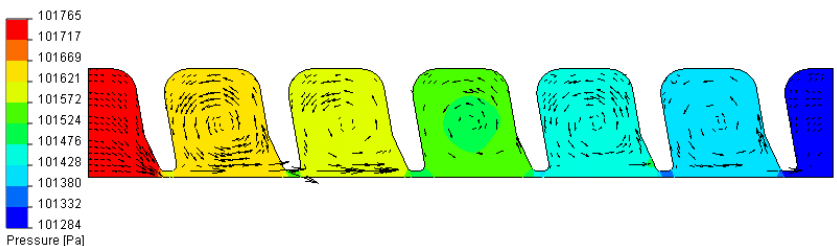
a



б



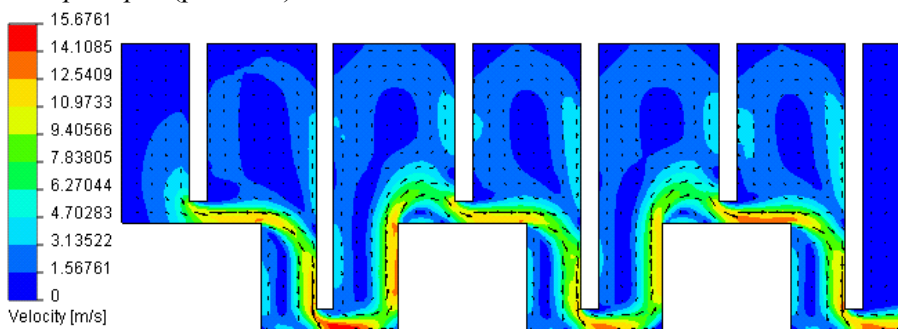
в



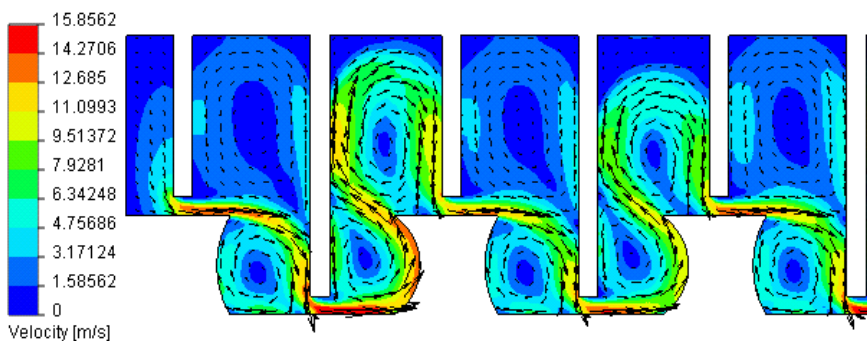
г

Рис.7. Давление (простое лабиринтное уплотнение):
a — без уклона; *б* — встречный уклон; *в, г* — попутный уклон

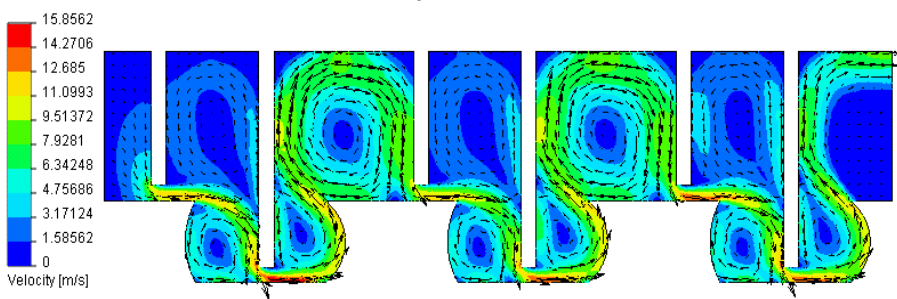
пример 2 (рис. 8–9):



a

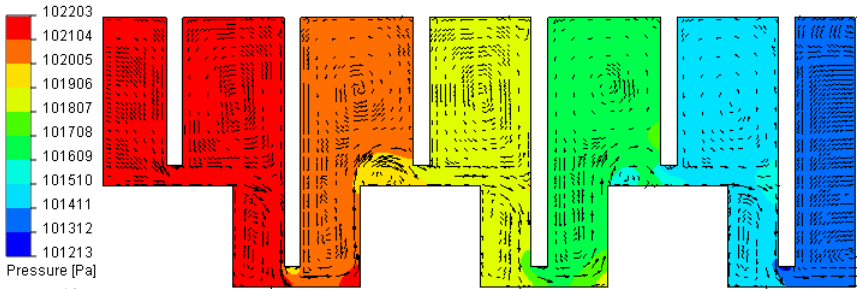


б

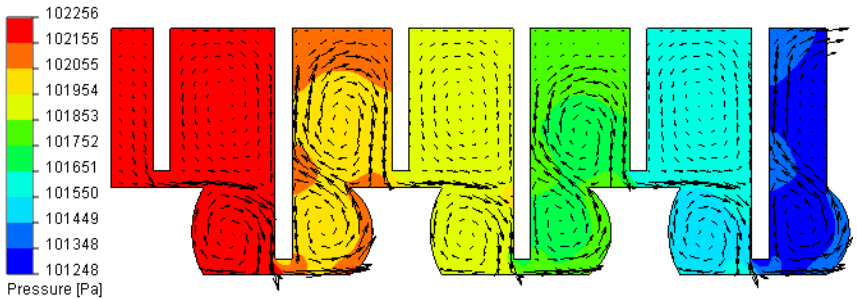


в

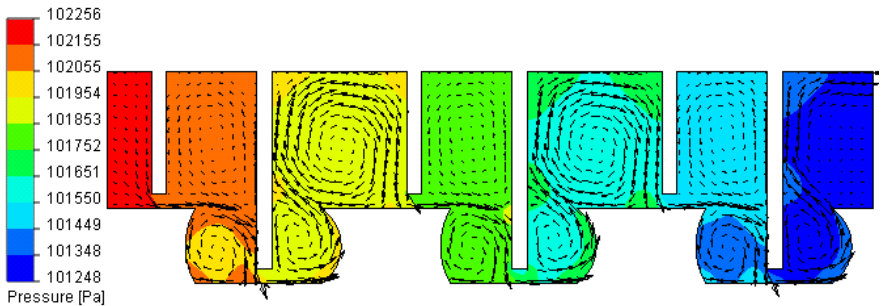
Рис.8. Скорости (лабиринтное уплотнение с выступами)



a



б



в

Рис. 9. Давления (лабиринтное уплотнение с выступами)

Выводы. Результаты оптимизации показывают, что:

– при изменении геометрических размеров и формы уплотняющей части лабиринтных гребней с наклоном их в сторону большего давления (см. рис. 6, 7) такая конструкция уплотняющей части позволила уменьшить перетекания газа и масла, что, в свою очередь, значительно влияет на расход масла и осевой сдвиг ротора нагнетателя;

– уплотнение с встречным уклоном гребней создает меньшее давление в последнем зазоре, а уплотнение с попутным уклоном гребней создает невысокое давление в последней камере;

– уплотнение с закругленными выступами на валу и удлинение камеры (рис. 8 б и в) увеличивает путь движения газа внутри камеры, создает меньшие скорости в камере, снижает давление в последнем зазоре, в результате чего обеспечивает минимальные проточки газа из лабиринтное уплотнение;

– с помощью комплекса программ SolidWorks – CosmosFloWorks 2009 и параметрической компьютерной модели лабиринта можно сравнительно легко оптимизировать его геометрию и исследовать его работу при разных степенях износа гребней и выступами.

Список литературы

1. Розенберг С. Ш., Орлик В.Г., Марченко Ю. А. Исследование аэродинамических поперечных сил в лабиринтных уплотнениях при наличии эксцентриситета ротора. — «Энергомашиностроение», 1974, № 8, –С. 15–17.

2. Орлик В. Г., Розенберг С.Ш., Сорокин Н. А. Центрирующий эффект в лабиринтовых уплотнениях и его влияние на низкочастотную вибрацию турбомашин. — «Энергомашиностроение», 1975, №10, с.25–29.

3. Forsthoffer's Rotating Equipment Handbooks Vol 3: Compressors/William E Forsthoffer. ISBN: 1856174697, Publisher: Elsevier Science & Technology Books – 2005 - 415 pages

4. Groddeck H. H. Probleme der beruhigungsireien Hochdrucktopfbuchsen. — «Forschungs —Ingenieur —Wesen», 1957, N 5, S. 183 — 195.

5. Абрамович Г. Н. Турбулентные свободные струи жидкостей газов. М. — Л., ГЭИ, 1948, –С.127 – 137.

А.Беллауар, Б.В. Коней, Н.Абдельбаки. **Удосконалення конструкції лабиринтного ущільнення газоперекачувального агрегату** // Проблеми тертя та зношування: Наук.-техн. зб. – К.: Вид-во НАУ «НАУ-друк», 2010. – Вип. 53. – С. 99–109.

За допомогою комплексу програм SolidWorks - CosmosFloWorks 2009 і параметричної комп'ютерної моделі лабиринту оптимізовано його геометрію і досліджено його роботу при різних ступенях зносу гребенів і виступів.

Рис. 9, список літ.: 5 найм.

Design performance of labyrinth seal of gas pumping unit.

By the complex of the programs of SolidWorks| - CosmosFloWorks| 2009 and parametric computer model of labyrinth optimized his geometry and probe his work at different stages of wear of heels and roots.

Стаття надійшла до редакції 02.06.10