

В.С. Марцинковский, И.Е. Кухарев, Я.И. Билык, А.Д. Лазаренко (ООО «ТРИЗ», г. Сумы, Украина)

# Решения проблем герметизации проточного тракта центробежного компрессора

*В статье приведены проблемы и их решения согласно герметизации проточного тракта центробежного компрессора. Проведенная модернизация компрессорного оборудования позволила получить значительный экономический эффект.*

**Ключевые слова:** компрессор, ротор, уплотнения рабочих колёс, модернизация.

*У статті наведені проблеми і їх вирішення відповідно до герметизації проточного тракту відцентрового компресора. Проведена модернізація компресорного устаткування дозволила отримати значний економічний ефект.*

**Ключові слова:** компресор, ротор, ущільнення робочих коліс, модернізація.

*The article presents the problems and their solutions according to the sealing of the centrifugal compressor flow path. The modernization of the compressor equipment allowed to obtain a significant economic effect.*

**Keywords:** compressor, rotor, seals of working wheels, modernization.

## Введение

Уровень эффективности газодинамики проточных трактов динамического оборудования достиг таких значений, когда возможность дальнейшего повышения КПД мала и находится в пределах погрешности измерения параметров. Это подтверждается тем, что с 2000 г. не предложена альтернатива технологии Datum (рис. 1).

Каждая десятая доля процента повышения эффективности проточной части достигается большими финансовыми затратами. Лучший результат дает выбор компоновки компрессора (расположение рабочих колёс спина к спине эффективнее, чем одностороннее расположение рабочих колёс), четкое согласование технических характеристик компрессорных агрегатов с характеристиками технологических процессов, а также следующие решения:

1. Повышение производительности и экономичности за счёт снижения объёмных потерь компрессора;

2. Улучшение динамических характеристик за счёт снижения возбуждения ротора под действием аэродинамических сил, возни-

кающих в штатных лабиринтных уплотнениях и замены их возбуждающего воздействия на демпфирующее;

3. Сохранение стабильных расходных характеристик уплотнений в процессе эксплуатации;

4. Обеспечение работоспособности уплотнений в нештатных ситуациях;

5. Стабильность осевых сил, действующих на ротор в период межремонтного пробега;

6. Самоочищение лабиринтных уплотнений;

7. Повышение надежности и снижение себестоимости уплотнений.

Для компрессоров высокого давления в производствах аммиака, добычи нефти, газового конденсата, подземных хранилищ газа, с высокими требованиями к параметрам, единичной мощности, эффективности, межремонтному пробегу, разнообразием свойств



Рис. 1 Рост КПД компрессоров синтез-газа производств аммиака

компримируемого газа необходима разработка газовых уплотнений рабочих колёс, межступенчатых, межсекционных, концевых уплотнений и разгрузочных устройств, соответствующих специфическим условиям работы динамического оборудования.

### Постановка задачи

При проектировании компрессорного оборудования особое значение имеет обеспечение динамической устойчивости роторов. На ротор действуют возбуждающие (рис. 2) и демпфирующие силы. Ротор будет нестабильным, если возбуждающие силы превысят демпфирующие.

Возбуждающими силами являются аэродинамические силы, возникающие при переходе газового потока из ротора в статор, которые усиливаются аэродинамическими циркуляционными силами в лабиринтном уплотнении между секциями и в покрывных лабиринтных уплотнениях рабочих колёс, а также аэродинамические силы, возникающие из-за несовпадения каналов рабочих колёс и каналов диффузоров.

В представлении компании Mitsubishi Heavy Industries [1] ротор динамически устойчив, если сумма всех демпфирующих сил  $\Sigma F_d$ , действующих на ротор, в 2 раза больше всех возбуждающих сил  $\Sigma F_v$ ,  $\Sigma F_d / \Sigma F_v > 2$ . Такое соотношение гарантирует устойчивую работу компрессора не только на номинальных, но и на переходных режимах.

Исходя из этого условия, при проектировании необходимо максимально уменьшить возбуждающие силы и увеличить демпфирующие силы (рис. 3):

1. Снизить возбуждающие аэродинамические силы из-за рассогласования характеристик компрессора и требуемого технологического режима.
2. Снизить возбуждающие аэродинамические силы из-за смещения каналов рабочих колёс и каналов кольцевых диффузоров.
3. Устранить циркуляционные силы.
4. Увеличить демпфирующие силы.

На протяжении двадцати пяти лет компания ООО «ТРИЗ» разработала и внедрила эффективные газовые уплотнения проточного тракта целого ряда центробежных компрессоров с учетом их специфических условий работы, которые совместно с другими узлами обеспечивают повышение эффективности сжатия на 2...4 % с гарантированным пробегом 50000 часов.

### 1. Повышение производительности и экономичности за счёт снижения объёмных потерь компрессора

Следует отметить, что задача снижения объёмных потерь должна решаться комплексно с учетом конструкции опор агрегата. При-

менение в нагнетателях газоперекачивающих агрегатов (ГПА) активных магнитных подшипников (АМП) рис. 4. приводит к целому ряду недостатков, которые изложены в работах [2],[3],[4]. Среди этих недостатков можно выделить основные:

1. Низкая жесткость (в 10-20 раз меньше по сравнению с масляными сегментными подшипниками), что отрицательно сказывается на динамическом состоянии ротора. На одно и то же силовое воздействие радиальной силы на ротор с опорами АМП амплитуда вибрации будет выше во столько раз, во сколько меньше жесткость АМП в сравнении с подшипниками скольжения.

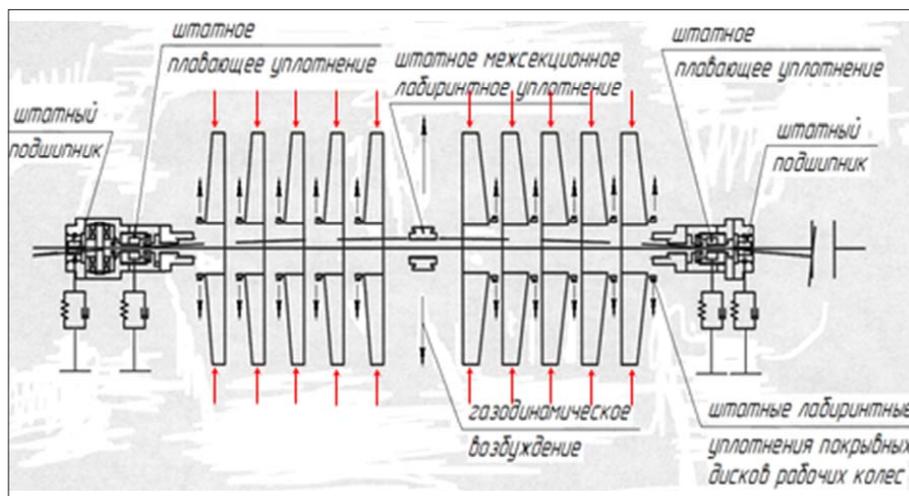


Рис. 2 Возбуждающие силы действующие на ротор

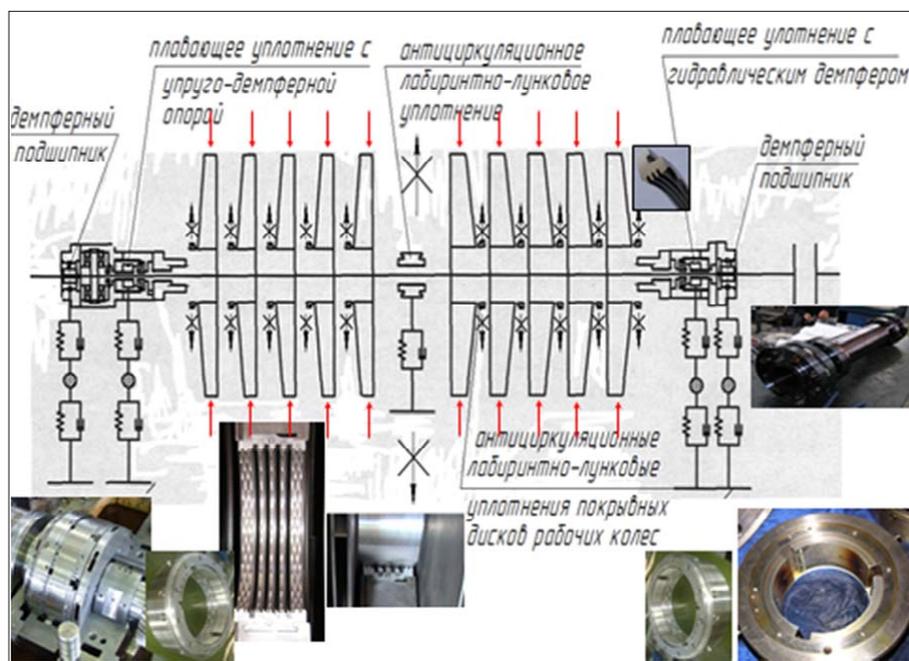


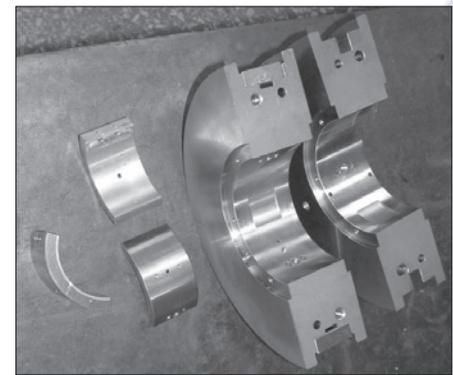
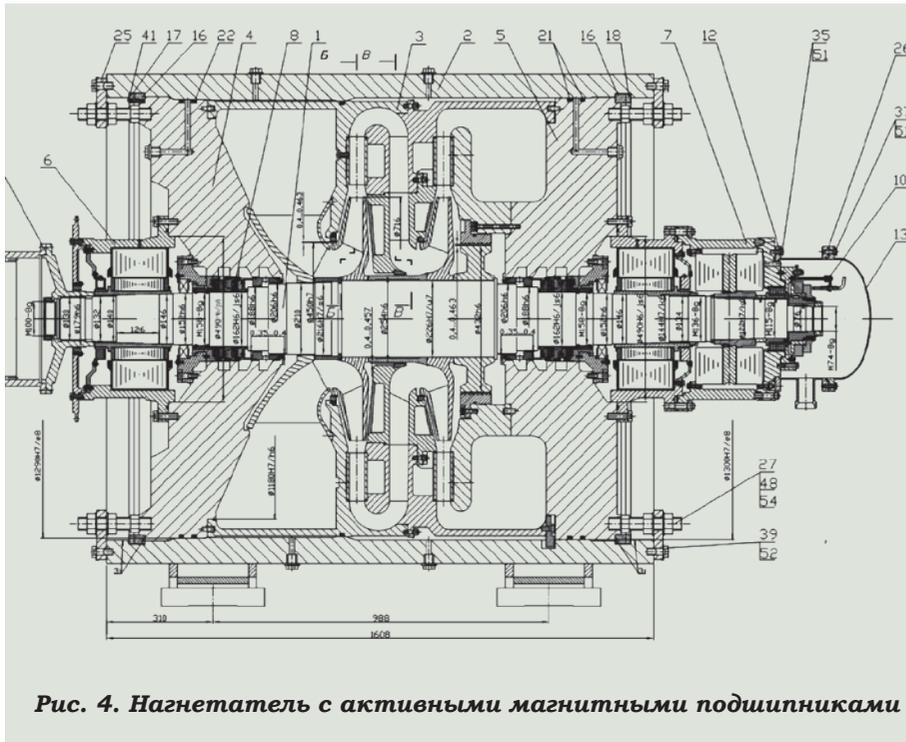
Рис. 3 Подавление возбуждающих сил

2. Большие зазоры. В силу того, что зазоры в магнитных подшипниках больше, чем в традиционных подшипниках скольжения (радиальный зазор составляет примерно 0,5 мм), а также низкой жесткости, в лабиринтных уплотнениях зазоры также должны быть соответственно больше. В результате возрастает расход протечек через уплотнения (рис. 2), и это приводит к снижению КПД агрегата пример-

этому уменьшается износ лабиринтных уплотнений, снижаются протечки газа и потери мощности привода на сжатие дополнительного расхода газа, идущего на протечки (объемный КПД повышается на 0,8...1,5 %). Даже в самых благоприятных с точки зрения динамики агрегатах демпферные подшипники уменьшают прецессию вала в 1,5...2 раза. Это свойство демпферных подшипников ТРИЗ®

позволяет изначально уменьшить зазоры в лабиринтных уплотнениях и тем самым дополнительно повысить экономичность агрегата. Совместное использование уплотнений из полимерного материала "РЕЕК" и демпферных подшипников позволяет не только продлить срок службы высокоэффективных дорогостоящих полимерных уплотнений, но и сохранить стабильной производительность агрегата на протяжении нескольких межремонтных периодов благодаря стабильности зазоров в лабиринтных уплотнениях из-за отсутствия просадки ротора.

На рис. 6 приведены сравнительные расходные характеристики лабиринтного уплотнения при



но на 1–2 %, что, например, для нагнетателя ГПА Ц-16 эквивалентно потере 160–320 кВт мощности.

Замена штатных подшипников скольжения на демпферные подшипники с самогенерируемой гидростатической масляной опорой Рис. 5., обеспечивает работу ротора нагнетателя с минимальной прецессией ротора и без "просадки" подшипников, т. к. при работе агрегата отсутствует механический контакт колодок и корпуса подшипника. Снижается уровень вибрации ротора компрессора, в том числе при переходных и нестационарных режимах работы, обеспечивается мягкий переход через критическую частоту (амплитуда вибрации снижается в 2...10 раз в сравнении с другими типами подшипников скольжения). Благодаря

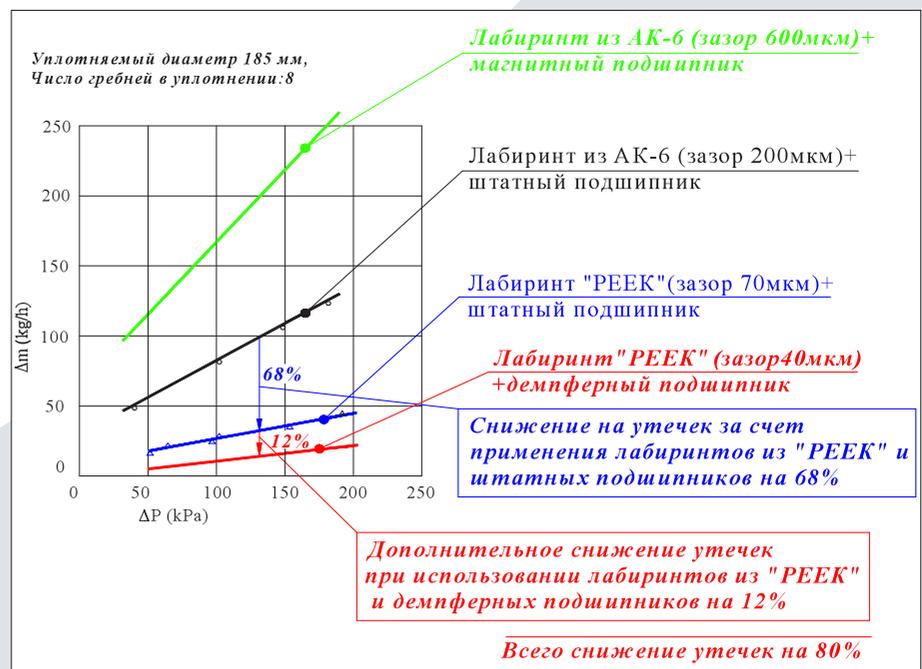
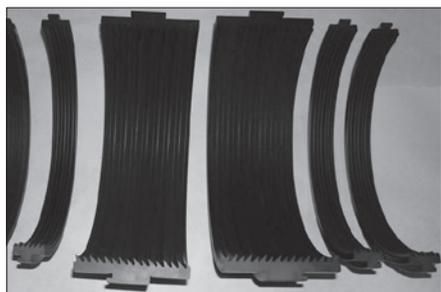


Рис. 6. График эффективности лабиринтных уплотнений при различных типах подшипников

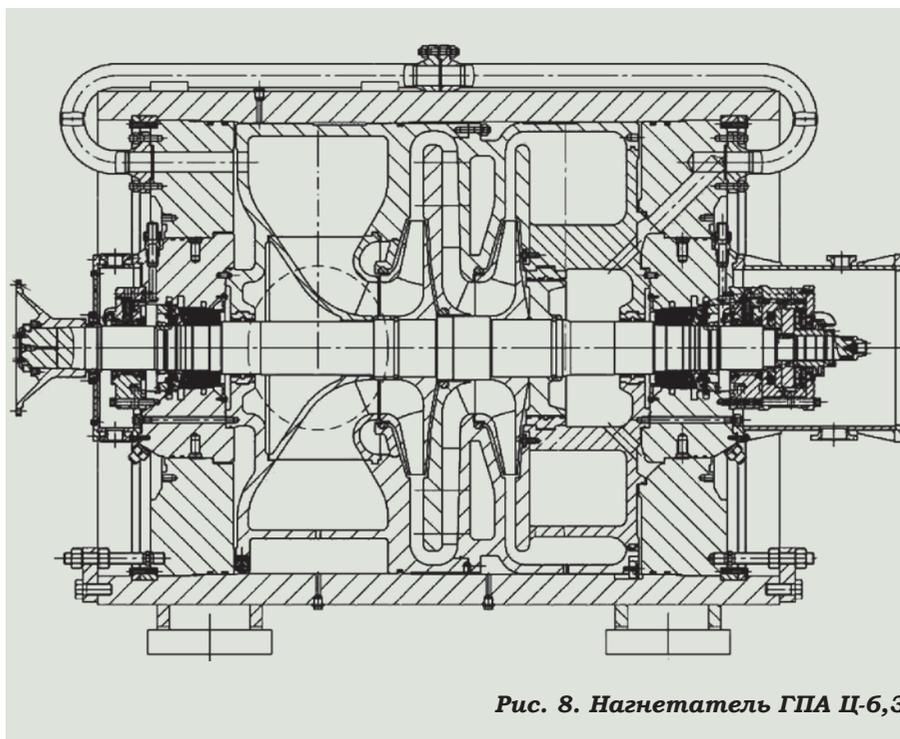
использовании различных типов подшипников и материалов уплотнения. Уменьшение зазора лабиринтных уплотнений позволяет снизить количество утечек сжимаемого газа между ступенями сжатия, а также подогреть газ на входе в ступень, что увеличивает эффективность сжатия. Но уменьшение зазоров приводит к снижению надежности компрессора, так как при работе возрастает риск касания гребешков уплотнения с ротором. Повысить эффективность сжатия без снижения надежности возможно при использовании материала уплотнений, допускающего касания с вращающимся ротором. Для этого лабиринтные уплотнения изготавливаются из полимерного материала (рис. 7).

Как видно из графиков (рис. 6.) совместное применение лабиринтных уплотнений из материала «РЕЕК» и опорных демпферных подшипников позволяет дополнительно снизить расход протечек через лабиринтные уплотнения на 12 % по сравнению со штатными подшипниками и суммарно на 80 % по сравнению со штатными подшипниками и уплотнениями из алюминия. В то же время из графиков рис. 6. следует, что замена штатных подшипников на АМП снижает экономичность агрегата.

Полимерный композиционный материал обладает повышенной износостойкостью, низким динамическим коэффициентом трения, повышенной стойкостью к химической коррозии. Благодаря своей упругости позволяет поддерживать стабильными зазоры, установленные на монтаже. Это свойство материала позволяет установить минимальную величину диаметра



**Рис. 7. Фото лабиринтные уплотнения из полимерного материала**



**Рис. 8. Нагнетатель ГПА Ц-6,3**

трального зазора в лабиринтном уплотнении и, тем самым, снизить протечки газа по ступеням.

Уменьшение потерь мощности, связанных с утечками газа в лабиринтных уплотнениях, позволяет повысить КПД нагнетателя газоперекачивающего агрегата (рис.8), (в среднем на 1,2...2,5 %) и снизить потребляемую мощность при неизменной производительности, либо повысить производительность при той же мощности. Высокая коррозионная стойкость обеспечивает стабильность зазоров при эксплуатации.

Эффективность совместного использования технических решений, результаты расчета экономии энергозатрат и ожидаемый экономэффект приведены в таблицах 1, 2, 3.

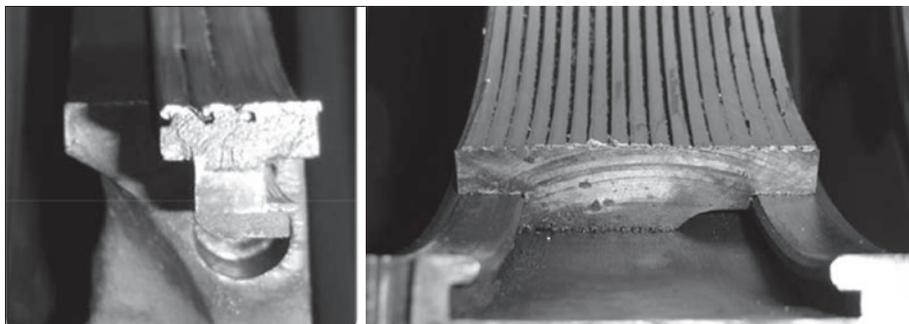
Ресурс повышения эффективности работы за счет применения высокоэффективных проточных частей практически исчерпан. Дальнейшее повышение эффективности возможно путем применением узлов, отвечающих современному уровню развития, обеспечивающих высокую надежность эксплуатации агрегатов на всех технологических режимах с минимальным уровнем вибрации с увеличенным межремонтным пробегом до 6 лет. Это дает возможность снизить протечки в лабиринтных уплотнениях до 80 %, что в конечном итоге сни-

зит расход топливного газа до 10 % и уменьшит эксплуатационные затраты для поддержания оборудования в рабочем состоянии.

## **2. Улучшение динамических характеристик за счёт снижения возбуждения ротора под действием аэродинамических сил, возникающих в штатных лабиринтных уплотнениях и замена их возмущающего воздействия на ротор на демпфирующее**

Одной из причин возникновения автоколебаний роторов в компрессорах высокого давления являются газодинамические возбуждения, вызываемые в проточной части, в частности в лабиринтных уплотнениях. Результаты воздействия автоколебаний приведены на рис. 9.

Способы борьбы с проблемой возникновения автоколебаний в компрессоре, возникающих за счет возмущающих сил в лабиринтных уплотнениях проточной части, изучались еще в шестидесятые годы прошлого столетия. Эффект лабиринтного возбуждения (рис. 10), подавления (рис. 11) и демпфирования (рис. 12) подробно изложен в работе [5]. Там же описан и пример подавления лабиринтного возбуждения. Это связано с тем, что сжимаемый газ может входить в лабиринтное уплотне-



**Рис. 9. Фото разрушения лабиринтных уплотнений рабочего колеса и между секциями компрессора синтез – газа поз 103J**

ние закрученным с окружной скоростью, превышающей скорость поверхности вала. Особенно интенсивна закрутка потока в лабиринтных уплотнениях между секциями компрессора, спроектированного по схеме «спина к спине» из-за разности давлений. Поэтому особое внимание уделяется устранению вихрей на входе в уплотнение между секциями. Аналогичное решение использовали и другие фирмы.

Компания Mitsubishi Heavy Industries для подавления возбуждения использовала аналогичное решение с добавлением закрутки газа в противоположном направлении [1]. При использовании такого решения вибрация ротора снижается даже тогда, когда на ротор воздействует возбуждающая сила извне (рис. 12).

Пример двух секционного компрессора (рис. 13), с неудачным применением подвода для подавления возбуждения.

В компрессоре применена конструкция ступенчатого думмиса (рис. 14) со ступенчатым лабиринтом с промежуточным подводом газа [6], для компенсации осевых усилий на ротор и расширить диапазон работы центробежного компрессора путем увеличения или уменьшения давления в полости между ступенями думмиса за счет подвода в полость большего или меньшего давления, что позволяет изменять разгружающую осевую силу на ротор центробежного компрессора, а также уменьшить протечки рабочего тела (газа) из второй секции центробежного компрессора в первую секцию в процессе работы центробежного компрессора и улучшить динамические характеристики ротора.

При проведении испытаний 3-х компрессоров на стенде выявились проблемы:

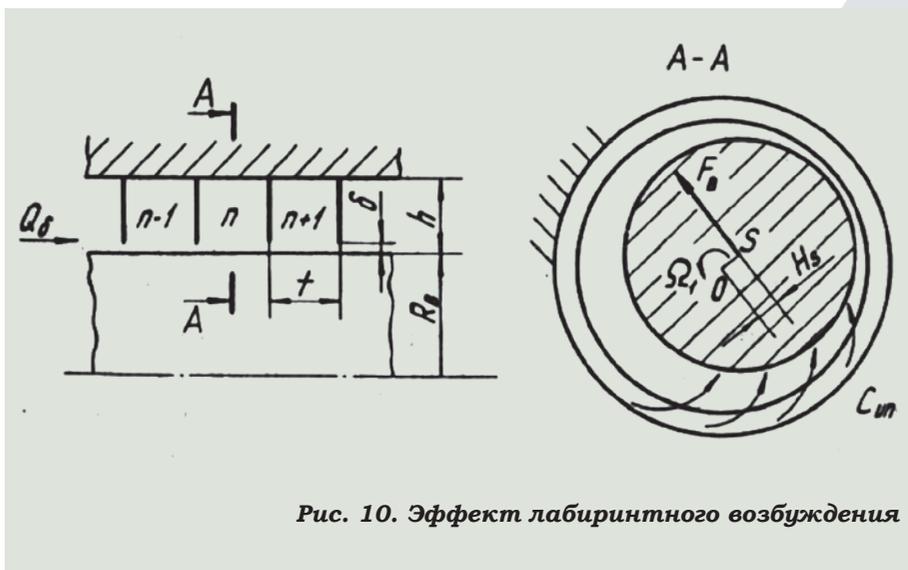
1. Значительный износ лабиринтных уплотнений внутреннего корпуса доходил до 1–1,7 мм по радиусу (рис. 15);

2. Вибрации ротора компрессора (общий уровень вибраций в ра-

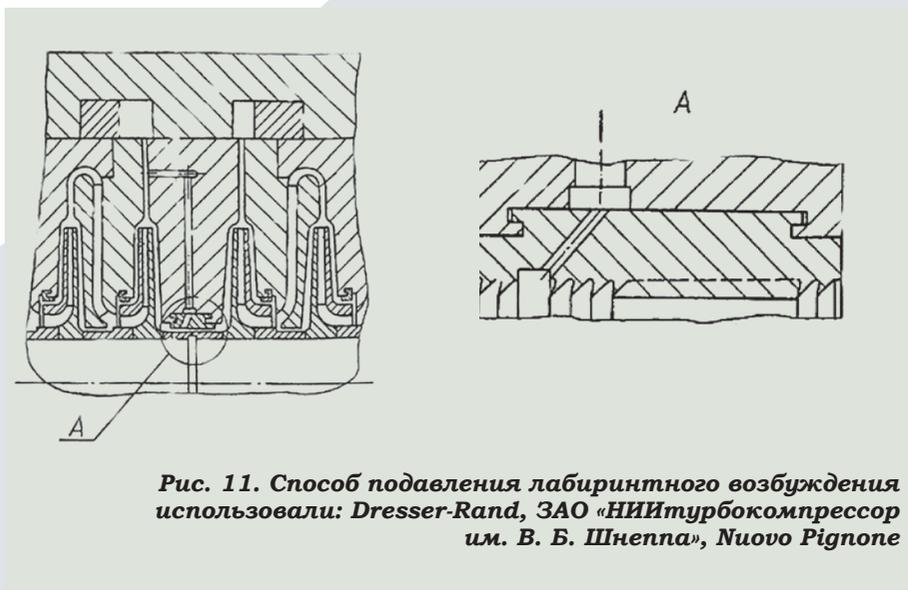
бочем диапазоне не превышает предельного уровня).

При подводе газа в кольцевую полость между разгрузочным поршнем (думмисом) и ступенчатым лабиринтом он закручивался и, попадая в лабиринты, приводил к возбуждению ротора.

Для устранения причины возбуждения была предложена конструкция с торможением окружной составляющей и с разрушением последней на вихри в лунках, для дополнительного торможения потока используются рёбра на торцевой поверхности уплотнения. Для уменьшения утечек в средней части лабиринта думмиса выполнена вставка из полимера с малым зазором. Для большего торможения подводящие каналы в лабиринте закручивают поток газа в противоположную сторону вращения (рис. 16) [7].



**Рис. 10. Эффект лабиринтного возбуждения**



**Рис. 11. Способ подавления лабиринтного возбуждения использовали: Dresser-Rand, ЗАО «НИИ турбокомпрессор им. В. Б. Шенна», Nuovo Pignone**

Для усиления демпфирования было рекомендовано помимо установки антициркуляционного межсекционного лабиринтного уплотнения ТРИЗ® применить демпферные подшипники ТРИЗ® с дополнительным демпфером вместо традиционных подшипников скольжения с пятью колодками, Рис. 17.

Компрессоры были успешно сданы приемочной комиссией.

### 3. Сохранение стабильных расходных характеристик в процессе эксплуатации, самоочищение лабиринтных уплотнений

Описанные способы подавления возбуждения с подводом газа из зоны высокого давления потребляют энергию и тем самым снижают эффективность компрессора. На сегодняшний день для подавления циркуляционных сил используют различные типы уплотнений: лабиринтные с перемычками, сотовые, лунковые, сетчатые (рис. 18). Применение их эффективнее чем с подводом газа из зоны высокого давления.

Лунковые газовые уплотнения имеют ряд преимуществ по сравнению с сотовыми, сетчатыми и лабиринтными. В узкой кольцевой щели происходит торможение рабочей среды с последующим расширением в смежной камере большего объема. При движении рабочей среды вдоль щели между уплотнением и валом давление дросселируется на уплотняющих гребнях. Рабочая среда проходит через серповидные лунки, которые препятствуют её окружному перетоку. Снижение окружной скорости потока повышает гидравлическое сопротивление щели и одновременно снижает циркуляционные силы, вызывающие вибрацию ротора. Лабиринтные гребни, образованные рядами серповидных лунок, имеют повышенную прочность и жесткость. Серповидная форма лунок предотвращает отложение взвешенных частиц.

### 4. Обеспечение работоспособности в нестандартных ситуациях

Применение вкладыша из полимерного материала в сочетании с лунковыми уплотнениями позволяет уменьшить диаметральный

зазор между уплотнением и уплотняемой поверхностью ротора, тем самым сократить протечки. Благодаря гибкости полимера, а также форме уплотнительных гребней, во время касания с ротором гребни уплотнения отклоняются, перемещаясь вместе с ротором. После касания они восстанавливают свою первоначальную конфигурацию. При этом поверхность ротора не повреждается.

устраняет все их недостатки: изменение размеров вследствие засорения, большие протечки, нетехнологичность, длительный срок поставки, высокая стоимость. Лунковые уплотнения обладают высокими демпфирующими свойствами и свойствами самоочистки.

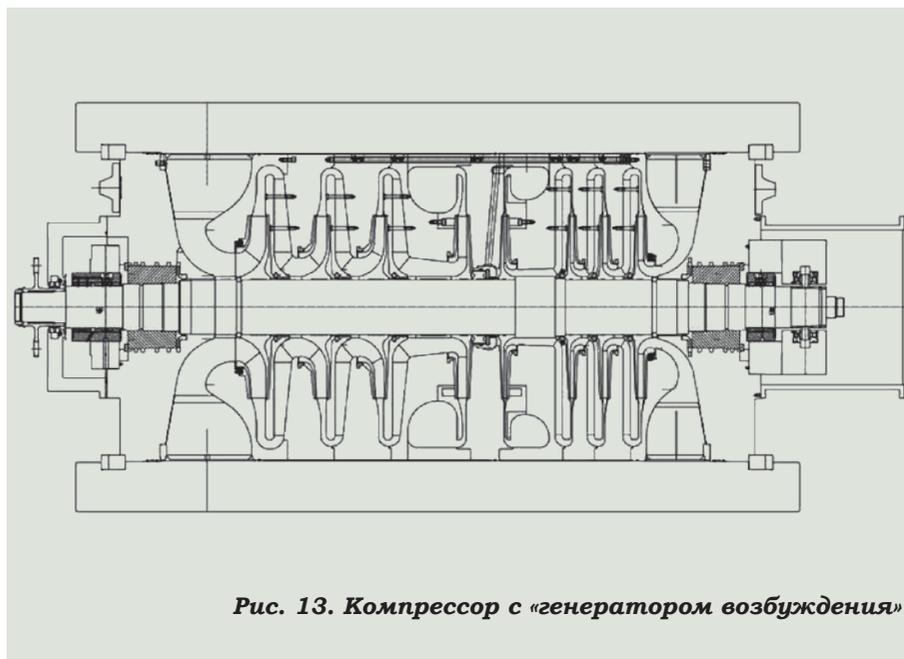


Рис. 13. Компрессор с «генератором возбуждения»

воначальную конфигурацию. При этом поверхность ротора не повреждается.

При значительных перемещениях ротора в результате повышенной вибрации (работа агрегата на нестационарных режимах, помпаж и т. д.), гребни уплотнения в местах касания вытираются, не повреждая при этом уплотнительную поверхность ротора.

Такое исполнение уплотнений взамен сотовых и лабиринтных

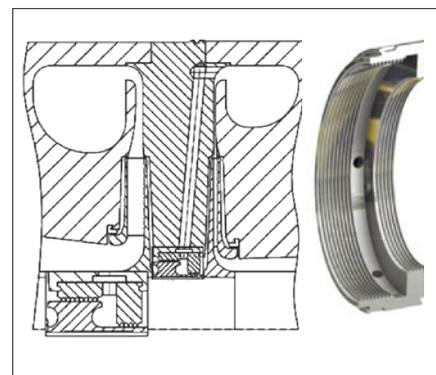


Рис. 14. Конструкция ступенчатого думмиса – «генератор возбуждения»

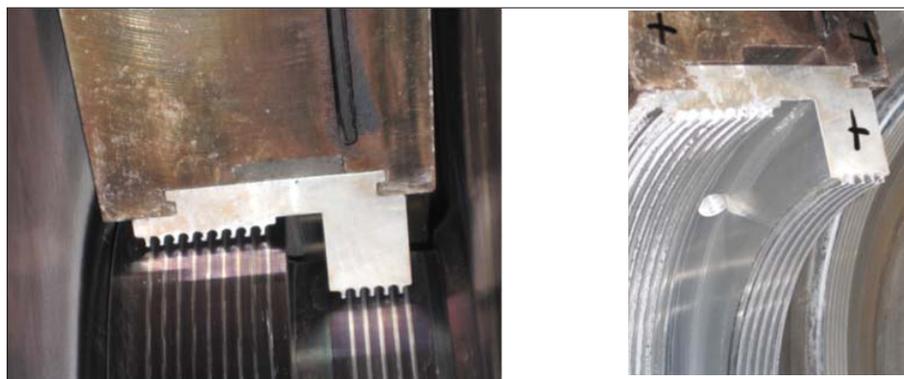
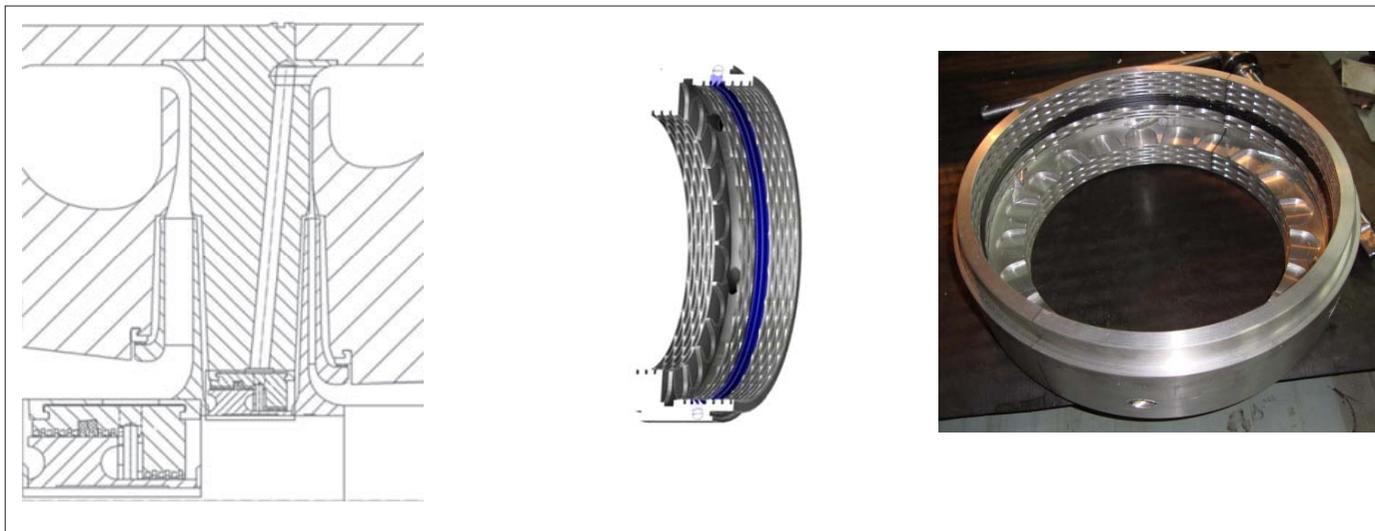


Рис. 15. Износ лабиринтных уплотнений



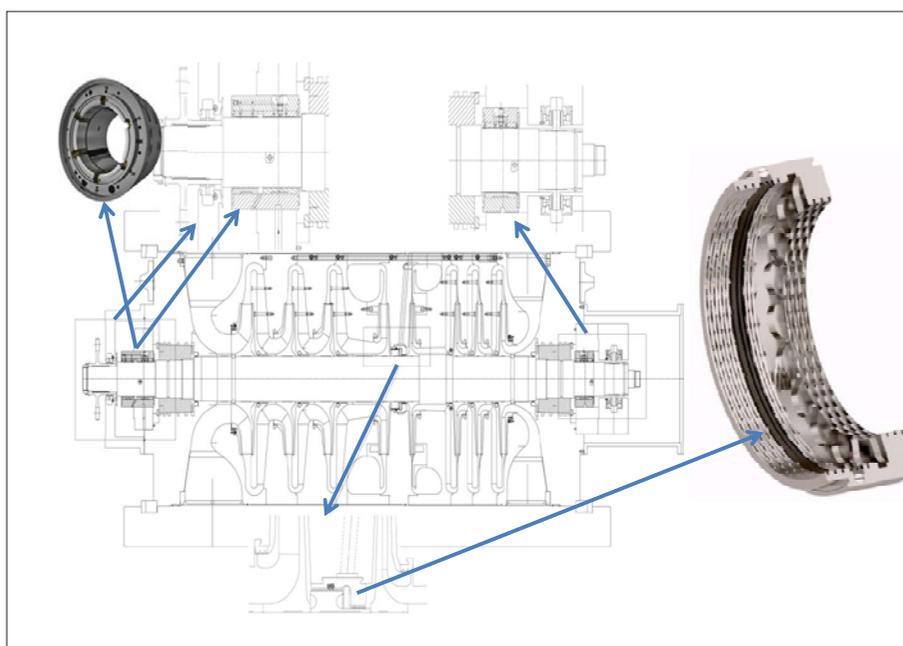
**Рис.16. Антициркуляционное межсекционное лабиринтное уплотнение**

**5. Обеспечение постоянства осевой силы, действующей на ротор в период межремонтного пробега**

Интенсификация добычи газового конденсата, нефти вызвала необходимость разработки компрессоров с конечным давлением 500...800 кг/см<sup>2</sup>. При разработке компрессорного агрегата для нефтяного месторождения Залзала/Харвил, расположенного в 100 км от северо-восточной части Салала, крупного порта на юге Омана, были проведены испытания экспериментального корпуса высокого давления [8]. Была выбрана компоновка с односторонним расположением рабочих колес (рис. 19), которая считается динамически более устойчивой по сравнению с компоновкой спина к спине. Такая компоновка имеет следующие недостатки:

1. Для компрессора высокого давления с малорасходными ступенями наличие разгрузочного устройства приводит к существенному снижению КПД;

2. Необходим упорный подшипник с высокой несущей способностью для компенсации погрешности расчетов и изменения осевого усилия в процессе эксплуатации (изменение величины уплотнительных зазоров и геометрических размеров устройств, гасящих окружную скорость между покрывными дисками рабочих колес в ступенях со 2-й по 5-ю (рис. 20), вследствие эрозийного, коррозионного, абразивного износа).



**Рис. 17. Комплектация компрессора узлами ТРИЗ®**



**Рис. 18. Различные виды антициркуляционных лабиринтных уплотнений**

**Таблица 1. Влияние технических решений при модернизации на КПД**

Применение технического решения по модернизации	Факторы, способствующие снижению потребляемой энергии	Рост КПД, %
Установка демпферных опорных подшипников (уменьшение прецессии)	Уменьшение объемных потерь за счет снижения протечек в лабиринтных уплотнениях благодаря стабильности зазора	0,8...1,5
Установка модернизированного упорного подшипника	Снижение потерь мощности на трение и прокачку смазки	0,5...1
Установка лабиринтных уплотнений из материала РЕЕК	Уменьшение объемных потерь за счет снижения протечек в лабиринтных уплотнениях	1,2...2,5
Замена зубчатых муфт на упругие	Уменьшение потерь мощности в подшипниках за счет снижения реактивных нагрузок; устранение потерь мощности на трение в зубчатом зацеплении	0,05...0,1

3. Сетчатое уплотнение думмиса (рис. 21) имеет самый высокий коэффициент расхода, сложное в изготовлении.

Для устранения этих недостатков предлагается выполнение корпуса высокого давления с компоновкой рабочих колес ротора спина к спине без разгрузочного устройства (рис. 22). Лабиринтное уплотнение между секциями не только гасит циркуляционную силу, но и является дополнительным демпфером. Осевые силы ротора уравновешены газостатически с помощью торцовых лабиринтных уплотнений, а осевые гидростатические подшипники воспринимают силы фактически при пуске и остановке. Ротор опирается на совмещенные опорно-упорные уплотнительные узлы с маслосистемой высокого давления и импульсными газовыми уплотнениями с уплотняемым перепадом  $2 \dots 5 \text{ кг/см}^2$ . Опорно-упорные уплотнительные узлы ТРИЗ® (решение защищено патентом) совмещают в себе функции концевых масляных уплотнений, опорных и упорных подшипников. Применение таких узлов дает возможность полностью отказаться от маслосистемы низкого давления. Это позволяет не только

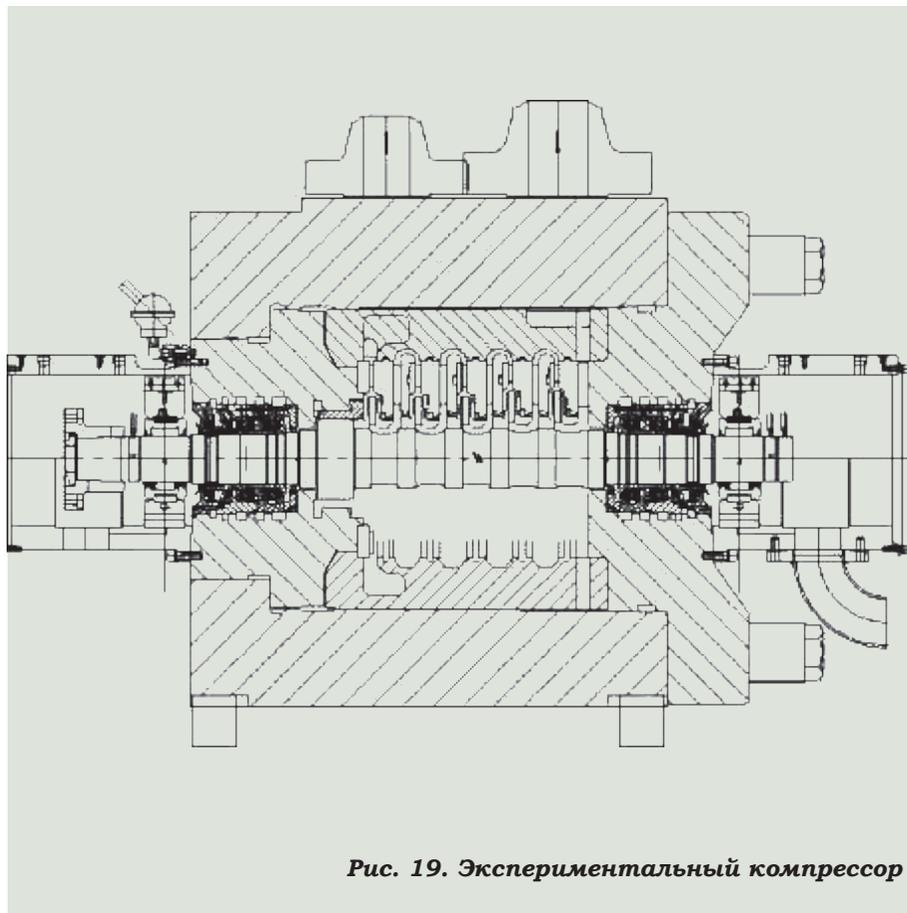
удешевить проект компрессора в целом, за счет исключения затрат на установку и комплектацию маслосистемы, но и снизить эксплуатационные затраты на обслуживание

и ремонт.

В качестве уплотнения между секциями выбрано лабиринтно-лунковое ступенчатое со вставками из РЕЕК (рис. 23).

Еще большей эффективностью по сравнению с этим типом уплотнения обладают лабиринтно-лунковые ступенчатые уплотнения со вставками из материала РЕЕК, обеспечивающие меньший расход протечек за счет повышенного сопротивления и уменьшения коэффициента расхода. Такие уплотнения снабжаются отверстиями, выполненными из области более низкого давления, чем на выходе из рабочего колеса, под углом к оси против направления вращения ротора. Цель отверстий – подвод газа с закруткой, обратной основному потоку, для устранения автоколебаний газодинамической природы (рис. 24). с меньшими потерями, чем в аналогичных устройствах с подводом газа из зоны высокого давления.

Данное уплотнение установлено и успешно эксплуатируется на компрессоре синтез-газа АО «ОПЗ» и «ГРОДНОАЗОТ» с ноября 2012 г. В дополнение к демп-



**Рис. 19. Экспериментальный компрессор**

**Таблица 2. Расчет удельной экономии энергозатрат (на 1 МВт мощности ГПА)**

Минимальная экономия потребляемой мощности	2.5 %
Экономия (на 1 МВт)	25 кВт
КПД привода ГПА	24.5...43%
Экономия мощности ГПА (на 1 МВт) с учетом КПД привода	60...100 кВт
Экономия газа на ГПА (на 1 МВт) с учетом КПД привода	41,6 кг/ч(54м3/ч)
Экономический эффект при цене природного газа 200 долл. США/1000м3/ч (на 1 МВт)	10.8 долл.США/ч

**Таблица 3. Экономический эффект на основных типах ГПА (после модернизации TRIZ)**

Экономия потребляемой мощности	КПД +2,5 %
Экономия для ГПА-6,3	1 600 \$/сутки 600 000 \$/год
Экономия для ГПА-10	2 600 \$/сутки 950 000 \$/год
- сутки	
- год	
Экономия для ГПА-16	4 000 \$/сутки 1 500 000 долл./год
Экономия для ГПА-25	6 500 \$/сутки 2 350 000 \$/год
- сутки	
- год	

ферному уплотнению между секциями в корпусе установлены антициркуляционные лабиринтные уплотнения рабочих колес рис. 25.

В табл. 4. приведены расчетные данные по уменьшению потерь мощности, связанных с протечками газа через межсекционные лабиринтные уплотнения корпуса низкого давления (КНД), корпуса среднего давления (КСД) и корпуса высокого давления (КВД) технологического компрессора (ТК) синтез-газа, при замене штатных лабиринтных уплотнений на лабиринтно-лунковые ступенчатые уплотнения ТРИЗ®.

**Список литературы:**

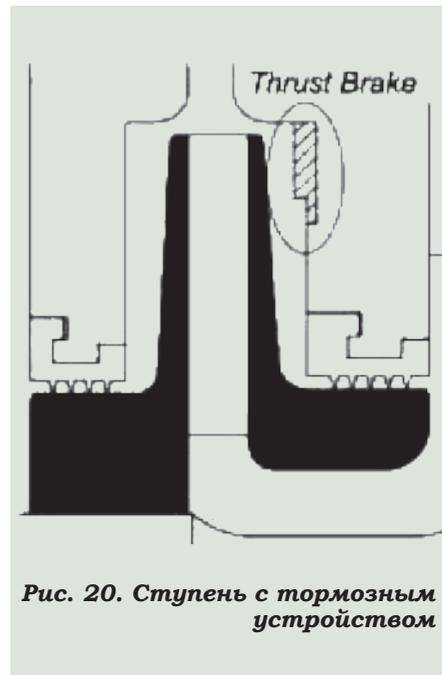
1. Манаба Сага, Казуаки Ивата, Эйджи Хираиши, Норихиса Вада. Модернизация компрессоров и паровых турбин на заводе по производству аммиака с це-

лью повышения производительности и надежности. // Компрессорная техника и пневматика. 2009. № 4.

2. Гадяка В. Г., Паненко В. Г. Особенности проектирования центробежных компрессоров с активными магнитными подшипниками. Матер. науч. – технич. конф. «ГЕРВИКОН-2008» Кельце – Перемышль, 9–12 сент. 2008 г. – С. 181–187.

3. Бухолдин Ю.С, Королев В. С.,

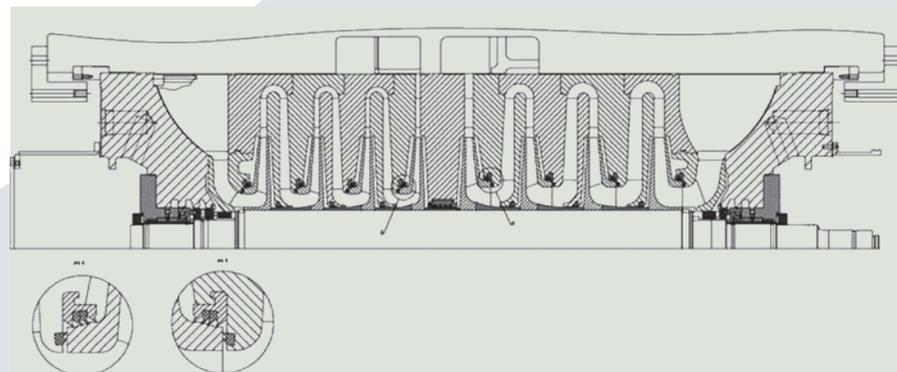
3. Бухолдин Ю.С, Королев В. С.,



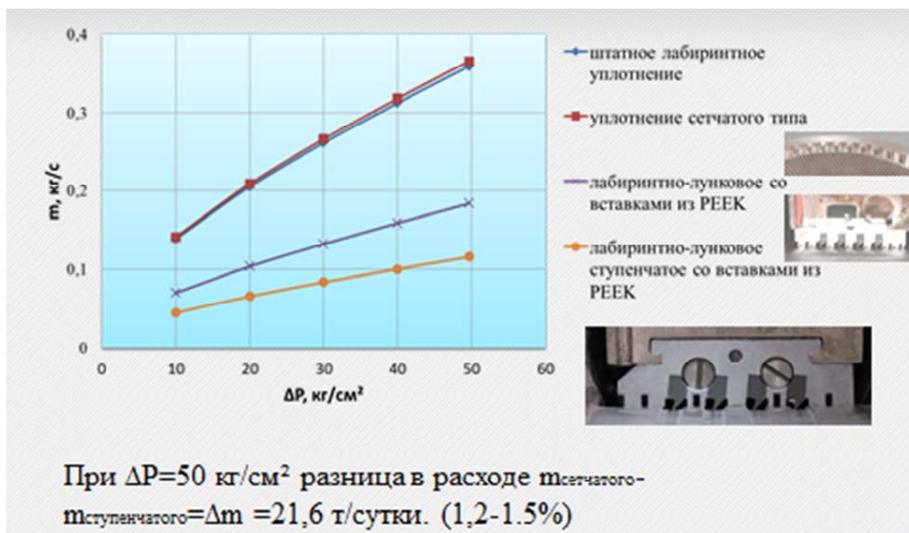
**Рис. 20. Ступень с тормозным устройством**



**Рис. 21. Уплотнение сетчатое думмиса с вихревым тормозом на входе**



**Рис. 22. Корпус высокого давления с компоновкой рабочих колес ротора спина к спине с совмещенными опорно-упорно-уплотнительными узлами и газостатическим уравновешиванием ТРИЗ®**



**Рис. 23. Сравнительные расходные характеристики межсекционных уплотнений**

Паненко В.Г., Чернышов А. Б., Данилейко В. И., Сарычев А. П., Носков А. В. Опыт создания и эксплуатации турбокомпрессоров с применением магнитного подвеса ротора. Компрессорное и энергетическое машиностроение. 2009. № 1-С. 17-19.

4. Марцинковский В. С., Юрко В. И. О перспективах применения магнитных подшипников в центробежных компрессорах. Компрессорная техника и пневматика. 2012. № 6

5. Шнепп В.Б. Конструкция и расчет центробежных компрессорных машин. М.: Машиностроение, 1995.

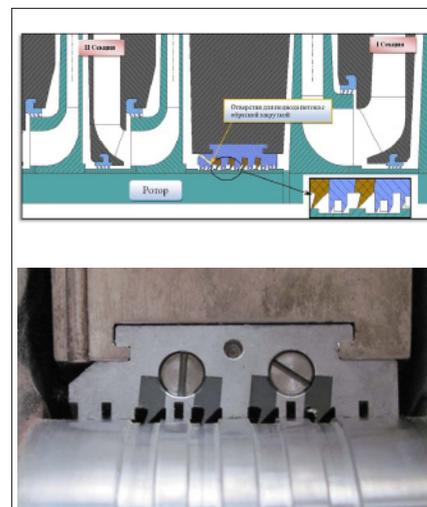
6. Варин В. В., Женихов С. В., Касьянов С. В. Патент № 2384745,

18.02.2009. Двухсекционный центробежный компрессор.

7. Марцинковский В. С., Шаталова А. А., Овейко И. В. Патент № 2518785, 05.09.2012. Двухсекционный центробежный компрессор.

8. Yves Bidaut, Urs Baumann, Salim Mohamed Hamed Al-Harthy. Rotordynamic stability of a 9500 psi reinjection centrifugal compressor equipped with a hole pattern seal – measurement versus prediction taking into account the operational boundary conditions. Proceedings of the thirty-eighth turbomachinery symposium 2009

9. Марцинковский В. С., Юрко В. И. Эффективность модернизации турбокомпрессора



**Рис. 24. Межсекционное лабиринтно-лунковое ступенчатое уплотнение ТРИЗ® с отверстиями для подвода потока обратной закрутки**



**Рис. 25. Монтаж демпферного и антициркуляционных лабиринтных уплотнений рабочих колес**

синтез-газа. // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2007. № 9.

**Таблица 4. Применение уплотнений конструкции ООО «ТРИЗ» взамен штатных на корпусах ТК синтез-газа позволяет сэкономить:  $N_{\text{экс}} = 521,8 - 202,8 = 319$  кВт потребляемой мощности**

Уплотнение		Расход протечек, кг/с		Потери мощности, кВт	
Маркировка	Место установки	Штатное	Лунковое ступенчатое	Штатное	Лунковое ступенчатое
F 432-575-001	Межсекционное КНД	0,3593	0,1836	85,2	43,5
F 436-717-001	Межсекционное КСД	0,5346	0,1863	67,7	23,6
F 436-648-003	Думмис КВД	1,364	0,4927	196,5	71,0
F 407-679-005	Думмис циркуляционной ступени	0,8212	0,3033	10,0	4,7
F 436-646-001	Нагнетательной улитки	1,087	0,4015	162,4	60,0
Суммарные потери мощности на протечки, кВт		521,8		202,8	