

Изобретение относится к уплотнительной технике и может быть использовано в турбокомпрессорах различного назначения для уплотнения вращающихся валов.

Известна конструкция самоустанавливающегося торцового уплотнения со спиральными канавками, содержащая установленное в корпусе аксиально-подвижное с нажимными пружинами и на валу вращающиеся уплотнительные кольца, торцовая поверхность которого имеет уплотнительный и нагнетательный участки, причем на последнем выполнены спиральные канавки, направленные против вращения вала [1].

Недостатком такой конструкции уплотнения вала является неустойчивость слоя газовой смазки в уплотнительном зазоре между уплотнительными кольцами из-за возникновения обратных течений (кольцевых вихрей) в спиральных канавках и на гладких участках между ними, что вызывает неустойчивость уплотнительных колец. Это приводит к снижению надежности работы уплотнения в целом.

Наиболее близкой по назначению технической сущности и достигаемому результату является конструкция уплотнения вала, принятая в качестве прототипа и содержащая установленное в корпусе аксиально-подвижное с нажимными пружинами и на валу вращающееся уплотнительное кольцо, торцовая поверхность которого имеет уплотнительный и напорный участки, причем на последнем выполнены спиральные канавки, соединенные прерывистым кольцевым коллектором в группы с равным количеством канавок [2].

Однако при этом, из-за перетока газа с предыдущих спиральных канавок в последующие, происходит снижение суммарной напорности самих спиральных канавок и, как следствие, снижение надежности уплотнения в целом.

В основу изобретения поставлена задача путем повышения суммарной несущей способности спиральных канавок напорного участка расширить область применения уплотнения, повысить надежность и обеспечить его работоспособность при малых скоростях вращения вала турбокомпрессора.

Поставленная задача достигается тем, что в известной конструкции уплотнения вала турбокомпрессора, содержащей установленные в корпусе аксиально-подвижное уплотнительное кольцо с нажимной пружиной и вращающееся уплотнительное кольцо, установленное на валу, на торцовой поверхности одного из них имеется уплотнительный поясok и напорный участок, причем на последнем выполнены спиральные канавки, согласно изобретению, по меньшей мере, часть спиральных канавок сгруппирована в равномерно расположенные по окружности секции, причем число секций не меньше трех. Кроме того, на наружном диаметре кольца окружная

протяженность l_c каждой секции равна или меньше суммы окружных протяженностей l_k входных участков спиральных канавок, входящих в данную секцию, а радиальная протяженность h_i , перемычек между соседними спиральными канавками в секциях не меньше $1/3$ радиальной протяженности h_n напорного участка, причем радиальная протяженность h_i перемычек между спиральными

канавками в секциях может быть выполнена уменьшающейся по направлению вращения вала турбокомпрессора.

Таким образом, уплотнение вала турбокомпрессора обладает следующими существенными отличительными признаками:

выполнение, по меньшей мере, части спиральных канавок сгруппированными в равномерно расположенные по окружности секции позволит обеспечить более высокое давление газа на этих участках, что способствует образованию дополнительной волнообразной деформации более податливого уплотнительного кольца, при этом в уплотнительном зазоре дополнительно образуются несколько микроклиньев рабочей среды, обеспечивая устойчивую работу уплотнения в широком диапазоне частот вращения, а также, как следствие, раскрытию уплотнительного зазора при малых скоростях вращения вала турбокомпрессора;

выполнение секций окружная протяженность l_c которых на наружном диаметре кольца меньше

суммы окружных протяженностей l_k входных участков спиральных канавок, при этом радиальная протяженность h_i перемычек между соседними спиральными канавками в секциях меньше, чем радиальная протяженность h_n напорного участка, способствует более полному поступлению газа в спиральные канавки, кроме того, уменьшается величина падения давления на входе в спиральные канавки, что способствует повышению их суммарной напорности;

выполнение в секциях перемычек между спиральными канавками с монотонно уменьшающейся радиальной протяженностью h_{i+1} и h_i (по направлению вращения) способствует более полному поступлению газа в каждую спиральную канавку, а также уменьшает величину падения давления на входном участке.

Все это позволяет повысить надежность и экономичность уплотнения в целом за счет обеспечения динамической устойчивости уплотнительных колец и обеспечения требуемого уплотнительного зазора в широком диапазоне окружных скоростей.

Заявляемая конструкция уплотнения вала турбомашины с указанной совокупностью признаков обеспечивает повышение надежности и уплотняющей способности уплотнительного узла за счет повышения динамической устойчивости уплотнительных колец, а также поддержания расчетной величины уплотнительного зазора в широком диапазоне окружных скоростей ротора турбокомпрессора и может быть применена в качестве концевых уплотнений на центробежных компрессорах, перекачивающих различные газовые среды, в химической, газовой и других областях промышленности.

На фиг.1 показан продольный разрез уплотнительного узла; на фиг.2 - 6 - различные варианты выполнения спиральных канавок, сгруппированных в секции.

Уплотнение вала турбокомпрессора (фиг.1) содержит установленные в корпусе 1 аксиально-подвижное уплотнительное кольцо 2 с нажимной пружиной 3 и установленное на валу 4 вращающееся уплотнительное кольцо 5, на торцовой поверхности которого имеется уплотнительный поясok 6 и напорный участок 7.

Напорный участок ограничен диаметрами d_1 и d_k , а уплотнительный пояс - диаметрами d_k и d_2 . На напорном участке выполнены спиральные канавки 8, по меньшей мере часть из которых сгруппирована, в равномерно расположенные по окружности секции 9, причем число секции не меньше трех (фиг.2 - 6). Кроме того, на наружном

диаметре d_1 кольца 5 окружная протяженность \bar{l}_c каждой секции равна или меньше суммы окружных

протяженностей \bar{l}_k входных участков спиральных канавок 8, входящих в данную секцию, а радиальная протяженность h_i перемычек 10 между соседними спиральными канавками в секциях не меньше $1/3$ радиальной протяженности h_n напорного участка (фиг.5), причем радиальная протяженность h_{n+1} и h_i перемычек между спиральными канавками в секциях может быть выполнена уменьшающейся по направлению вращения вала турбокомпрессора (фиг.6). Герметизация по нерабочим поверхностям аксиально-подвижного и вращающегося колец осуществляется вторичными уплотнительными элементами 11 и 12, соответственно.

Уплотнение вала турбокомпрессора работает следующим образом.

В исходном положении кольца 2 и 5 прижаты друг к другу с помощью пружин 3. Газ, находящийся перед узлами уплотнений, удерживается от перетечек через зазоры между корпусом и кольцом 2, а также между валом 4 и кольцом 5 - уплотнительными элементами 12 и 11, соответственно. Сила, раскрывающая уплотнительный стык, меньше газостатической силы, прижимающей уплотнительные кольца 2 и 5 друг к другу, при этом уплотнительный участок 6 контактирует с уплотнительной торцевой поверхностью ответного кольца и препятствует проникновению газа с полости высокого давления в полость низкого давления, чем обеспечивается герметизация уплотнительного стыка.

При вращении вала 4 газ захватывается спиральными канавками 8 и подается к центру торцевых уплотнительных поверхностей колец 2 и 5, где, встречая сопротивление перемычек 10 и уплотнительного участка 6, сжимается. Возникающая при этом результирующая газодинамическая сила увеличивает силу, раскрывающую уплотнительный стык, и при определенной частоте вращения ротора происходит разделение уплотнительных поверхностей и уплотнение начинает работать без контакта. При этом кольцо 2 занимает некоторое равновесное положение, образуя с кольцом 5 номинальный уплотнительный зазор.

Увеличение зазора между кольцами 2 и 5 приведет к уменьшению результирующей газодинамической силы и нарушению баланса сил, действующих на аксиально-подвижное кольцо 2, в результате чего последнее сместится в сторону уменьшения зазора. При уменьшении зазора меньше номинального результирующая газодинамическая сила, раскрывающая уплотнительный стык, увеличивается и аксиально-подвижное кольцо начнет смещаться в сторону увеличения зазора, пока не займет равновесное положение.

Выполнение, по меньшей мере, части спиральных канавок 8 сгруппированными в равномерно расположенные по окружности секции

9 позволит обеспечить более высокое давление газа на этих участках, что способствует образованию дополнительной волнообразной деформации более податливого уплотнительного кольца, при этом в уплотнительном зазоре дополнительно образуются несколько микроклиньев рабочей среды, обеспечивая устойчивую работу уплотнения в широком диапазоне частот вращения, а также, как следствие, раскрытию уплотнительного зазора при малых скоростях вращения вала турбокомпрессора.

Спиральные канавки 8 могут быть так сгруппированы в секциях 9, что их окружная

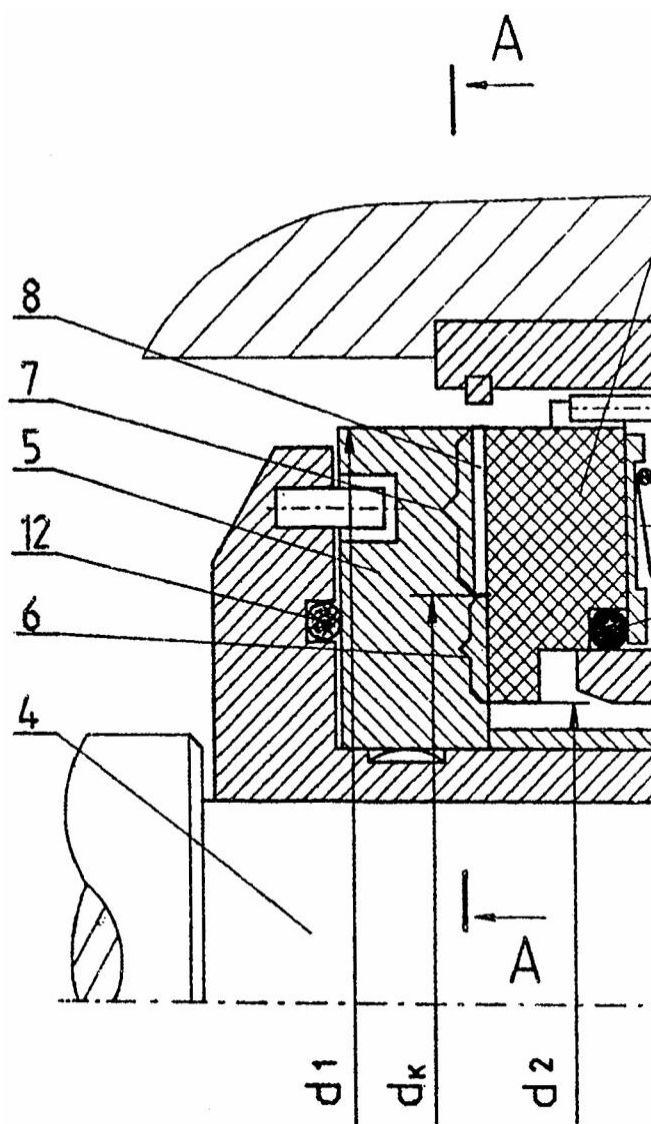
протяженность \bar{l}_c на наружном диаметре кольца

меньше суммы окружных протяженностей \bar{l}_k входных участков спиральных канавок 8 (фиг.4а,б). При этом радиальная протяженность h_i перемычек 10 между соседними спиральными канавками в секциях может изменяться в пределах $1/3 h_n \leq h_i \leq h_n$. Такое конструктивное исполнение способствует более полному поступлению газа в спиральные канавки, при этом также уменьшается величина падения давления на входе в спиральные канавки, что способствует повышению их суммарной напорности. Дальнейшее уменьшение радиальной протяженности h_i перемычек между соседними канавками в секциях, т.е. при $h_i \leq 1/3 h_n$, приводит к уменьшению напорности секции.

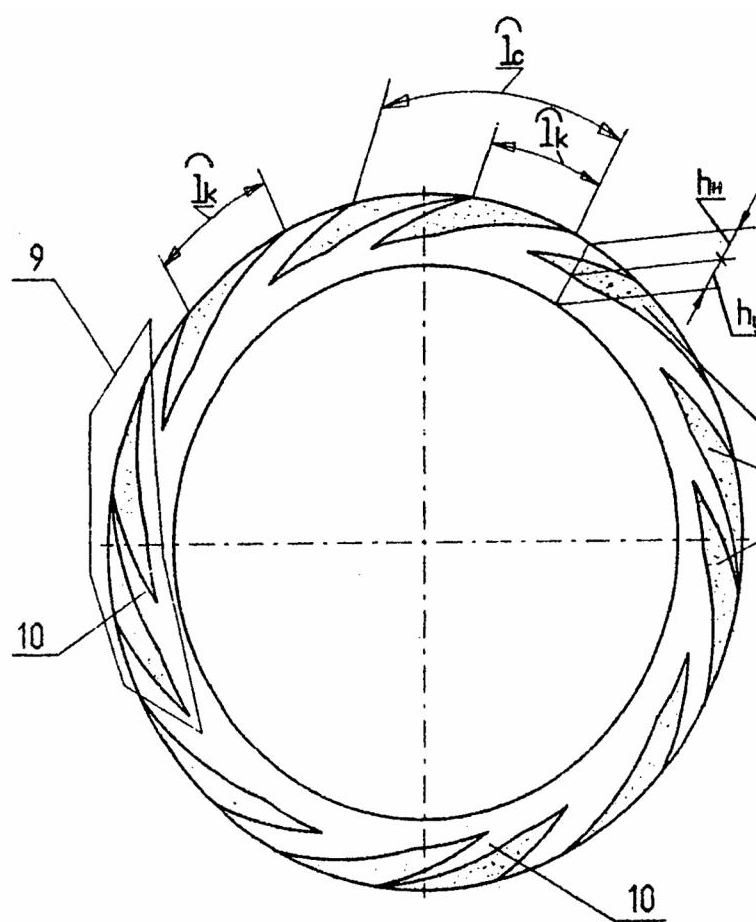
Напорный участок 7 может быть выполнен на аксиально-подвижном кольце 2. При этом работа уплотнения будет аналогичной.

Выполнение в секциях перемычек между спиральными канавками с монотонно уменьшающейся радиальной протяженностью $h_{i+1} > h_i$ (по направлению вращения - при выполнении напорного участка на вращающемся кольце и против направления вращения вала - при выполнении напорного участка на кольце 2, установленном в корпусе) способствует более полному поступлению газа в каждую спиральную канавку в секции, а также уменьшает величину разрежения на входном участке и тем самым повышает их напорность.

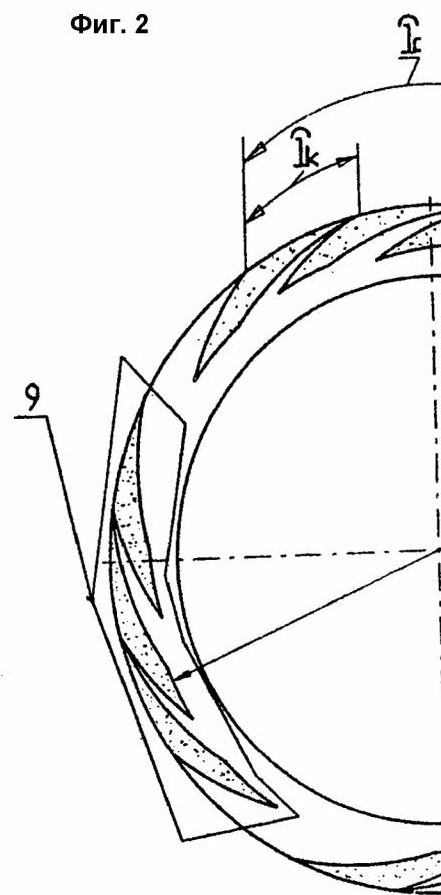
Таким образом, предлагаемое техническое решение по сравнению с прототипом и другими известными техническими решениями обладает значительными технико-экономическими преимуществами, заключающимися в повышении надежности уплотнительного узла путем поддержания номинального рабочего зазора между уплотнительными кольцами в широком диапазоне частот вращения, а также в возможности широкого промышленного применения уплотнений такой конструкции в качестве концевых уплотнительных узлов центробежных компрессоров, перекачивающих агрессивные, взрывоопасные, токсичные и другие газы.



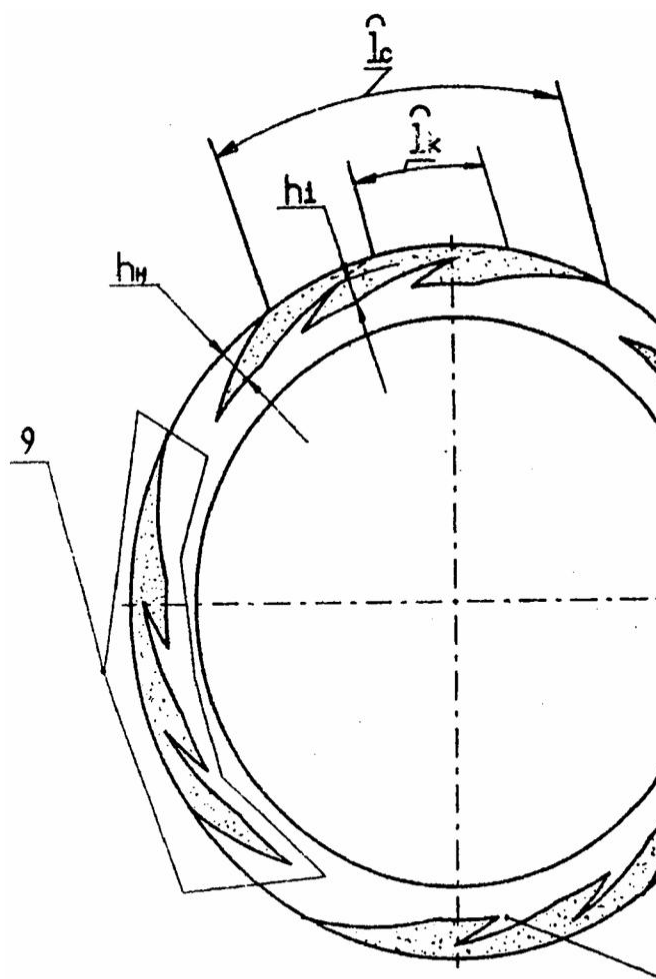
Фиг. 1



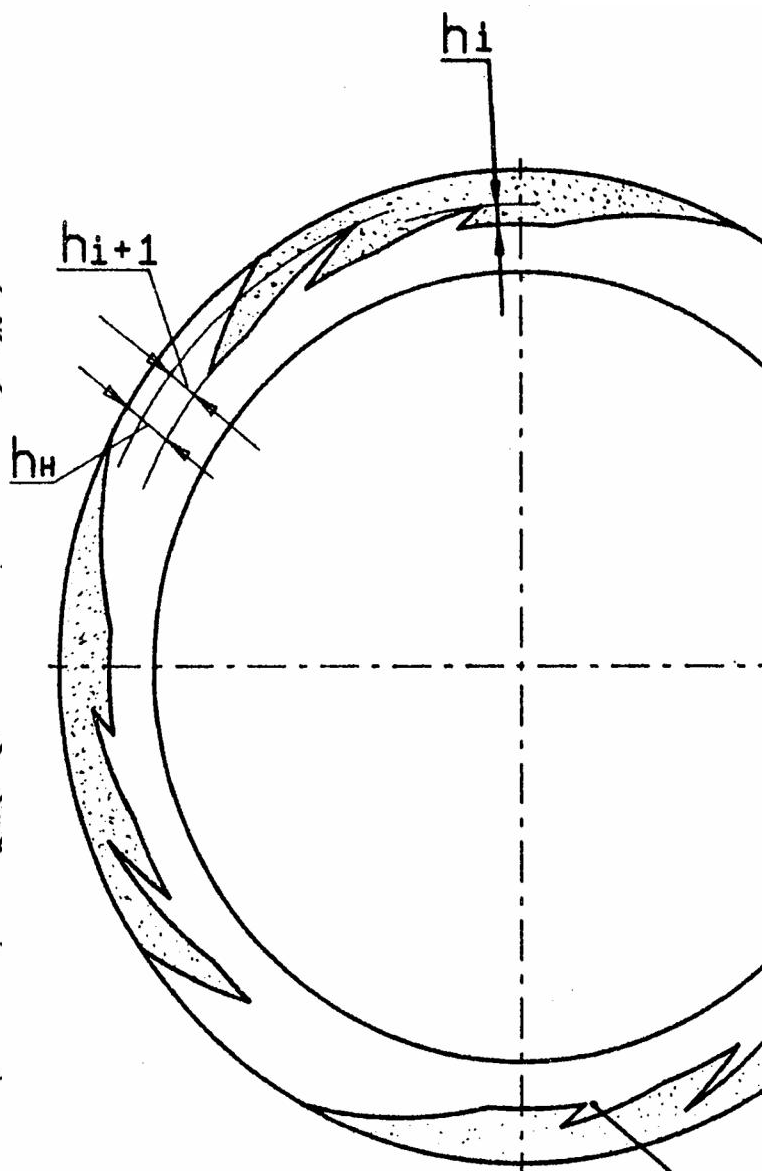
Фиг. 2



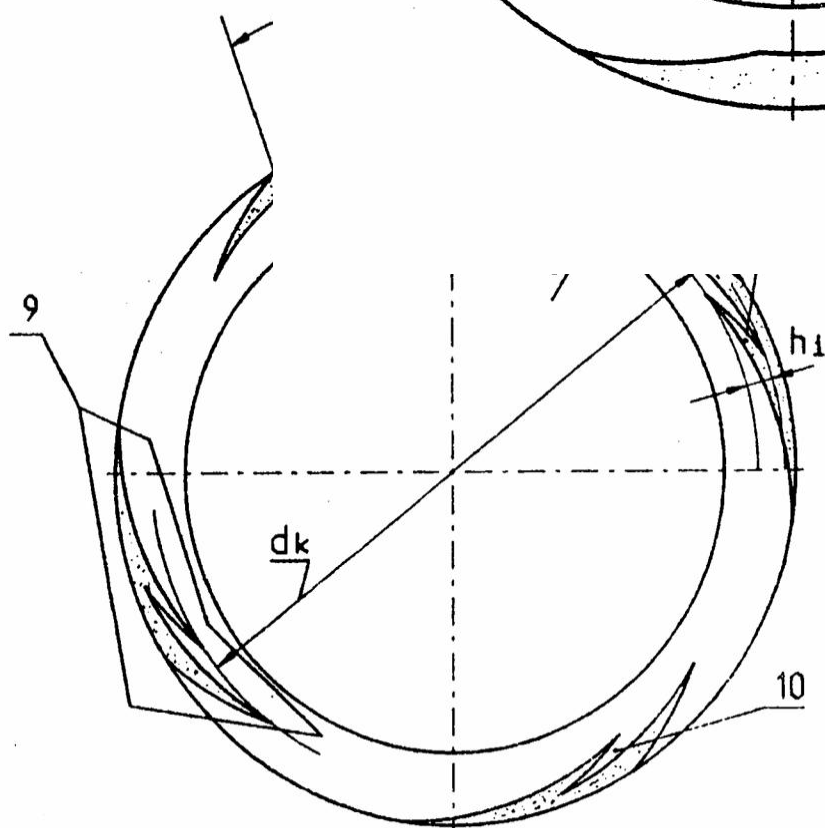
Фиг. 3



Фиг. 4



Фиг. 6



Фиг. 5