

## ИССЛЕДОВАНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ ПРЕЦИЗИОННОГО ВЫСОКОВАКУУМНОГО МАГНИТОРЕОЛОГИЧЕСКОГО ПРИВОДА

А.М. Базиненков, И.К. Зобов, В.П. Михайлов

МГТУ имени Н.Э.Баумана, Москва, 2-ая Бауманская, 5, МТ 11.

E-mail: bazinenkov@mail.ru

Многие технологические процессы, проходящие в вакууме, требуют для их осуществления прецизионных перемещений объектов. Эти перемещения осуществляются при помощи приводов, работа которых основана на различных физических принципах. Наиболее часто применяются электромеханические, пьезоэлектрические, магнитострикционные, пневматические и гидравлические устройства перемещений.

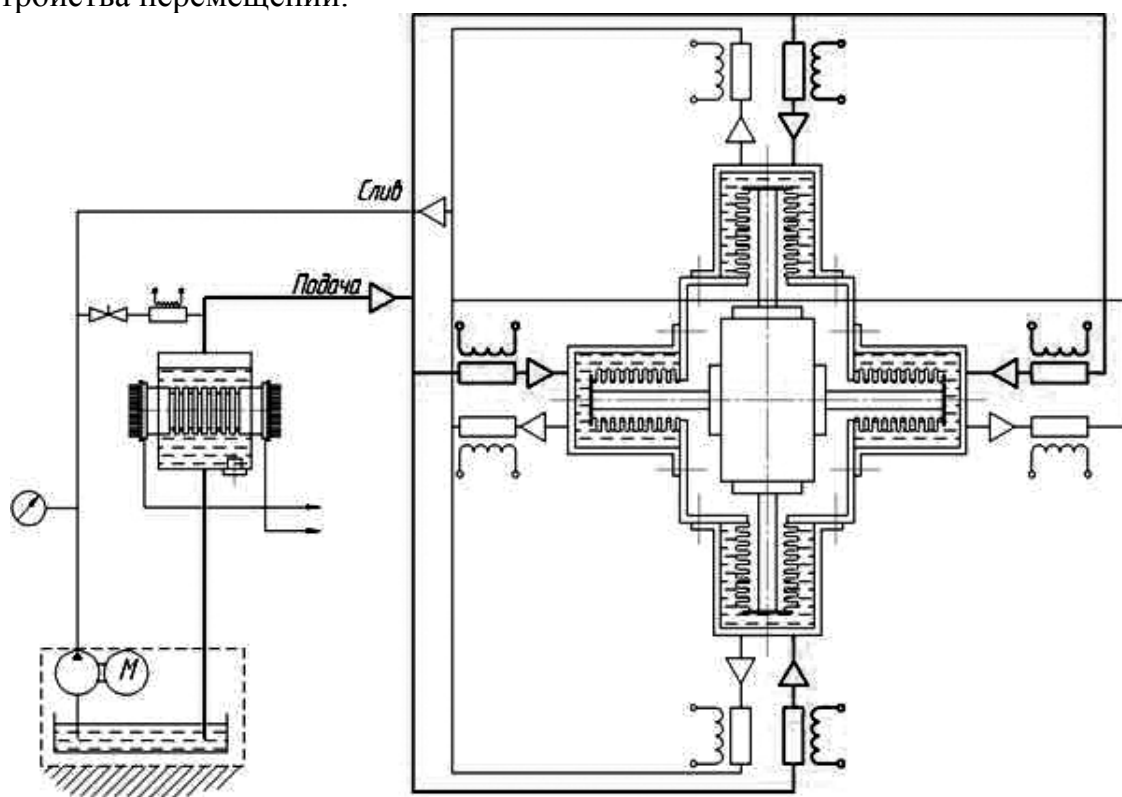


Рис. 1.

В научной группе кафедры «Электронные технологии в машиностроении» разработан магнитореологический (МР) привод для прецизионных перемещений объекта (Рис. 1). Это устройство представляет собой гидропривод с магнитореологическим управлением [1,2]. Рабочей жидкостью в нем является магнитореологическая суспензия, которая способна менять свои реологические свойства под действием магнитного поля.

Основные характеристики привода:

- 1) Диапазоны перемещений по X,Y,Z..... до 10 мм
- 2) Погрешность позиционирования ..... 50 нм
- 3) Быстродействие (постоянная времени) ..... 100 мс ... 200 мс

- 
- |  |                      |
|--|----------------------|
| 4) Воспроизводимость перемещений.....                    | 0,95                 |
| 5) Возможность работы при давлении вакуумной среды ..... | $5 \cdot 10^{-8}$ Па |
| 6) Нагрузочная способность .....                         | 1000 Н               |

Исследование элементов разработанного МР привода (гидроцилиндров, МР дросселей и др.) необходимо для выбора оптимальных режимов работы и обеспечения эффективного управления устройством.

Для выбора режимов управления приводом необходимо определить параметры основного исполнительного звена – МР дросселя [3]. Магнитная система дросселя обеспечивает регулировку потока жидкости в гидроцилиндрах за счет подачи управляющего тока на катушки. Проведен расчет магнитной системы МР дросселя, который обеспечивает выбор параметров системы: размеров магнитопроводов, типоразмеров постоянных магнитов, характеристик электромагнитных катушек.

Для эффективного управления приводом необходимо знать такой важный параметр, как статическая жесткость привода. Получены результаты экспериментальных исследований статической жесткости сильфонных гидроцилиндров, а также МР модуля в комплексе.

При реверсивном перемещении штока привода дополнительное влияние на основные характеристики привода оказывают наводимые в электромагнитной системе токи Фуко. Для определения степени их влияния на работу привода необходимо знать электропроводность МР суспензии. Получены результаты экспериментальных исследований электропроводности рабочей среды привода – магнитореологической суспензии (МРС).

Согласно основным физическим моделям поведения МРС в рабочем зазоре МР дросселя (модели Максвелла и Кельвина-Фогта) быстродействие МР привода будет отчасти определяться модулем упругости рабочей среды. Модуль упругости рабочей среды зависит от величины и направления действия магнитного поля на МРС. Разработана методика исследования объемного модуля упругости МРС и получены результаты экспериментальных исследований.

## **Выводы**

- 1) Расчет магнитной системы МР дросселя позволил подобрать оптимальные параметры магнитной системы по критерию нагрузочной способности привода.
- 2) Результаты экспериментов по определению статической жесткости позволили определить доленое влияние элементов конструкции на суммарную жесткость (сильфонные узлы – 89%, несущая система – 11%).
- 3) Постоянная времени привода может регулироваться за счет изменения модуля упругости суспензии при помощи магнитного поля.

## **Литература**

1. Борин Д.Ю. «Магнитореологический механизм для позиционирования зеркал сверхбольших астрономических телескопов с нанометровой точностью», «Федеральная научно-техническая конференция творческой молодежи России по

естественным, техническим, гуманитарным наукам», Материалы конференции, М.Ж: МИЭМ, 2003. – С. – 115-117.

2. Белкин Н.Д., Касперский В.Б., Сычев В.В. Большой астрономический телескоп России. Концепция создания//Оптический журнал.–1994. -№3.–С.5-11.

3. Борин Д.Ю., Михайлов В.П., Базиненков А.М. Нелинейная модель дросселя магнитореологического модуля для прецизионных перемещений/ Интернет-журнал «Инженерное образование», #10 октябрь 2006 (www.techno.edu.ru).

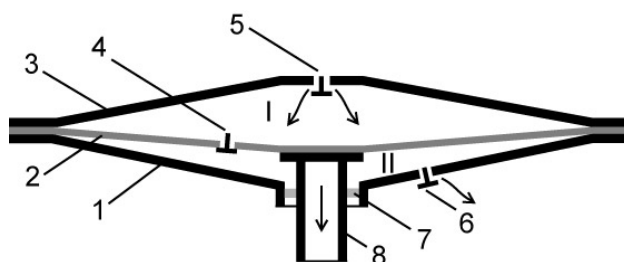
## РЕГУЛИРУЮЩИЙ КЛАПАН МИНИАТЮРНОГО МЕМБРАННОГО ВАКУУМНОГО НАСОСА

*И.Д. Кубрик, В.А. Ветров*

*Московский государственный институт электроники и математики,  
Москва, Б. Трехсвятительский пер., д. 1-3/12, стр. 8. E-mail: fe-admin@mail.ru*

В МИЭМ ведется работа по созданию миниатюрного мембранного низковокуумного насоса, одним из ключевых узлов которого является регулирующий клапан (РК). Габаритные размеры насоса в соответствии с техническим заданием не должны превышать в диаметре 70 мм и в высоту 25 мм. Насос должен достигать предельного остаточного давления не более 10 Па и обладать быстродействием по воздуху не менее  $10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}$ .

Структурно-конструктивная схема насоса (рисунок 1) содержит три РК, обеспечивающих всасывание, выхлоп и перепуск газа. От работы РК во многом зависят основные показатели качества любого ВН объемного действия – быстрота действия и предельное остаточное давление. Традиционные РК автоматического действия, срабатывающие за счет градиента давления по разные стороны уплотнительного элемента, не состояниии обеспечить требуемые характеристики на миниатюрном уровне. Вследствие этого возникает необходимость разработки РК принудительного действия, срабатывающего за счет объекта окружения в соответствии с заданным алгоритмом.

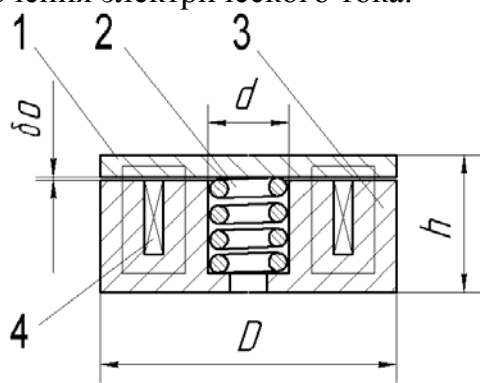


**Рис. 1.** Структурно-конструктивная схема мембранного ВН:

1 – нижний корпус, 2 – мембрана, 3 – верхний корпус, 4 – перепускной клапан, 5 – всасывающий клапан, 6 – выхлопной клапан, 7 – уплотнительный элемент, 8 – шток; I, II – откачные ступени.

Исходя из требований к проводимости РК, было оценено, что минимально допустимый зазор РК в открытом положении, а, следовательно, ход уплотнительного элемента должен быть не менее 0,35 мм. Для обеспечения такой величины перемещения в качестве привода РК выбран электромагнитный.

Синтезированный РК (рисунок 2) состоит из неподвижной части магнитопровода 3 с полым сердечником, поступательно движущегося якоря цилиндрической формы 1 и обмотки 4. Два рабочих зазора образованы торцевыми поверхностями якоря 1 и неподвижной части магнитопровода 3 и представляют собой полые цилиндры. Внутри электромагнита предусмотрена пружина, работающая на растяжение 2 и не позволяющая якорю 1 отделиться от ярма и сердечника в момент отключения электрического тока.



**Рис. 2.** Структурно-конструктивная схема РК:  
1 – якорь, 2 – пружина, 3 – корпус, 4 – обмотка.

Исходными данными для расчета РК являются габаритные размеры ВН, минимально допустимые проводимость РК в открытом положении и усилие герметизации в закрытом положении  $10^3$  Н/м<sup>2</sup>. Первое условие определяет габаритные размеры РК, диаметр которого D должен быть не более 8 мм, а высота h не более 5 мм. Максимальная величина рабочего зазора принимается  $\delta_{\max}=8 \cdot 10^{-5}$  м, коэффициент упругости пружины – 20 Н/м.

В результате расчета значение магнитодвижущей силы электромагнита при наибольшем удалении уплотнительного элемента от седла должно составлять не менее 5,183 А. При принятом напряжении обмотки 0,1 В, диаметр провода составляет 0,286 мм, число витков обмотки – 53, сопротивление обмотки – 0,0098 Ом, мощность выделяемая в обмотке – 0,057 Вт, плотность тока – 3,739 А/мм<sup>2</sup>. Максимально допустимая мощность, которую выдержит обмотка, по расчетам, составляет 0,614 Вт, что превосходит выделяемую в обмотке.

Расчетное время трогания составляет  $9,5 \cdot 10^{-4}$  с, время движения –  $4,1 \cdot 10^{-3}$  с. Полученное время допустимо для работы насоса, поскольку время трогания и время срабатывания на три порядка меньше времени откачного цикла насоса – 1 с.

В результате проведенных исследований установлена работоспособность структурно-конструктивной схемы РК и его основные проектные параметры. Следующими этапами работы являются разработка конструкции с уточнением проектных параметров и проведение экспериментальных исследований.

## **ИЗГОТОВЛЕНИЕ ЭТАЛОНОВ УТЕЧКИ ГАЗА ДЛЯ КАЛИБРОВКИ ВАКУУМНОГО ИЗМЕРИТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЛАЗЕРНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ**

***И.А. Попов, Т.Н. Соколова, А.В. Конюшин***

*СГТУ, Саратов, Политехническая, 77. e-mail: pribor-t@mail.ru*

Необходимость в изготовлении эталонов утечки возникла в производстве модулей бензонасосов для инжекторных двигателей, где небольшое превышение допустимого уровня утечки паров бензина опасно с точки зрения безопасности, а излишнее подсасывание атмосферного воздуха вызывает перебои работы двигателя.

Изготовление эталонов утечки газа для калибровки измерительных приборов в диапазоне расхода газа от 20 см<sup>3</sup>/мин при входном давлении порядка 1.5–3 Бар практически не вызывает проблем. На более низких пределах измерения изготовление эталонов сталкивается с технологическими трудностями.

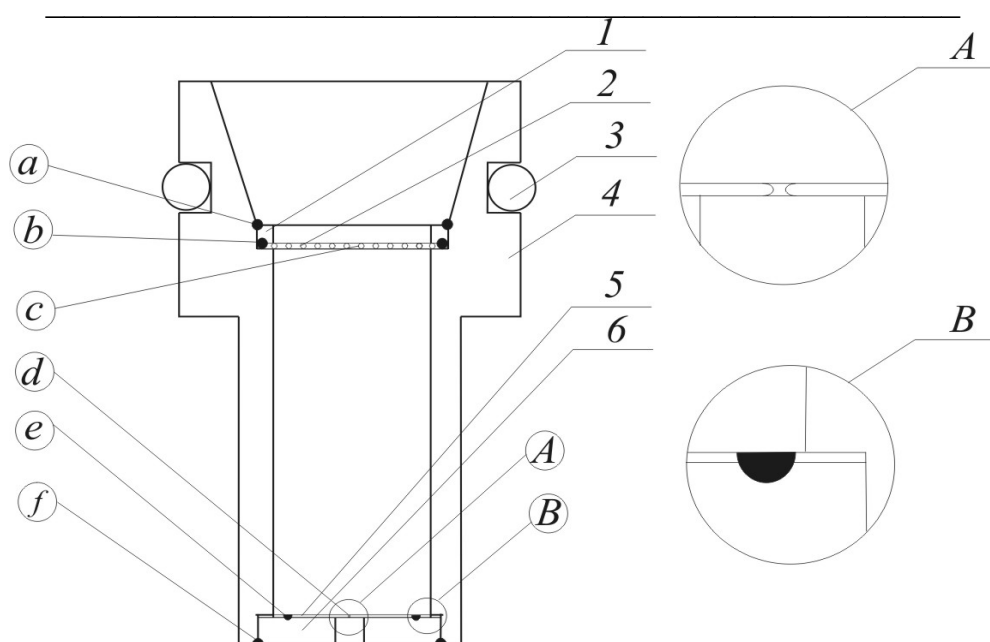
Стандартный комплект для калибровки измерительных приборов состоит из трех эталонов с различным уровнем расхода газа в пределах диапазона измерений. Например, при входном давлении воздуха 2.5 Бар расход газа должен быть 4.2, 5.0, 5.8 ± 0.1 см<sup>3</sup>/сек. Другие комплекты на давлении 0.5 Бар должны обеспечивать 0.8, 1.0, 1.2 ± 0.1 см<sup>3</sup>/мин.

В процессе изготовления эталона широко использовались лазерные технологические операции.

Корпус эталона, прижимное кольцо и шайба изготовлены из нержавеющей стали типа 40Х13. Сетка фильтра металлическая с ячейками около 30 мкм. Сетка вырезалась из сеточного полотна лазерным излучением с целью точного соответствия формы и размерам прижимного кольца. Прижимное кольцо с прикреплённой сеткой фильтра прихватывалось точечной сваркой к корпусу и в случае загрязнения легко могло быть извлечено и заменено новым.

Основным калибрующим элементом эталона утечки газа является отверстие в мембране (см. рис. 1. поз. А). В зависимости от требуемого расхода газа, калибровочное отверстие имеет диаметр от 3 до 11 мкм. С целью точного соответствия изготавливаемых эталонов техническому заданию и в связи с невозможностью контролировать получение отверстий заданного диаметра с точностью ± 0.3 мкм, подбор эталона производился по расходу газа. Был изготовлен промежуточный корпус эталона, в который устанавливалась шайба с мембраной, герметизированной лазерной сваркой вакуумноплотным швом, закреплялась временно с помощью навинчивающегося колпачка с уплотнителем, что позволяло производить подбор по диапазонам расхода газа мембран на стенде.

Стенд представлял собой комплект манометров, воздушных клапанов, соединительных шлангов с герметичными присоединительными штуцерами. Основным мерительным инструментом является капиллярный манометр. После отбора мембрана вместе с шайбой устанавливалась в корпус и герметизировалась лазерной сваркой. Готовый эталон проходил финишный контроль на стенде.



**Рис. 1.** Эталон утечки газа в разрезе с указанием использования лазерных операций при его изготовлении: а - точечная сварка прижимного кольца с корпусом; b - точечная сварка сетки фильтра с прижимным кольцом; с – вырезка сетки фильтра; d – прошивка калиброванного отверстия в мембране; e – вакуумноплотная шовная сварка мембраны с шайбой; f - вакуумноплотная шовная сварка шайбы с корпусом. 1 - прижимное кольцо; 2 – сетка фильтра; 3 – уплотнительное кольцо; 4 – корпус; 5 – мембрана с калиброванным отверстием, 6 – шайба. А – мембрана с калиброванным отверстием; В – место сварки мембраны с шайбой.

Мембрана изготавливалась из твердосплавного металла прокатанного до толщины 20 мкм. Материал, из которого изготавливается мембрана, должен обладать низким коэффициентом теплового расширения, чтобы при изменении температуры среды или калибруемого газа, размеры калибровочного отверстия и, соответственно, расход газа изменялись минимально в пределах допустимых отклонений. Одновременно он должен быть достаточно пластичен, чтобы обеспечить качественное вакуумноплотное соединение в месте лазерной шовной сварки мембраны с шайбой.

Модернизация лазерной установки включала в себя изменение оптической схемы резонатора его юстировку с целью получения нужного распределения пятна лазера, использования специальных приспособлений.

Таким образом, модернизация лазерной установки и разработка технологии прошивки микроотверстий позволила получить эталоны утечки газа на различные диапазоны расхода, с минимальными отверстиями в мембранах 3 мкм, что сравнимо с теоретическими расчетными возможностями лазера.

## ИССЛЕДОВАНИЕ СВЕРХВЫСОКОВАКУУМНОГО КЛАПАНА С ПОЛЯРИЗАЦИОННЫМ УПЛОТНЕНИЕМ

*А.И. Сидоров, А.А. Андриянов, Е.А. Деулин, В.П. Михайлов*

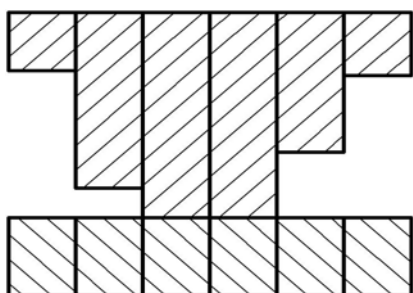
*МГТУ им. Н.Э.Баумана, Москва, ул. 2-ая Бауманская, 5.*

*E-mail: alex\_sidorov@bk.ru*

Одним из недостатков современных сверхвысоковакуумных клапанов является малое число циклов срабатывания вследствие интенсивного износа металлической уплотняющей пары. В научной группе кафедры «Электронные технологии в машиностроении» разработан принципиально новый клапан с поляризационным механизмом уплотнения [1].

Целью работы является теоретическое исследование проводимости уплотняющей пары клапана в зависимости от усилия герметизации и приложенного к уплотняющим элементам электростатического поля. Для достижения поставленной цели решены следующие задачи:

1. Получена математическая и компьютерная модель плоского уплотнения;
2. Рассчитан профиль уплотняющих поверхностей при герметизации;
3. Определена проводимость уплотнения в зависимости от силы герметизации или сближения уплотняющих поверхностей;
4. Определено влияние электростатического поля на проводимость уплотнения.



**Рис. 1.** Элемент модели

Реальная, даже полированная, поверхность не является идеально гладкой из-за наличия микронеровностей. Рассмотрим модель контактирующих поверхностей, в которой реальная поверхность представляется в виде параллелепипедов с квадратом в основании. Элемент модели приведен на рис. 1.

Высоты этих элементов задаются как случайные, распределенные по нормальному закону, при этом для определения распределения высот используются параметры шероховатости. Основные механические характеристики контактирующих поверхностей (микротвердость, модуль Юнга, коэффициент Пуассона) задаются для используемых в уплотнении материалов.

Основными допущениями для модели являются

1. стержни модели не связаны друг с другом, т.е. все деформации стержней локализируются в пределах его геометрического очертания;
2. более твердая поверхность не деформируется, деформируется только более мягкая поверхность;
3. одна из поверхностей принимается идеально плоской, а другая имеет шероховатость равную сумме шероховатостей обеих реальных поверхностей.

Для определения профиля поверхностей после герметизации сближаем их на небольшую величину и определяем реакцию, возникающую в уплотнении. Сближение продолжается до тех пор, пока реакция не станет равна приложенной

внешней силе. Для полученного профиля микроканалов, через которые и происходит натекание через уплотнение, определяется проводимость смоделированного уплотнения методом Монте-Карло:  $U = 36.4 pF \sqrt{\frac{T}{M}}$ , где  $U$  – проводимость,  $F$  – площадь входной диафрагмы канала,  $T$  – температура газа,  $M$  – молярная масса газа,  $p = \frac{N_{np}}{N_{np} + N_{вер}}$  – вероятность того, что молекула переместится через уплотнение, где  $N_{np}$  – число частиц, пролетевших через канал,  $N_{вер}$  – число вернувшихся частиц.

Для определения влияния электростатического поля на проводимость канала получено выражение силы притяжения уплотняющих поверхностей под действием электростатического поля, при этом, контактирующие поверхности заменяются системой последовательно соединенных плоских конденсаторов и определяется емкость каждого из них. Затем определяется суммарная емкость системы конденсаторов, суммарный заряд и, как результат, сила электростатического притяжения уплотняющих поверхностей.

Полученное значение даже при напряжениях свыше 1000 вольт составляет менее 1% от силы механического прижатия пластин.

Для проверки расчетов планируется экспериментальное исследование проводимости образуемого в уплотнении микроканала, как функции приложенного усилия герметизации и электрического напряжения.

Экспериментальная оснастка выполнена на базе отечественного уголкового клапана. Для электроизоляции седла и тарели друг от друга используется кремниевая прокладка.

## **Выводы**

1. Проведенные ранее эксперименты показывают, что проводимость уплотнения при приложении электростатического поля уменьшается в несколько раз, что по нашему мнению вызвано дополнительной сорбцией и структурированием молекул остаточных газов, находящихся в микроканале;
2. Разработанная модель изменения проводимости плоского уплотнения под действием нормальной нагрузки может быть использована в СВВ системах управления малыми потоками газов.

## **Литература**

1. Гур А.А., Деулин Е.А., Косинский М.В., Рябов Н.В. «Вакуумный клапан с газообразным электроореологическим уплотнением», 10-я Международная научно-техническая конференция «Состояние и перспективы развития вакуумной техники, Вакуум-2001» Казань, Россия, 2001, с. 177-182



## **ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ЭКРАНИРОВАНИЯ ЭЛЕКТРОДОВ НА ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ЭВП**

***Д.А. Лобов, Д.А. Данилов, В.И. Воронин***

*Саратовский государственный технический университет. Саратов,  
ул. Политехническая, 77. e-mail: ems@sstu.ru*

На сегодняшний день мало изучены вопросы, связанные с изучением физико-химических процессов эффективности удаления газов при откачке ЭВП, скорости удаления адсорбированных и растворенных газов, взаимное распределение примесей, разложения таких основных газосодержащих соединений, как поверхностные оксиды металлов, карбонатов и карбидов. Недостаточно изучено влияние газовой фазы на процессы, происходящие при откачке в электродах ЭВП, влияние газовой фазы на нестехиометрию активного вещества катода.

Качество приборов во многом определяется условиями, при которых производится активирование катода. При этой операции возможно испарение активного покрытия катода (до 4-6 процента общего количества Ва) и материала керна и напыление их на другие электроды прибора. Известно, что потеря активного вещества в виде окиси Ва даже в количестве 1,5-2,5 процента приводит к необратимому падению эмиссии катода.

Отрицательное взаимное влияние катода и подвергающихся электронной бомбардировке электродов может проявляться у приборов с катодами различных типов: вольфрамо-ториевых, оксидных и др.

В процессе активировки оксидного катода при нагреве его до температуры 400-600°C (температура обезгаживания оболочки прибора) начинается разложение карбонатов оксидного покрытия в последовательности Ca-Sr-Ba. Это связано с выделением из покрытия газов CO, CO<sub>2</sub>, O<sub>2</sub> и паров воды H<sub>2</sub>O ( $m/e = 12, 28, 16, 18$ ), которые по мере своего движения к поверхности образуют "взрывы", в результате чего отдельные частицы карбонатов вылетают на другие электроды.

Напыление продуктов разложения активного покрытия на другие электроды и связанное с этим отравление катода при последующем газовыделении и утечки по керамике можно устранить путем взаимного экранирования электродов прибора при камерной откачке. Однако часто конструкция прибора не позволяет поместить экран между его электродами и тогда единственная возможность устранить взаимное влияние электродов - это разнести их на достаточное для этого расстояние.

В связи с этим представляется целесообразным ввести защитный экран на определенном расстоянии между электродами прибора при камерной откачке, при котором наиболее полно устраняется их взаимное влияние, и исследовать влияние экранирования катода на параметры приборов и запыленность электродов.

Необходимо определить оптимальные параметры: диаметр экрана, расстояние экран-катод, количественно исследовать влияние экранирования на перенос Ва с катода, а также показать физическую сущность процесса.

Одним из решающих факторов выбора расстояния катод-экран является условие полной эвакуации газов из прикатодной зоны.

Исходя из закона затеняемости, полное перекрытие потока распыляемых частиц можно представить зависимостью:

$$\frac{d_a}{L} = \frac{d_k}{L-H} = \frac{d_{\text{э}}}{L-H+1}, \quad (1)$$

где:  $d_a$  - диаметр анода, мм;  $d_k$  - диаметр катода, мм;  $d_{\text{э}}$  - диаметр экрана, мм;

$L$  - высота воображаемого треугольника, мм;  $H$  - межэлектродное расстояние, мм;  $1$  - расстояние катод-экран, мм.

Выражение (1) можно представить в виде системы уравнений

$$d_k \times (L-H) = L \times d_{\text{э}}, \quad (2)$$

$$d_k \times (L-H+1) = (L-H) \times d_{\text{э}}. \quad (3)$$

Решая систему относительно  $d_{\text{э}}$ , получим:

$$d_{\text{э}} = \frac{L \times (d_a - d_k) + H \times d_k}{H} \quad (4)$$

Для применения экрана с учетом «краевого эффекта» необходимо устанавливать его размеры на 1-3 мм больше теоретического.

При экранировании электродов в процессе откачки наблюдается снижение (на 20-25 процентов) характеристической температуры катода, что дает возможность снизить рабочую температуру катода и повысить долговечность прибора.

О долговечности прибора можно судить по величине двадцатипроцентного спада катодного тока при отключении накала. В случае откачки диода с экранированием

электродов время двадцатипроцентного спада катодного тока увеличилось примерно на 20-22 процента.

В результате экранирования снижается запылённость электродов ЭВП.

Напыление на анод Ва в случае откачки с разнесением частей уменьшается незначительно.

Это можно объяснить тем, что анод конденсирует почти одинаковую массу Ва при разнесении частей и без разнесения частей, т.к. он расположен непосредственно над катодом. Введение экрана на период термического активирования снижает напыление Ва почти на порядок, однако, при снятии экрана Ва продолжает напыляться на анод при активировании катода токоотбором. Это вызывает необходимость введения второго экрана во время активирования током. Первый экран, уже загрязненный при термической активировки отводится в сторону и на его место устанавливается другой с токоотбором на него. Это позволяет снизить на 2-2,5 порядка запыленность анода.

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРАЦИЙ  
ПОРШНЕВОГО ФОРВАКУУМНОГО НАСОСА  
С УРАВНОВЕШЕННЫМ МЕХАНИЗМОМ ПРИВОДА**

***П.А. Ольшевский, В.А. Боровик, Е.А. Лысенко, А.П. Болистянский***  
*Омский государственный технический университет, Омск, пр. Мира, 11.  
E-mail: alexander\_p\_b@mail.ru*

Одним из способов радикального снижения вибрации поршневого форвакуумного насоса является применение комбинированного уравновешенного механизма привода. Однако, как и любое устройство, содержащее сопрягающиеся элементы, обеспечивающие точность перемещений, этот механизм неизбежно будет иметь погрешности изготовления и сборки. В связи с этим представляет большой практический интерес прогноз влияния этого аспекта на одну из важнейших характеристик форвакуумного насоса – его вибрацию. Следует также отметить, что в подавляющем большинстве устройств современной техники вибрация является вредным фактором, снижающим такие показатели работоспособности, как надежность и ресурс работы.

В докладе рассматриваются эксперименты с новым типом поршневого форвакуумного насоса, имеющего оригинальный привод, являющийся комбинацией двухвального и кривошипно-ползунного. Теоретически такая конструкция должна обеспечить полное отсутствие вибрации, создаваемой самим насосом.

Эксперименты проведены с модельным образцом при имитации рассогласования электрических характеристик приводных двигателей и отклонения оси симметрии их положения относительно оси блока поршней.

Показано, что при проектировании таких конструкций в случае предъявления к ним повышенных требований к вибрационным характеристикам следует уделять достаточно большое внимание допускам на несовпадение осей двигателей и общей оси цилиндров, а также указывать на необходимость подбора для привода насоса пары электродвигателей с близкими характеристиками, или предусматривать совмещение характеристик двигателей изменением сопротивления их обмоток.

**МАГНИТОЭЛАСТИЧНЫЙ ДЕМПФЕР ДЛЯ ВАКУУМНОГО  
ПРЕЦИЗИОННОГО ОБОРУДОВАНИЯ**

***А.А. Андриянов, Д.В. Темнов, В.П. Михайлов***  
*МГТУ им. Н.Э.Баумана, Москва, ул. 2-я Бауманская, 5, МТ11, 105005.  
E-mail: mikhailov@bmstu.ru*

Современное прецизионное вакуумное оборудование использует системы виброзащиты от внешних воздействий для реализации точного позиционирования [1]. Проблема виброзащиты может быть решена на основе принципиально новых магнитоэластичных (МЭ) демпферов, идея которых заключается в использовании материала, меняющего при воздействии управляющего магнитного

поля модуль упругости и относительную деформацию. В ГНИИХТЭОС и МГТУ им.Н.Э.Баумана разработан и исследован экспериментальный образец МЭ-демпфера, обладающий высокой точностью, быстродействием и широким диапазоном перемещений. В работе представлены описание конструкции, параметры и результаты исследований МЭ-демпфера.

Магнитоэластичный демпфер (МЭ-демпфер) (рис. 1) содержит ограничивающие втулки 1,2, втулки из магнитоэластика 3,4, опору 5, перемещаемую платформу 6, сердечник 7, фиксирующее кольцо 8, винт 9, регулировочные винты 10, электромагнитную катушку 11, пружины 12.

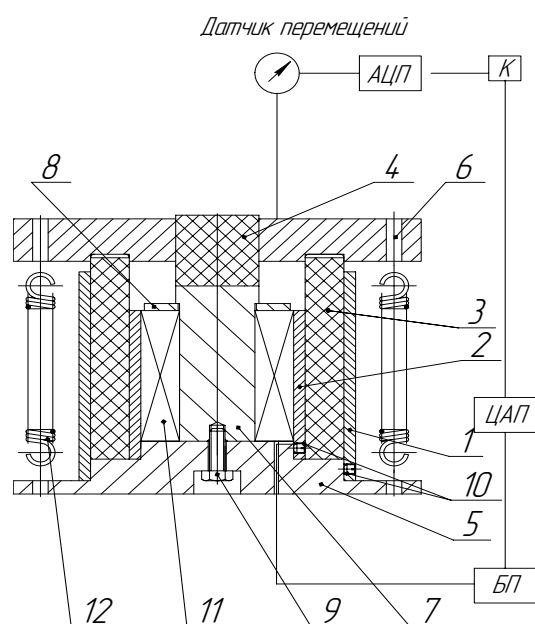


Рис. 1. Принципиальная схема МЭ-демпфера

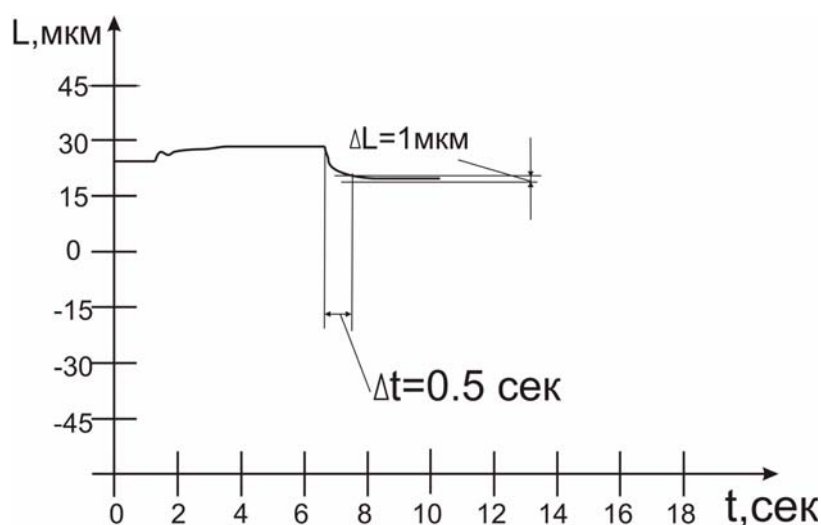


Рис. 2. Фотография МЭ-демпфера

МЭ-демпфер оснащен датчиком перемещения и системой управления. На электромагнитную катушку 11 с блока питания подается управляющий сигнал, под действием которого платформа 6 перемещается по вертикальной оси. Сигнал от емкостного датчика перемещения платформы 6 поступает через АЦП в компьютер, сохраняется и отображается на экране монитора. Перемещение платформы 6 можно регулировать по заданному закону при помощи замкнутой системы управления. Фотография МЭ-демпфера представлена на рис.2. Несущим элементом демпфера является цилиндрический магнитоэластик. При подаче управляющего сигнала (управляющего тока) на катушку с блока питания возникает замкнутое магнитное поле, проходящее через магнитоэластик. Вследствие этого замыкается цепь: сердечник 7 – трубчатый магнитоэластик 4 – платформа 6 – цилиндрический магнитоэластик 3 – опора 5 – сердечник 7. Быстродействие демпфера определяется временем переходных процессов в магнитоэластике. Время структурирования реологической среды  $t_{сmp}$  и релаксации  $t_p$  сдвиговых напряжений определяется отношением  $\mu_{эkv}(H)/E$ , где  $\mu_{эkv}(H)$  - динами-

ческая эквивалентная вязкость реологической среды;  $E$  – модуль упругости этой среды. Эти параметры, а также значения времени могут регулироваться за счет изменения уровня напряженности магнитного поля путем изменения силы тока в катушке.

В ходе эксперимента была получена временная зависимость перемещения платформы демпфера из стали 20 при нагрузке 16 Н и силе тока 2 А (рис.3). По этой зависимости легко определить время переходного процесса в магнитоэластике демпфера  $\Delta t$ , которое представляет собой время релаксации сдвиговых напряжений. Можно также определить и погрешность позиционирования демпфера  $\Delta L$  (погрешность линейных перемещений).



**Рис. 3.** Временная зависимость перемещения платформы демпфера при нагрузке 16 Н и силе тока 2 А

### Выводы

1. На основе магнитоэластичного композита, позволяющего быстро (за время менее 0,5 с) и обратимо структурироваться (менять модуль упругости и относительную деформацию) при воздействии управляющих сигналов, разработана система виброзащиты, сочетающая субмикронную точность и высокое быстродействие.

2. Разработана модель процессов структурирования и релаксации магнитоэластичного композита, позволяющая выбирать и рассчитывать параметры автоматизированного управления МЭ-демпфером с заданными требованиями.

### Литература

1. Механика и физика точных вакуумных механизмов: Моногр., В 2 т. / А.Т. Александрова, Н.С. Вагин, Н.В. Василенко и др.; Под ред. Е.А. Деулина. - М.: НПК “Интелвак”; Вакууммаш, 2002. - Т. 2. - 152 с.

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РОТАЦИОННОГО  
ФОРВАКУУМНОГО НАСОСА С АКТИВНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ**

*А.А. Мочалов, П.И. Бигун, Е.А. Павлюченко, А.П. Болистянский*

*Омский государственный технический университет, Омск, пр. Мира, 11.*

*E-mail: alexander\_p\_b@mail.ru*

Схема форвакуумного насоса должна обеспечивать хорошее охлаждение откачиваемого газа в процессе его сжатия с целью, как снижения работы процесса, так и обеспечения работоспособности конструкции в целом. С учетом этого обстоятельства следует стремиться использовать такие технические решения, которые обеспечивают максимальное отношение поверхности теплопередающих поверхностей рабочей камеры к ее объему.

В докладе рассмотрена работа форвакуумного насоса ротационного типа с улучшенной системой охлаждения, работа которой обеспечивается активной прокачкой охлаждающей жидкости через теплообменники, в качестве части которых может служить корпус насоса. Насос имеет газовую и жидкостную полости, которые образованы двумя разделительными пластинами и самодействующими клапанами. Кроме основной функции – откачки газа из вакуумируемого объема – конструкция может работать в качестве компрессора, жидкостного насоса, насоса и компрессора одновременно.

Целью экспериментальных работ было выявления зависимости перетечек жидкости из полости жидкостного насоса в газовую полость, а также выявление возможности работы жидкостной полости в режиме насоса для прокачки охлаждающей жидкости при отсутствии в этой полости самодействующих клапанов.

Установлено заметное влияние перетечек из жидкостной полости в газовую от давления последней и особенности использования бесклапанной системы при работе жидкостной полости в качестве источника охлаждающей жидкости.

**РАЗРАБОТКА СИСТЕМЫ ФИЛЬТРАЦИИ ВЫХЛОПНЫХ ГАЗОВ  
МАСЛОЗАПОЛНЕННЫХ ВАКУУМНЫХ НАСОСОВ**

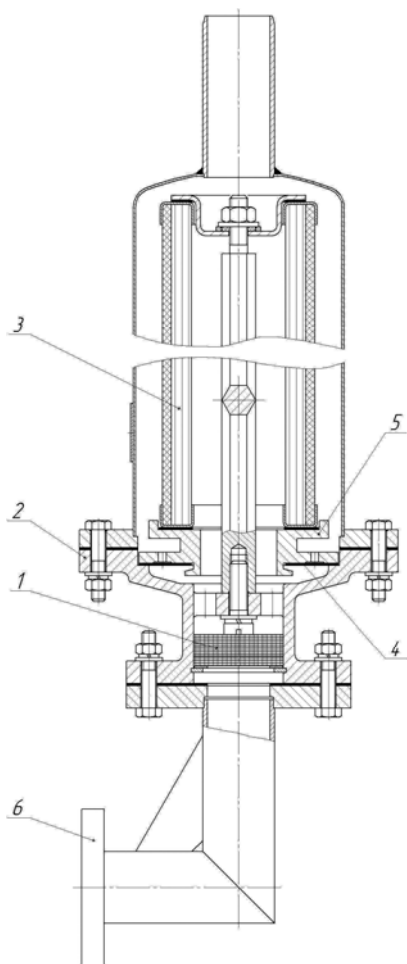
*Р. Р. Шарафеев, \*М. Р. Губайдуллин, С. И. Саликеев*

*КГТУ, Казань, ул. К. Маркса, 68. \* ОАО «Вакууммаш», Казань, Тульская, 58.*

*E-mail: pokemon-radik@yandex.ru*

Общим недостатком механических маслозаполненных вакуумных насосов является выброс масла, вместе с выхлопными газами в атмосферу что приводит к загрязнению окружающей среды, и экономическим потерям из-за дороговизны масла. С увеличением потока откачиваемых газов, выброс масла в атмосферу резко возрастает. С целью предотвратить выброс масла был разработан маслоотделитель, также позволяющий автоматически сливать отфильтрованное масло обратно в картер насоса.

Работа фильтра (рис.1) осуществляется следующим образом: откачиваемый газ проходит через сетчатый фильтр поз. 1, предназначенный для отделения капельной фазы масла, находящегося внутри стакана поз. 2 и попадает во внутреннюю полость гильзы фильтрующего элемента поз. 3, и через боковые стенки выходит наружу и удаляется в специальную дренажную систему. При работе насоса сливной клапан поз. 4 под действием перепада давлений, создаваемого потоком откачиваемого газа, прижата к нижней поверхности стакана поз. 5 и не допускает выхода не отфильтрованного газа наружу. После остановки насоса сливной клапан поз. 4 под действием силы тяжести самого клапана и столба масла над ним прогибается, и отфильтрованное масло стекает через специальные отверстия в стаканах поз. 2, 5 и попадает обратно в масляный картер насоса. Слив отфильтрованного масла может произойти и во время работы насоса, если его уровень становится достаточным, для того чтобы под действием силы тяжести масла открылся сливной клапан. Фильтрующий элемент применен покупной, производитель фирма MANN (Германия). Он обеспечивает очистку до 99,8%, что соответствует международным стандартам. При правильной эксплуатации маслоотделителя замена фильтрующего элемента не требуется в течение нескольких лет. Фильтрующий элемент рассчитан на фильтрацию потока выхлопных газов более 25 л/с при атмосферном давлении, и температуре до 80 °С. В диапазоне рабочих давлений маслозаполненных насосов, от 1 мм рт.ст. до остаточного давления, использование фильтра практически не оказывает



**Рис. 1.**

дополнительной нагрузки на насос.

Спроектированный маслоотделитель очень удобен в эксплуатации, и практически не требует никаких регулировок. Все детали маслоотделителя технологичны и очень просты в изготовлении. В настоящее время на предприятии ОАО «Вакууммаш» г.Казань успешно прошла испытания опытная партия маслоотделителей и готовится их серийный выпуск. Разработанный маслоотделитель предназначен для установки на насосы 2НВР-90Д, 2НВР-60Д. Он устанавливается с помощью патрубка поз. 6 непосредственно на выхлопное отверстие в стойке насоса. В дальнейшем планируется разработка, и выпуск типоразмерного ряда маслоотделителей на все механические маслозаполненные насосы.

Проведенные маркетинговые исследования показали большой потенциальный спрос на подобные системы очистки выхлопных газов.

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЖИМА РАБОТЫ  
ГИДРОДИОДОВ В СИСТЕМЕ ОХЛАЖДЕНИЯ РОТАЦИОННОГО  
ФОРВАКУУМНОГО НАСОСА**

***И.О. Белоногов, Е.А. Картавцов, Е.Ю. Носов, А.П. Болистянский***  
*Омский государственный технический университет, Омск, пр. Мира, 11.  
E-mail: alexander\_p\_b@mail.ru*

Для охлаждения различных текучих сред используется регенеративный и смесительный теплообмен. В первом способе теплота сжатия отводится через стенки конструкции в окружающую среду через поверхность рабочей камеры или, что более эффективно, через жидкость, циркулирующую в системе охлаждения. Во втором - используется теплоемкость жидкости, впрыскиваемой в рабочую камеру машины. В связи с тем, что пары и частицы аэрозоли такой жидкости через впускные устройства машины могут проникать в вакуумируемую ей полость, второй способ охлаждения использовать нежелательно. Однако в автономно работающих машинах для организации циркулирующей охлаждающей жидкости необходимо иметь отдельный источник (жидкостный насос) для ее прокачки, что существенно усложняет конструкцию.

Одним из вариантов разрешения этой проблемы является использование одного или нескольких элементов самой конструкции форвакуумного насоса в качестве устройства для прокачки жидкости. В частности, в ротационном форвакуумном насосе таким устройством может служить пара разделительная пластина – паз, т.к. паз может быть выполнен в виде цилиндра с распределительными устройствами, а пластина – играть роль поршня. В то же время использовать такое тривиальное решение мешают силы инерции, действующие на обратные самодействующие клапаны, выполняющие в такой конструкции функции распределения потоков жидкости. Это особенно актуально для машин ротационного типа, частота повторения рабочих процессов в которых составляет 25-50 Гц.

С целью разрешения этого противоречия предложено в качестве распределительных устройств, организующих направленное проталкивание жидкости через систему охлаждения, использовать гидродиоды, не имеющие подвижных частей. В качестве гидродиодов на первом этапе освоения конструкции выбраны наиболее простые – сопловой и диффузорный.

В докладе приведены методики расчета таких диодов и результаты их экспериментальных исследований на специально созданной установке с возможностью визуализации потоков жидкости. Показано, что имеющиеся в литературе уравнения могут использоваться для оценки характеристик диодов в турбулентной области, а расстояния между диодами для их эффективной работы при турбулентном режиме течения должны быть не менее 6-8 максимальных размеров поперечного сечения гидролинии.



**РАЗРАБОТКА МЕХАНИЧЕСКОГО МАСЛОЗАПОЛНЕННОГО  
ВАКУУМНОГО НАСОСА ДЛЯ РАБОТЫ НА ВЫСОКИХ  
ВХОДНЫХ ДАВЛЕНИЯХ**

*Д.Н. Бускнова, \*М.Р. Губайдуллин*

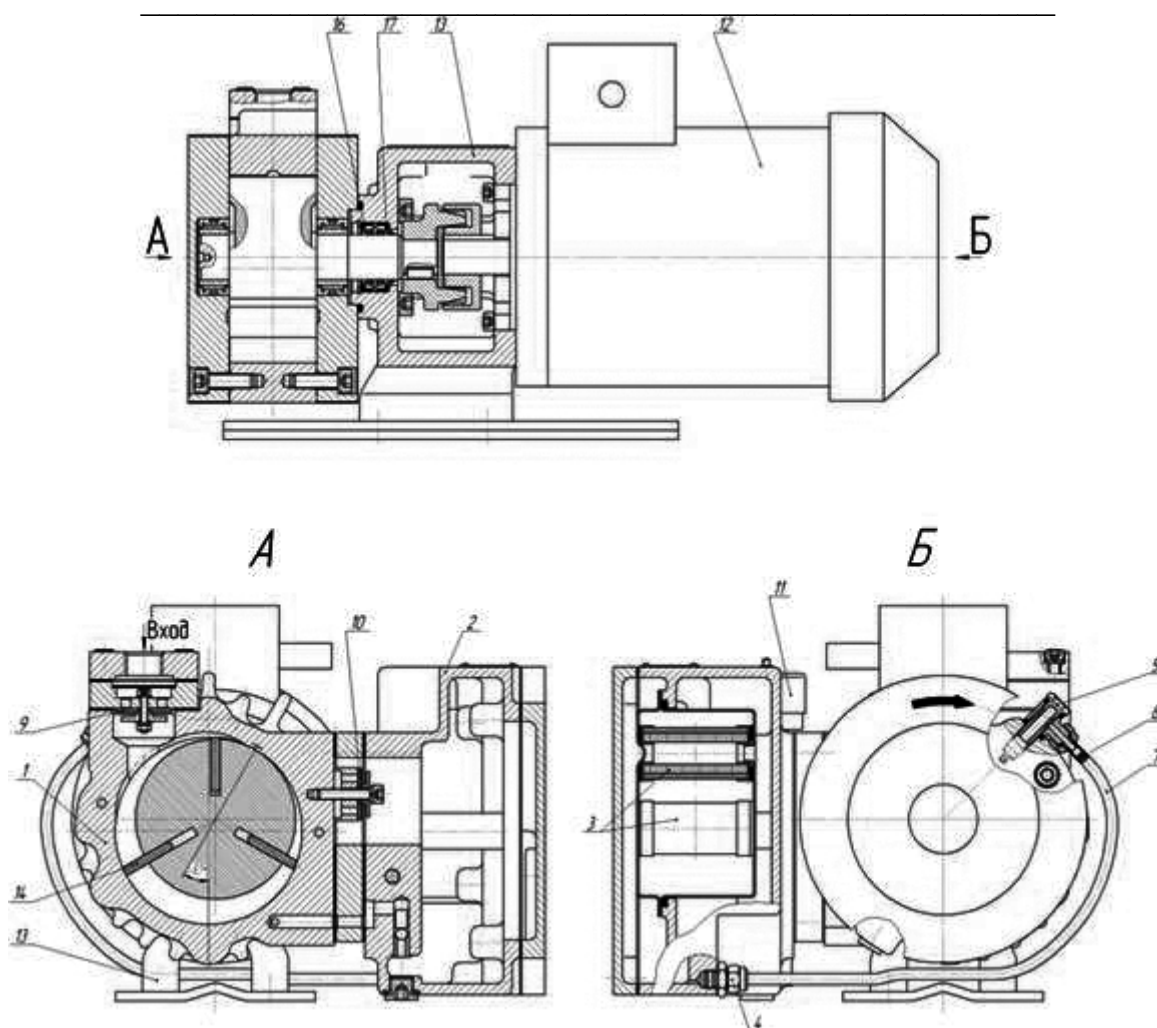
*КГТУ, Казань, ул. К. Маркса, 68. \*ОАО «Вакууммаш», Казань, Тульская, 57.*

*E-mail: petrov@kstu.ru*

Механические вакуумные насосы типа НВР предназначены для работы при давлениях менее 10 мм рт.ст. Их продолжительная работа при больших давлениях невозможна вследствие чрезмерного нагрева рабочего блока, теплового расширения пластин и, что, соответственно, может привести к заклиниванию. Однако потребителю часто необходимы средства откачки для работы в диапазоне давлений от 10 до 750 мм рт.ст. В общепринятой схеме пластинчатороторных насосов эту задачу решить невозможно. Поэтому нами была предпринята попытка разработать трехпластинчатый одноступенчатый вакуумный насос.

В предлагаемом насосе, в отличие от традиционной конструкции, решена проблема более эффективного охлаждения цилиндра за счет разделения масляного картера и рабочего блока насоса. Таким образом, тепло, выделяемое рабочим блоком поз.1 отводится в окружающую среду, а в рабочий блок обильно поступает холодное масло из картера поз.2, расположенного отдельно. Выхлопные газы из рабочего блока поступают в масляный картер и пройдя, через систему фильтрации поз.3 удаляются в дренажную линию. Отфильтрованное масло через штуцера поз.4 и 5, шланг поз.7, жиклер поз.8 всасывается в рабочий блок. Насос оснащен двумя отсечными клапанами поз.9 и 10, которые надежно защищают откачиваемый объем от попадания туда атмосферного воздуха в момент несанкционированной остановки насоса. Газобалластный клапан поз.11, размещенный на масляном картере поз.2 и соединенный с рабочим блоком через специальный канал, находится постоянно в открытом состоянии. Конструктивное смещение «яблока» на 30° в сторону от вертикальной оси цилиндра обеспечивает компактность конструкции и малый вес по отношению к аналогам. Насос оснащен асинхронным трехфазным двигателем поз.12 мощностью 550Вт, напряжением питания 380В, с частотой вращения 1500 об/мин. Крепление двигателя к стойке поз.13 фланцевое. Импортный материал для пластин поз.14 не требует дорогостоящего процесса термофиксации как асботекстолит, имеет минимальное значение коэффициента термического расширения, что позволяет им работать при температурах свыше 100°C, а высокая прочность дает возможность изготавливать пластины толщиной менее 4 мм. Для смазки манжет поз.16 и 17 в межманжетное пространство закладывается консистентная смазка ЦИАТИМ-221 ГОСТ9433-80.

Расчетная быстрота действия насоса в диапазоне давлений от 15 мм рт. ст. до 760 мм рт.ст. составляет 5 л/с. Проведенные тепловые расчеты показали что температура рабочего блока не должна превышать 65°C при работе на любых входных давлениях.



**Рис. 1.** Трехпластинчатый вакуумный насос

Конструкция насоса проста, технологична, имеет малое количество деталей, недорогие импортные комплектующие. В настоящее время разработанные нами чертежи проходят технологическую проработку, а на предприятии ОАО «Вакууммаш» готовится выпуск опытной партии.

Предполагается, что и в двухступенчатом исполнении данная конструкция позволит значительно расширить диапазон рабочих давлений насоса.

### **ИССЛЕДОВАНИЕ ПОТЕРЬ ВО ВХОДНОМ ТРАКТЕ ДВУХРОТОРНЫХ ВАКУУМНЫХ НАСОСОВ**

**И.Х. Хуснутдинов, Д.Г. Караблинов, А.В. Бурмистров**  
 КИТУ, Казань, ул. К.Маркса, 68. E-mail: burm@kstu.ru

Наметившиеся в настоящее время тенденции по поиску и разработке технологий нового поколения ставят на повестку дня вопросы технического перевооружения большинства производств. Применительно к средствам получения

вакуума в большинстве случаев такое перевооружение означает переход к использованию безмасляных средств откачки.

Одним из широко известных «сухих» механических насосов является двухроторный вакуумный насос типа Рутс (ДВН). Несмотря на широкое промышленное применение потенциал ДВН используется далеко не полностью. С учетом тенденций по увеличению скорости действия ДВН за счет увеличения частоты вращения и длины роторов становятся актуальными исследования потерь во входном тракте.

Быстроту действия ДВН при давлении на входе  $P_{BX}$  (на верхнем срезе входного патрубка) можно определить в виде [1]

$$S_{BX} = S_{\Gamma} k_V k_U + k_U U_{\Pi P} - U_{OБP} \frac{P_{BЫX}}{P_{BX}} \frac{T_{BX}}{T_{BЫX}}, \quad (1)$$

где  $S_{\Gamma}$  - геометрическая быстрота действия;  $k_V$  - коэффициент, учитывающий потери при заполнении отсеченных объемов;  $P_{BX}$  и  $P_{BЫX}$  - давление на входе и выходе из насоса;  $U_{\Pi P}$  и  $U_{OБP}$  - прямая и обратная проводимости щелевых каналов;  $T_{BX}$  и  $T_{BЫX}$  - температуры газа на входе и выходе.

В выражении (1) коэффициент, учитывающий сопротивление входного патрубка находится как

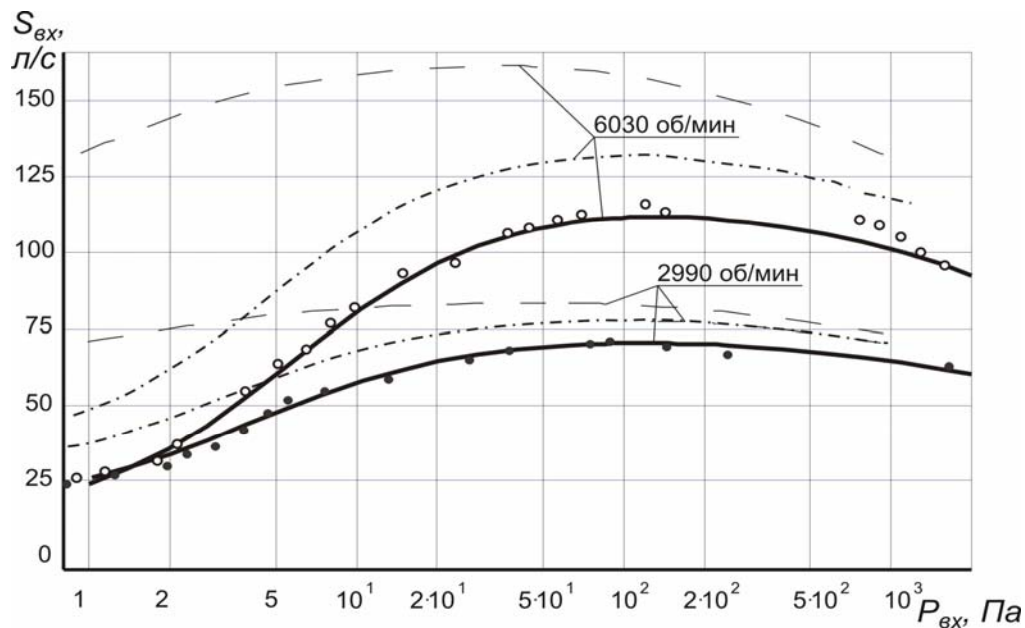
$$k_U = 1 - \frac{Q}{P_{BX} U_{BX.П}}, \quad (2)$$

где  $Q$  - поток газа;  $U_{BX.П}$  - проводимость патрубка, рассчитываемая по уравнениям для коротких трубопроводов в соответствующем режиме течения [2].

Влияние сопротивления входного патрубка иллюстрирует рис., где показаны внутренние характеристики (без учета сопротивления входного патрубка) и характеристика с учетом входного патрубка. Как видно, при давлении  $\approx 100$  Па потери за счет сопротивления входного патрубка при  $n=2990$  об/мин составляют  $\approx 8$  %, а при  $n=6030$  об/мин уже  $\approx 19$  %. При давлении 1 Па (молекулярный режим во входном патрубке) при этих же частотах вращения, потери за счет сопротивления входного патрубка составляют уже  $\approx 49$  % и  $\approx 65$  % соответственно.

Вторая составляющая потеря во входном тракте – потери при заполнении отсеченных объемов, которые обусловлены неполным выравниванием давления на нижнем срезе входного патрубка  $P_{BX.П}$  и давления в отсеченном объеме  $P_V$  за счет быстрого отсоединения отсекаемого объема от входного патрубка. Для определения  $k_V$  был проведен эксперимент. С этой целью разработан стенд, обеспечивающий работу исследуемого ДВН при различных частотах вращения роторов в режиме  $P_{BX}/P_{BЫX}=1$ . Для этого на выходе исследуемого ДВН установлен агрегат, состоящий из двухроторного насоса ДВН-150 и форвакуумных насосов (ФВН) с масляным уплотнением. Быстрота действия агрегата ДВН-150 с ФВН может плавно регулироваться за счет изменения частоты вращения роторов с помощью частотного преобразователя. Это позволяет установить быстроту дей-

ствия этого агрегата, большую или равную быстроты действия исследуемого ДВН.



**Рисунок.** Быстрота действия ДВН-50 по воздуху с патрубком на входе  $d_{вх}=40\text{мм}$ ,  $l=67\text{мм}$  ( $S_{фном} = 16\text{ л/с}$ ): штриховая линия – внутренняя характеристика; штрихпунктирная линия – характеристика с учетом сопротивления входного патрубка; сплошная линия – внешняя характеристика; значки – эксперимент.

Выравнивание давлений  $P_{вх}$  и  $P_{вых}$  позволяет исключить из рассмотрения обратные перетекания газа через зазоры. Тогда различие между экспериментальной быстротой действия  $S_{вх}$  и геометрической быстротой действия (без учета сопротивления входного патрубка) можно объяснить газодинамическими потерями, возникающими при заполнении отсеченных объемов. Коэффициент, характеризующий эти потери определится в виде

$$k_v \approx S_{эсп} / S_{г}. \quad (3)$$

На рис. видно, что газодинамические потери значительно снижают быстроту действия. Так при давлении  $\approx 100\text{ Па}$  характеристика с учетом сопротивления входного патрубка без учета газодинамических потерь выше экспериментальной на  $\approx 10\%$  при  $n=2990\text{ об/мин}$  и на  $\approx 15\%$  при  $n=6030\text{ об/мин}$ .

## Литература

1. Бурмистров А.В. Создание и исследование бесконтактных вакуумных насосов // Автореферат дисс. на соискание ученой степени доктора технических наук. – М.: 2006.-32 с.
2. Вакуумная техника: Справочник / Е.С. Фролов, В.Е. Минайчев, А.Т. Александрова и др.-М.: Машиностроение, 1985.-360 с.

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ОТКАЧНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ДВУХРОТОРНОГО ВАКУУМНОГО НАСОСА С ЭЛЛИПТИЧЕСКИМ ПРОФИЛЕМ

*И.Х. Хуснутдинов, Д.Г. Караблинов, А.В. Бурмистров*

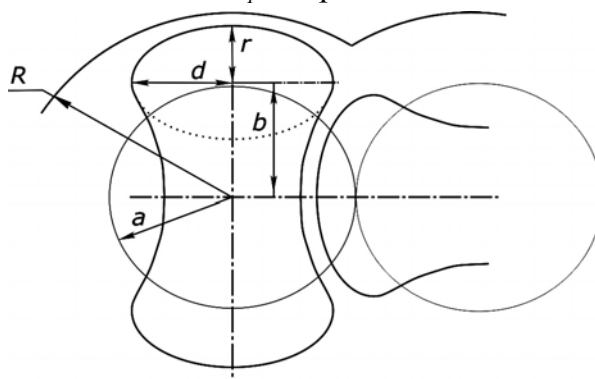
*КГТУ, Казань, ул. К.Маркса, 68. E-mail: burm@kstu.ru*

Повышение производительности двухроторных вакуумных насосов типа Рутс (ДВН) при сохранении габаритных размеров может быть достигнуто за счет увеличения частоты вращения и оптимизации профиля роторов.

При молекулярном режиме течения газа в щелевых каналах ДВН имеет достаточно высокую степень повышения давления (50 и выше). Поэтому в вакуумном режиме профиль роторов оказывает существенно большее влияние на откачные характеристики ДВН, чем при использовании машины Рутса в качестве газодувки.

Основными эксплуатационными параметрами ДВН являются максимальное отношение давлений на выходе и входе  $P_{\text{ВЫХ}}/P_{\text{ВХ}}$  и максимальная быстрота действия насоса  $S_{\text{ВХ max}}$ . Изменяя профиль роторов можно варьировать значения  $P_{\text{ВЫХ}}/P_{\text{ВХ}}$  и  $S_{\text{ВХ max}}$  в широких диапазонах. Задача состоит в том, чтобы получить максимальное значение  $S_{\text{ВХ max}}$  при наибольшем  $P_{\text{ВЫХ}}/P_{\text{ВХ}}$ .

Одним из профилей, находящих широкое применение, является профиль с эллипсом на головке ротора (рис.1), характеризующийся геометрическими соотношениями  $b/a$  и  $r/a$ . Изменение этих соотношений ведет к изменению геометрической быстроты действия насоса  $S_r$  и проводимости щелевых каналов  $U_0$ .

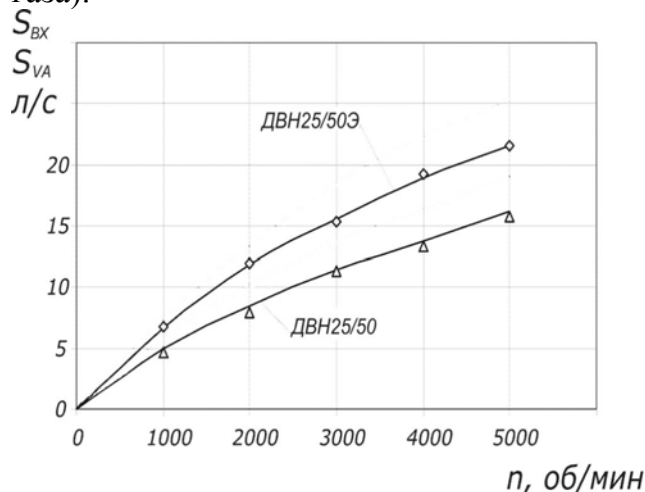


**Рис. 1.** Ротора ДВН типа Рутс с эллиптическим профилем

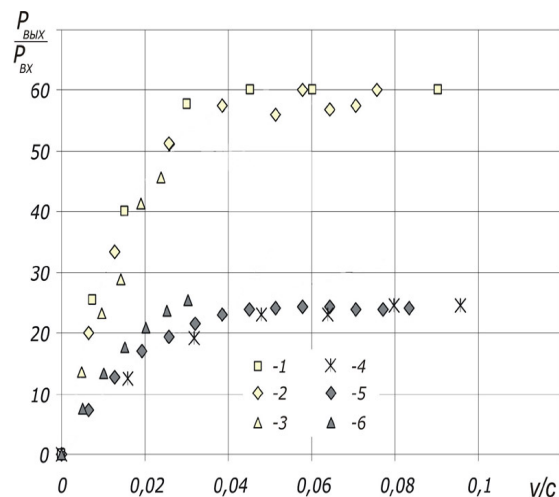
В работе [1] были получены соотношения  $b/a=0,87$  и  $r/a=0,66$ , обеспечивающие максимальное значение  $\chi$  - коэффициента использования рабочего объема при минимальных перетеканиях через межроторный канал.

Для экспериментального исследования были изготовлены насосы ДВН-25 и ДВН-25Э. Длина роторов насосов 50 мм. Профиль роторов ДВН-25 серийный ОАО «Вакууммаш», профиль роторов ДВН-25Э эллиптический с представленным выше значениями  $b/a$  и  $r/a$ .

Были проведены экспериментальные исследования этих насосов и получены кривые  $S_{BX} = f(P_{BX})$  и  $(P_{BЫЛX}/P_{BX}) = f(P_{BЫЛX})$ , на основании которых построены зависимости  $S_{BX \max} = f(n)$  и  $(P_{BЫЛX}/P_{BX})_{\max} = f(V/C)$  ( $V$  - линейная скорость на головке ротора,  $C$  - среднеарифметическая тепловая скорость молекул газа).



**Рис. 2.** Экспериментальные значения максимальной скорости действия ДВН-25/50 и ДВН-25/50Э по воздуху при  $S_{ф.НОМ} = 1$  л/с



**Рис. 3.** Экспериментальные значения максимальной степени повышения давления насосов ДВН-25/50Э (1-аргон, 2-воздух, 3-гелий) и ДВН-25/50 (4-аргон, 5-воздух, 6-гелий)

На рис. 2 представлены зависимости максимальной скорости действия насосов ДВН-25/50 и ДВН-25/50Э от частоты вращения роторов. Скорость действия насоса ДВН-25Э с эллиптическим профилем роторов при паспортной частоте вращения ( $n=3000$  об/мин) для номинальной скорости действия форвакуумного насоса  $S_{ф.НОМ} = 1$  л/с почти на 40% выше по сравнению со скоростью действия насоса ДВН-25. Для  $S_{ф.НОМ} = 5$  л/с выигрыш составляет более 15%. При этом диаметр ротора насоса ДВН-25Э меньше по сравнению с ДВН-25.

При измерении степени повышения давления эксперименты были проведены для разных газов: аргон, воздух, гелий. Из рис.3 видно, что степень повышения давления (по воздуху) насоса ДВН-25Э в 2,7 раза выше при паспортной частоте вращения роторов, чем у насоса ДВН-25. Это обусловлено тем, что перетекания в межроторном зазоре с выхода на вход в насосе ДВН-25Э меньше, чем у ДВН-25. Уменьшение перетеканий достигнуто за счет оптимизации эллиптического профиля роторов насоса ДВН-25Э.

## Литература

1. Переведенцев Н.М., Биколов Э.Р., Бурмистров А.В., Бронштейн М.Д. К выбору оптимальных параметров эллиптического профиля// Материалы II Российской студенческой научно-техн. конфер. «Вакуумная техника и технология». – Казань, 2005, С. 60 -61.

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ ВХОДНОЙ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ КУЛАЧКОВО-ЗУБЧАТОГО ВАКУУМНОГО НАСОСА

С.Н. Лебедев, А.Р. Валеев, С.И. Саликеев, А.В. Бурмистров  
 КГТУ, Казань, ул. К. Маркса, 68. E-mail: sergey-2104@rambler.ru

Сопротивления входного и выходного тракта бесконтактных насосов, наряду с перетеканиями через щелевые каналы в роторном механизме, являются основными параметрами, определяющими откачные характеристики данных насосов. Эта работа посвящена экспериментальному исследованию сопротивления входного патрубка кулачково-зубчатого вакуумного насоса (КЗВН). В литературе по компрессорной технике [1, 2] предлагается определять сопротивление входного патрубка, в зависимости от числа Рейнольдса, через коэффициент расхода  $\mu$ . Этот коэффициент представляет собой отношение массового расхода через входной тракт  $G_p$  к расходу через круглую диафрагму  $G_d$ , с площадью, равной площади окна всасывания  $f$ .

С целью получения зависимости  $\mu = f(Re)$  для КЗВН был разработан и изготовлен стенд, вакуумная схема которого представлена на рис. 1.

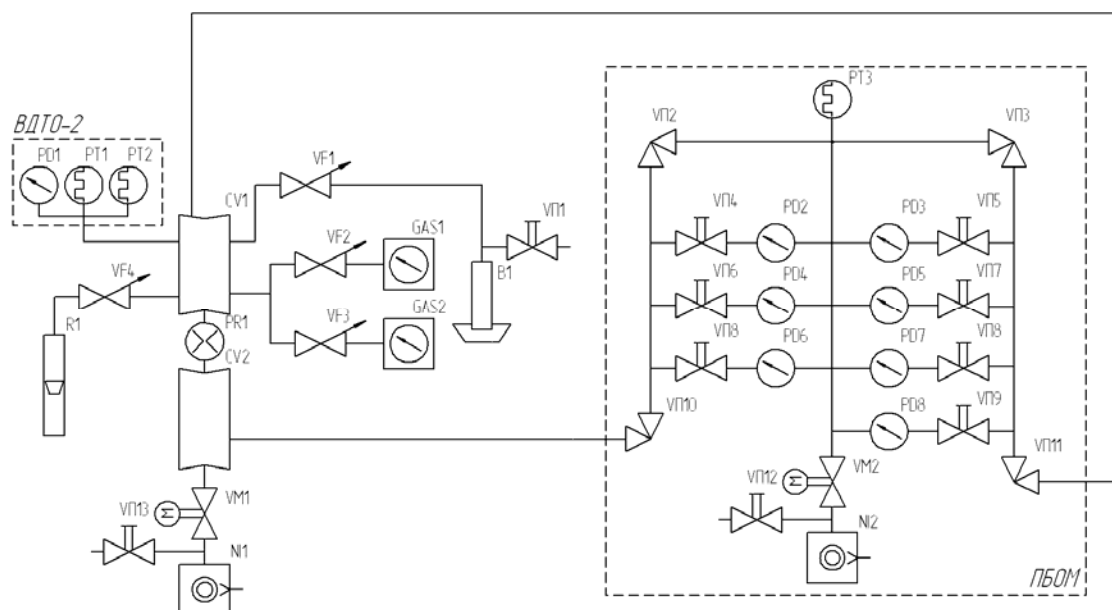


Рис. 1. Вакуумная схема стенда

Стенд состоит из ячейки PR1 (корпус, ротор и промежуточная крышка идентичны соответствующим деталям КЗВН). Для определения давления в камере CV1 используется вакуумметр ВДТО-2. Также для измерения давления в камерах CV1, CV2 имеется передвижной блок оптических манометров (ПБОМ). Расход газа, напускаемого в вакуумную систему, измеряется с помощью бюрет-

ки В1, ротаметра R1 или газовых счетчиков GAS1, GAS2, в зависимости от величины. Для регулирования расхода воздуха в камеры CV1 используются натекатели VF1-VF4. Общий вид ячейки представлен на рис. 2. Замеры проводились в четырех положениях ротора:  $\alpha = 39^\circ$ ;  $65,5^\circ$ ;  $100^\circ$ ;  $117^\circ$ .

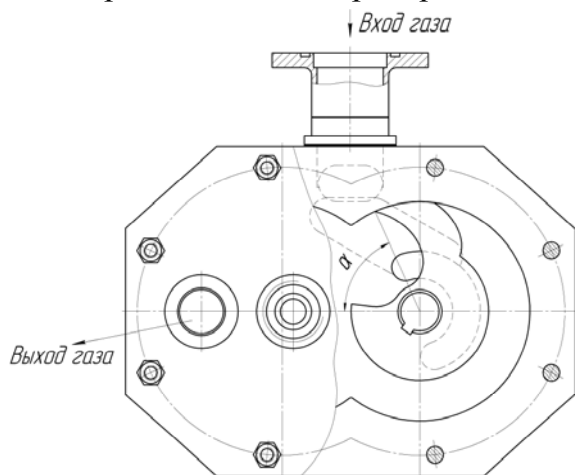


Рис. 2. Ячейка для измерения сопротивления входного тракта КЗВН

Критерий Рейнольдса определялся по формуле

$$Re = 4G_p / \Pi \eta, \quad (1)$$

где  $\Pi$  – периметр окна всасывания,  $\eta$  – коэффициент динамической вязкости.

Массовый расход через диафрагму рассчитывался по формуле [3]

$$G_d = f \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_0 \rho_0 \left[ \left( \frac{p}{p_0} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{p}{p_0} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}, \quad (2)$$

где  $k$  – показатель адиабаты,  $p_0$  и  $\rho_0$  – давление и плотность на входе в канал,  $p$  – давление на выходе из канала.

На рис. 3, 4 представлены полученные экспериментальные зависимости коэффициента расхода, от числа Рейнольдса и угла поворота ротора  $\alpha$ .

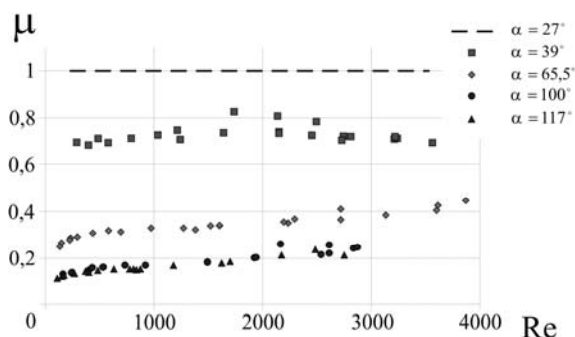


Рис. 3. Зависимость коэффициента расхода от числа Рейнольдса

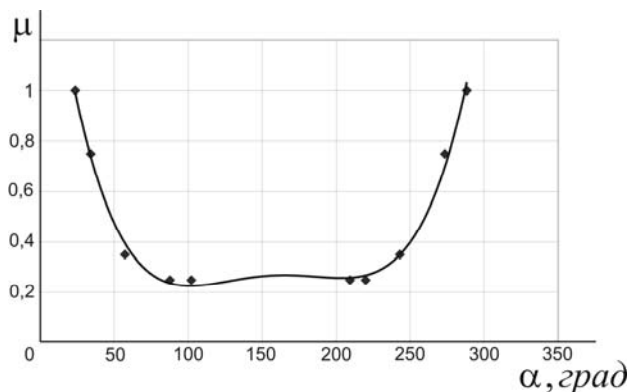


Рис. 4. Усредненные значения коэффициента расхода в зависимости от угла поворота ротора: маркеры – усредненные значения коэффициента расхода, линия – аппроксимация экспериментальных данных.

Полученная зависимость  $\mu = f(\alpha)$  позволила дополнить математическую модель расчета откачных характеристик КЗВН.

## Литература

1. Хисамеев И.Г., Максимов В.А. Двухроторные винтовые и прямозубые компрессоры.- Казань, ФЭН, 2000. - 637 с.



- Ибраев А.М. Повышение эффективности работы роторных нагнетателей внешнего сжатия на основе анализа влияния геометрических параметров на их характеристики. - Дисс. канд. тех. наук, Казань, 1987. - 208 с.
- Поршневые компрессоры. Теория и расчет/ П.И. Пластинин – М.: Колос, 2000. - 455 с.

## **РАСПРЕДЕЛЕНИЕ СТЕПЕНЕЙ ПОВЫШЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ ПО СТУПЕНЯМ ПАРОЭЖЕКТОРНОГО НАСОСА**

***К.Н. Пайдаркина, М.Г. Фомина***

*КГТУ, Казань, ул. К.Маркса, 68. E-mail: marfo@kstu.ru*

Простота конструкции, малая трудоемкость изготовления, низкая стоимость, высокая надежность работы определяют широкое применение пароструйных вакуумных насосов в самых разнообразных областях промышленности, техники и научных исследований.

Широкое применение в качестве откачного оборудования нашли пароводяные эжекторные насосы. Для создания больших степеней повышения давления откачиваемого газа используют многоступенчатые насосы, состоящие из последовательно соединенных эжекторных ступеней с промежуточными конденсаторами. Общая степень повышения давления в насосе создается всеми эжекторными ступенями. В связи с этим большое значение приобретает вопрос о распределении степеней повышения давления по ступеням, так как это определяет расход рабочего пара.

Распределение по ступеням можно производить, принимая степени повышения давления во всех ступенях одинаковыми. От такого распределения, однако, часто приходится отступать, т.к. нужно учитывать условия работы конденсаторов (температуру охлаждающей воды).

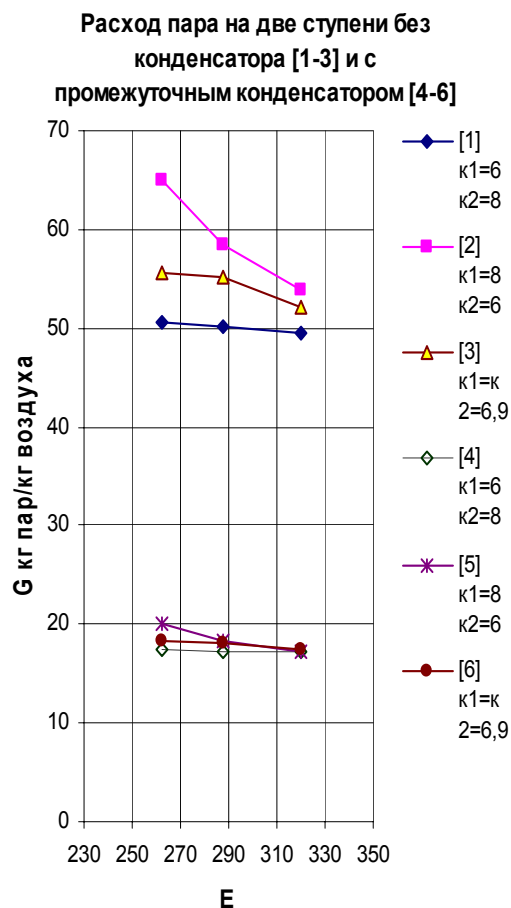
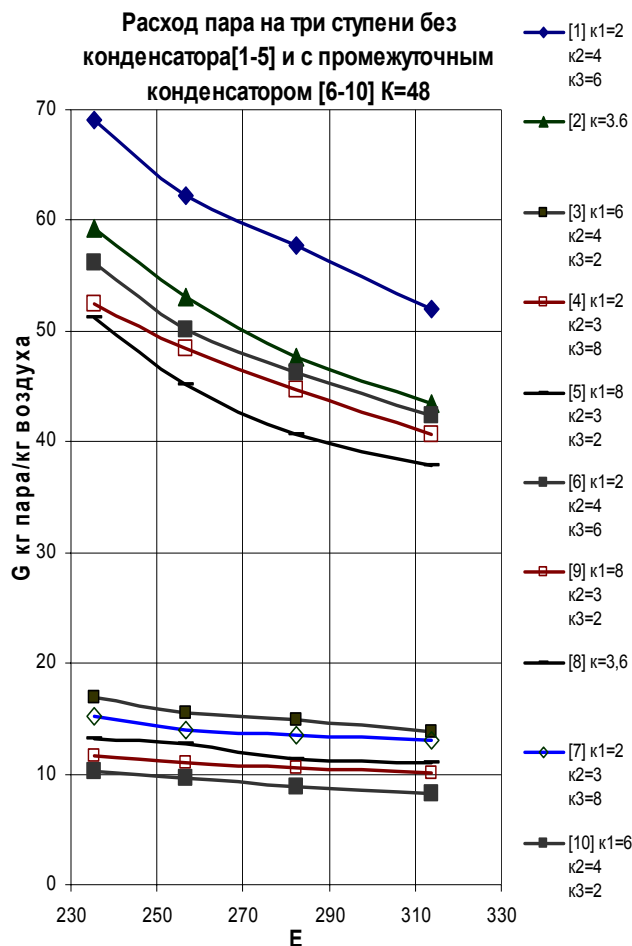
Для решения вопроса о распределении степеней повышения давления по ступеням приходится перебирать большое число различных вариантов в связи с отсутствием надежного метода расчета ступеней [1].

Проведенный расчет основан на данных о коэффициенте эжекции, приведенных в [2]. Для примера рассмотрены двух- и трехступенчатые насосы с общей степенью повышения давления, равной 48. Предполагается, что давление рабочего пара  $P_{пара}$  на всех ступенях насоса одинаково (в расчетах 600000 Па). Дается общая степень повышения давления  $K = P_{вых}/P_{вх}$  всего насоса, определяется возможное число ступеней  $n$ , для них выбираются возможные сочетания степеней повышения давления  $K_1, K_2, \dots, K_n$ . Таким образом, перебирая все возможные сочетания степеней повышения давления, рассчитывается общий расход пара на все ступени. В работе в качестве откачиваемой среды взят сухой воздух, температура охлаждающей воды в конденсаторах 35°C.

На графиках представлены результаты расчетов в виде зависимости удельного расхода пара (на 1 кг сухого воздуха) от степени расширения пара в первой ступени  $E_1 = P_{пара}/P_{вх1}$ .

По проделанной работе можно сделать следующие выводы:

1. Расход пара на ступени парозежекторного насоса с промежуточными конденсаторами значительно меньше, чем расход пара на те же ступени без промежуточных конденсаторов.
2. Для ступеней с промежуточными конденсаторами наилучшим является вариант с максимально возможным количеством ступеней. Из графиков: видно, что для трехступенчатых насосов со степенью повышения давления первой ступени, большей 3 ( $K_1=6, K_2=4, K_3=2$ ;  $K_1=8, K_2=3, K_3=2$  и  $K_1=K_2=K_3=3,6$ ), расход пара минимален. Также представлены расчетные данные для насосов со степенью повышения давления первой ступени, равной 2 ( $K=2, K_2=4, K_3=6$ ;  $K_1=2, K_2=3, K_3=8$ ). В таком насосе конденсатор ставится только после второй ступени, поэтому на графике кривые для таких насосов идут выше, чем для остальных. Рекомендуется для трехступенчатых насосов с промежуточными конденсаторами выбирать степени повышения давления ступеней по убыванию их значений.



## Литература

1. В.Г.Жаринов, А.Н.Спектор, Э.Д.Кожевникова Распределение степеней сжатия по ступеням пароводяного эжекторного насоса //Вакуумная техника: Научно-технический сборник: Казань, Татарское книжное изд-во, 1970.- С.135-145.

2. В.М. Рамм. Пароструйные вакуум-эжекционные установки. - М., Госхимиздат, 1949. – 85 с.

## ПРОФИЛИРОВАНИЕ КУЛАЧКОВО-ЗУБЧАТОГО НАСОСА (КЗВН)

*А.Л. Сычёв, С.И. Саликеев, М.Д. Бронштейн*

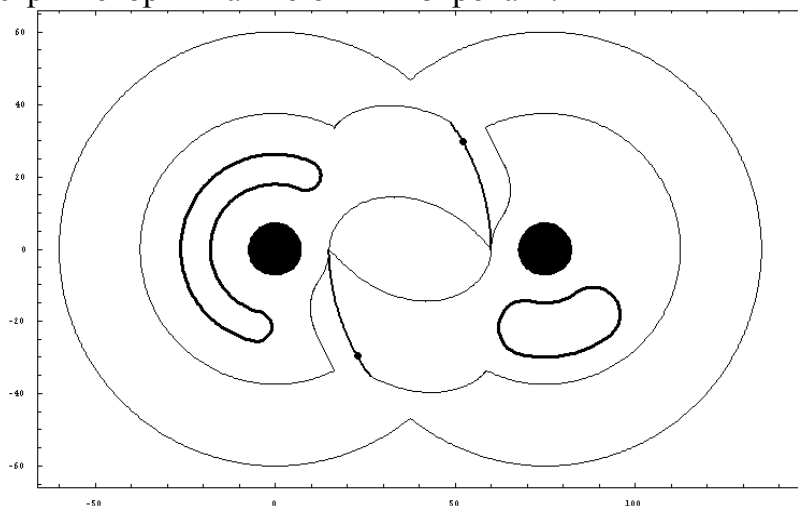
*КГТУ, Казань, ул. К. Маркса, 68. E-mail: burm@kstu.ru*

КЗВН – это двухроторный, механический, средневакуумный, объёмно-скоростной насос с внутренним сжатием, в котором рабочий процесс складывается из прямой объёмной откачки (за счёт переноса роторами отсечённых объёмов с входа на выход) и скоростных обратных перетеканий через зазоры роторного механизма. Вакуумные насосы с внутренним сжатием, отличаются более совершенным рабочим процессом и, следовательно, более экономичны по сравнению с вакуумными насосами с внешним сжатием. Основные достоинства КЗВН – быстроходность, надёжность работы, полная уравнированность, отсутствие клапанов, простота конструкции, обеспечение безмасляного откачивания газа, отсутствие шума при работе.

Быстрота действия КЗВН не превышает 200 л/с, а максимальная степень сжатия составляет 50.

Благодаря обеспечению безмасляного откачивания газа область применения этого насоса распространяется на медицину, пищевую промышленность, авиацию, работу в шахтах и т. д.

Для улучшения откачных параметров двухроторного вакуумного насоса (ДВН) важно подобрать оптимальный профиль ротора – это одна из целей данной работы. Профиль зуба ротора образуется дугами двух эпициклоид и окружности, параметры которых важно оптимизировать.



Также необходимо оптимизировать расположение и размеры окон всасывания и нагнетания, находящихся в торцевых крышках насоса.

Цель профилирования включает в себя два аспекта: повышение эксплуатационных характеристик (уменьшение материалоемкости, энергозатрат, повы-

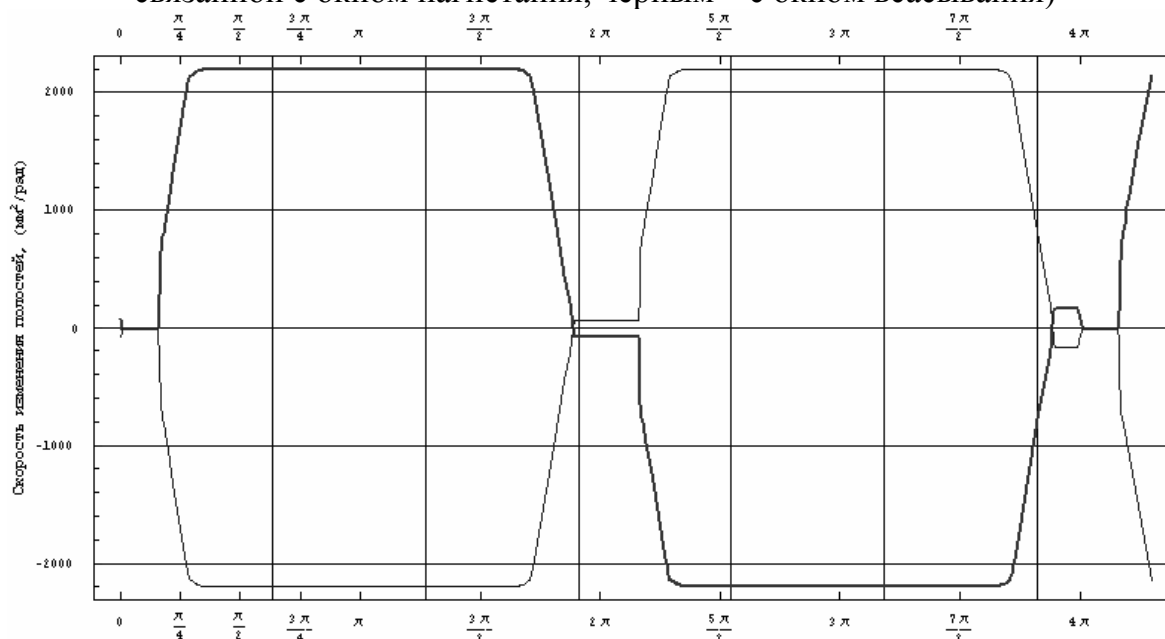
шение производительности); совершенствование технологии изготовления (возможность создания роторов на станках с программным управлением). Поскольку число параметров подлежащих оптимизации превышает два десятка, то в данной работе будут рассмотрены лишь некоторые из приведённых задач.

Для расчёта геометрии насоса и определения давления для различных углов поворота роторов использовался пакет Mathematica. На графике приведён пример для типичной геометрии насоса.

### График изменения скорости сжатия газа в зависимости от угла поворота роторов

(серым цветом показано изменение области,

связанной с окном нагнетания, чёрным – с окном всасывания)



### Литература

1. **Механические вакуумные насосы.** Е. С. Фролов, И. В. Автономова, В. И. Васильев и др.: Машиностроение, 1989. – 288 с.: ил.
2. **Вакуумная техника:** Справочник/ Е. С. Фролов, В. Е. Минайчев, А. Т. Александрова и др.; под общей редакцией Е. С. Фролова, В. Е. Минайчева. – М.: Машиностроение, 1985. – 360 с.: ил.
3. **Программный пакет Mathematica 5.2** с приложениями от производителя пакета Wolfram Research.

---

**РАЗРАБОТКА ПЕРИСТАЛЬТИЧЕСКОГО НАСОСА**

***Р.А. Шестопалов, Р.Т. Галяутдинов***

*КГТУ, Казань, ул. К. Маркса, 68. E-mail: raf7g@mail.ru*

Перистальтические насосы интенсивно используются в химико-фармацевтической, микробиологической промышленности, биотехнологии, медицине, электронике, гальванике и их дальнейшее усовершенствование является актуальной проблемой. Перистальтические шланговые насосы предназначены для перекачки и дозирования жидкостей, в том числе агрессивных и стерильных, в лабораторных и промышленных условиях.

В данной работе рассмотрено использование перистальтического насоса в медицине, а так же его характеристики в зависимости от следующих параметров: изменение скорости вращения ротора, изменение диаметра трубки и изменение значения регулятора усилия прижима трубки.

В медицине к перистальтическому насосу предъявляются следующие требования: электропитание – 220 В; мах мощность – до 150 Вт; скорость прокачки –  $1,6 \div 160$  об/мин; перепад давления –  $100 \div 20$  КПа; диапазон регулирования расхода –  $0,5 \div 50$  л/час; внутренний диаметр трубки –  $0,13 \div 3,17$  мм; толщина стенок трубки –  $0,91 \div 0,86$  мм.

Целью работы является разработка и исследование перистальтического насоса для сокращения времени откачки агрессивных и стерильных жидкостей.

При вращении ротора, ролик пережимает трубку, расположенную по окружности внутри корпуса и выдавливает перекачиваемую жидкость в магистраль. За роликом, трубка восстанавливает свою форму и, в результате разрежения в ней, всасывает жидкость. Частицы вдавливаются в эластичный внутренний слой трубки, затем выталкиваются в поток, не повреждая трубки.

Разработан стенд, на котором исследованы технические характеристики перистальтического насоса: перепад давления, расход жидкости, скорость прокачки.

В работе подобраны оптимальные параметры (диаметр трубки - от 2 до 20 мм, значение регулятора усилия прижима трубки, скорость вращения ротора - от 1,6 до 35 об/мин), приводящих к сокращению времени процесса откачивания вышеперечисленных жидкостей перистальтическим насосом, а так же в проверке качества работы после модернизации и в выработке рекомендаций по его дальнейшей эксплуатации.

В результате изучения характеристик и конструкции появилась возможность улучшения производственных характеристик перистальтического насоса для расширения области его использования. В следствии этого подобраны оптимальные параметры: скорость вращения ротора, диаметр трубки и значение регулятора усилия прижима для оптимальной работы перистальтического насоса, удовлетворяющие медицинским требованиям.

## СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОМПЬЮТЕРНОЙ СИСТЕМЫ ДИАГНОСТИКИ ТМН

*Е.В. Анискин, В.Ю. Курбатов, К.Е. Демихов, Е.А. Деулин*

*МГТУ имени Н.Э. Баумана, Москва, 2-ая Бауманская, 5. E-mail: deulin@bmstu.ru*

Известно, что основной частью ТМН является ротор приводимый в движение асинхронным двигателем (АД), при этом наименее надежным элементом ТМН является шарикоподшипниковый узел, но до последнего времени не создано системы прогнозирования отказов ТМН.

В существующих системах диагностики механизмов [1] обычно исследуется вибрация и нагружающий момент.

В создаваемой системе диагностики ТМН измерение момента сопротивления затруднено совмещенным использованием в одном вакуумированном объеме насоса рабочего ротора насоса с ротором АД. Другая сложность создания системы – отсутствие штатного датчика частоты вращения ротора, которую в создаваемой системе необходимо увязывать с амплитудой и частотой колебаний (вибрацией) возникающих и изменяющихся в процессе работы насоса.

На кафедре «Электронное машиностроение» МГТУ им. Н.Э. Баумана разрабатывается система диагностики турбомолекулярных вакуумных насосов (ТМН), основанная на том, что помимо традиционных измерений параметров вибрации, используется энергетический подход к диагностированию состояния подшипниковых узлов, связывающий изменение потребляемой насосом электрической мощности с изменением момента сопротивления на роторе ТМН.

В создаваемой системе диагностики ТМН используются как стандартные (датчик вибрации, датчик давления) [2] так и новые, разработанные авторами датчики (датчик мощности, датчик частоты оборотов и др.).

В создаваемой системе сигналы вибрации измеряемые на корпусе насоса позволяют контролировать значения амплитуд на характерных, для данного типа диагностируемого подшипникового узла, частотах вибрационного спектра. Авторами рассчитана характерная частота контактирования, определяемая схемой взаимодействия элементов шарикоподшипникового узла в процессе работы.

Принципиальная схема работы системы диагностики представлен на рис.

1.



Рис. 1. Принципиальная схема

Параметры контролируемого ТМН (давление на впускном фланце, потребляемая электрическая мощность, а так же сигнал с датчика оборотов) поступающие с соответствующих датчиков с помощью АЦП поступают в программное обеспечение системы диагностики.

Оригинальной частью данной работы является программа, позволяющая путем анализа имеющихся данных на основании некоторой математической модели сделать прогноз о состоянии шарикоподшипникового узла.

Экспериментальное исследование ТМН и предварительная проверка программы производились на калибровочном стенде позволяющем фиксировать корреляционные зависимости между параметрами «мощность-давление-частота вращения ротора».

В результате проведения экспериментов на основании результатов изменения мощности, затрачиваемой АД ТМН удалось использовать разработанную авторами методику оценки корреляционной связи между накопленной работой, затраченной на износ шарикоподшипников ТМН и весом продуктов износа на данный период эксплуатации ТМН.

#### **Литература**

1. Деулин Е.А., Пересадько А.Г. Диагностика и прогнозирование отказов механических элементов вакуумного оборудования, Контроль. Диагностика. 5.1998, с 21-27
2. M.S. Basmanov, E.A. Deulin, E.A. Ivchenco. System of Turbomolecular Pump (TMP) Failure Predicting as a Result of Friction Wear/ Automotive and Industrial Lubrication/: Technische Akademie Esslingen Hrsg: Wilfreid J. Bartz, -Ostfildern: TAE, Book of Syn. 2006.- p.229.

### **ПРИНЦИП ДИАГНОСТИКИ ВАКУУМНЫХ МЕХАНИЗМОВ ОСНОВАННЫЙ НА АНАЛИЗЕ ОСТАТОЧНОГО ДАВЛЕНИЯ**

***К.П. Барский, Е.Е. Анискин, Е.А. Деулин, В.П. Михайлов***

*МГТУ имени Н.Э. Баумана, Москва, 2-ая Бауманская, 5.*

*E-mail: barskynet@mail.ru, deulin@bmstu.ru*

Разрабатываемая авторами система диагностики использует взаимосвязь процесса износа вакуумных механизмов с остаточным давлением и позволяет по накопленной в базе данных информации оценивать уровень изношенности вакуумного механизма и прогнозируемое системой время наработки на отказ.

На использовании этой зависимости и накоплении измеренных результатов основана методика расчета износа механизма как функции измеряемого потока газовыделения:

$$Q=A_a \cdot q \quad (1)$$

где:  $A_a$ - площадь контакта,  $q$  – удельный поток газовыделения.

В разрабатываемой системе упомянутая ф.(1) зависимость используется для основных типов механизмов, работающих в СВВ технологическом оборудовании. Рассмотрим выражения для оценки параметра  $q$  в различных парах трения:

1. Винтовая резьбовая пара

$$q = (2855.1 V_{\text{ск}} + 0.016P + 0.68 V_{\text{ск}} \cdot P_k) \cdot 10^{-8} \text{ (м}^3\text{Па/с}\cdot\text{м}^2\text{)}.$$

где  $V_{\text{ск}}$  - скорость скольжения (диапазон скоростей скольжения

$$V_{\text{ск}} = (0.0001 \div 0.004) \text{ м/с}$$

Диапазон давлений в контакт:

$$P = (9.8 \div 490) \text{ МПа}$$

Расчет показывает, что удельный поток газовой выделения с единицы площади контакта винтовой пары находится в диапазоне:

$$q_{\min} = (2855.1 \cdot 0.0001 + 0.016 \cdot 9.8 + 0.68 \cdot 0.0001 \cdot 9.8) \cdot 10^{-8} = 0.443 \cdot 10^{-8} \text{ (м}^3\text{Па/с}\cdot\text{м}^2\text{)}$$

$$q_{\max} = (2855.1 \cdot 0.004 + 0.016 \cdot 490 + 0.68 \cdot 0.004 \cdot 490) \cdot 10^{-8} = 20.59 \cdot 10^{-8} \text{ (м}^3\text{Па/с}\cdot\text{м}^2\text{)}$$

2. Опора скольжения вал-втулка

Диапазон скоростей скольжения

$$V_{\text{ск}} = (0.04 \div 0.83) \text{ м/с}$$

Диапазон давлений в контакте

$$P = (5 \div 150) \text{ МПа}$$

Площадь контакта

$$A_a = 2R_2 \cdot l \cdot \sin \varphi_0, \text{ где } R_2 - \text{ радиус вала, } l - \text{ длина втулки}$$

Удельный поток газовой выделения с единицы площади

$$q_{\min} = (10.6 - 0.2 \cdot 0.04 - 4.6 \cdot 5 + 0.6 \cdot 25 + 3.9 \cdot 5 \cdot 0.04) \cdot 10^{-3} = 3.372 \cdot 10^{-3} \text{ (м}^3\text{Па/с}\cdot\text{м}^2\text{)}$$

$$q_{\max} = (10.6 - 0.2 \cdot 0.83 - 4.6 \cdot 150 + 0.6 \cdot 150^2 + 3.9 \cdot 150 \cdot 0.83) \cdot 10^{-3} = 13.3 \text{ (М}^3\text{Па/с}\cdot\text{м}^2\text{)}$$

3. Волновая передача с зубчатым зацеплением

Диапазон скоростей скольжения

$$V_{\text{ск}} = (0 \div 0.045) \text{ м/с}$$

Диапазон давлений в контакте

$$P = (1 \div 14.2) \text{ МПа}$$

Площадь контакта

$$A_a = 0.35 Z_{\text{ж}} \cdot B \cdot H_g, \text{ где } Z_{\text{ж}} - \text{ число зубьев жесткого колеса, } H_g - \text{ полная глубина захода зуба.}$$

Удельный поток газовой выделения с единицы площади

$$q_{\min} = (0.023 + 53.48) \cdot 10^{-3} = 0.023 \cdot 10^{-3} \text{ (м}^3\text{Па/с}\cdot\text{м}^2\text{)}$$

$$q_{\max} = (0.0230 \cdot 14.2 + 53.48 \cdot 0.045 + 1.07 \cdot 0.045 \cdot 14.2) \cdot 10^{-3} = 3.42 \cdot 10^{-3} \text{ (м}^3\text{Па/с}\cdot\text{м}^2\text{)}$$

4. Шарикоподшипник

Диапазон скоростей скольжения

$$V_{\text{ск}} = (0.01 \div 0.05) \text{ м/с}$$

Диапазон давлений в контакте

$$P = (500 \div 700) \text{ МПа}$$

Площадь контакта

$$A_a = \pi \cdot \rho^2, \text{ где } \rho - \text{ радиус круга контакта,}$$

Удельный поток газовой выделения с единицы площади



$$q_{\min} = (4 - 582.2 \cdot 0.01 - 0.007 \cdot 500 + 1.27 \cdot 500 \cdot 0.01) \cdot 10^{-1} = 1.028 \cdot 10^{-1} \text{ (м}^3\text{Па/с} \cdot \text{м}^2\text{)}$$

$$q_{\max} = (4 - 582.2 \cdot 0.05 - 0.007 \cdot 700 + 1.27 \cdot 700 \cdot 0.05) \cdot 10^{-1} = 1.444 \text{ (м}^3\text{Па/с} \cdot \text{м}^2\text{)}$$

Как мы видим, разработанная модель содержит основные параметры трения: площадь контакта, нормальная нагрузка, скорость скольжения.

Была произведена оценка момента сопротивления для несоосного планетарно-поступательного ввода движения. Теоретически показана связь потока газовой выделения с частотами контактирования элементов СВВ. Эксперименты и теоретический расчет показывают, что амплитуда колебаний измеряемых сигналов по параметрам Р и уровень вибрации на базовой частоте диагностируемого механизма, связаны с качеством сборки механических узлов, что является, на наш взгляд, новым научным результатом работы.

## **РАЗРАБОТКА АППАРАТНОЙ ЧАСТИ КОМПЬЮТЕРНОЙ СИСТЕМЫ ДИАГНОСТИКИ ТМН**

***В.Ю. Курбатов, Е.Е. Анискин, К.Е. Демихов, Е.А. Деулин***

*МГТУ имени Н.Э. Баумана, Москва, 2-ая Бауманская, 5. E-mail: k.vu@mail.ru*

Проблема продления ресурса дорогостоящего вакуумного актуальна для всех промышленно развитых стран, при этом для России она постоянно возрастает в последние 10-20 лет в связи со снижением объемов восполнения выводимого из эксплуатации вакуумного оборудования.

При работе с подобным оборудованием, возникает необходимость оценки остаточного ресурса наиболее сложных и дорогостоящих элементов высоко- и сверхвысоковакуумного оборудования [1], к числу которых относятся турбомолекулярные вакуумные насосы (ТМН). К примеру подобного оборудования можно отнести установки термоядерного синтеза типа Токамак.

Оценка остаточного ресурса механизмов такого оборудования подразумевает не только определение текущего состояния наиболее уязвимого узла, но отыскание параметров, дающих представление о состоянии объекта в любой момент в течение всего срока его эксплуатации. Для оценки остаточного ресурса наибольшую важность представляют процессы трения, происходящие во вращающихся частях механизмов. В турбомолекулярных вакуумных насосах процесс трения происходит только в используемых там шарикоподшипниках, при этом задача оценки остаточного ресурса заключается не столько в представлении математической модели функционирования ШП узла и определении параметров процесса трения, сколько в измерении набора параметров, необходимых для оценки остаточного ресурса.

Невозможность установки датчиков вибрации и частоты непосредственно на ШП узле привела разработчиков данной системы диагностики к необходимости оценки состояния ТМН путем использования косвенных параметров. Показано, что одним из рекомендуемых к использованию параметров служит амплитуда вибрации [2], которая, хотя и не позволяет напрямую определять остаточный ресурс ТМН, но позволяет дать оценку состояния ТМН на текущий момент.

Принцип работы создаваемой комплексной системы диагностики основан на получении и обработке текущей информации о режимах работы двигателя ТМН при помощи системы электронных блоков, разработанных и созданных Курбатовым В.Ю. в МГТУ им. Н.Э. Баумана (рис. 1), а также программного обеспечения, необходимого для обработки информации, разработанной Анискиным Е.Е.



**Рис. 1.** Электронные блоки системы диагностики.

В отличие от традиционных конструкций механизмов с большими скоростями вращения, имеющих раздельную подвеску ротора и двигателя, ТМН обладает конструктивной особенностью, предусматривающей расположение двигателя непосредственно на валу ротора, что затрудняет измерение момента на валу двигателя.

Предлагаемая авторами система диагностики использует как стандартные датчики вибрации и давления, так и нестандартные датчики частоты, а также принципиально новое устройство снятия сигнала мощности, позволяющее в сочетании с нестандартной методикой расчета и оригинальным программным обеспечением определить значение момента на валу двигателя ТМН и перейти к его сопоставлению с экспериментально найденным критерием отказа и к последующей оценке ожидаемого ресурса до момента возникновения аварийного отказа.

### **Литература**

1. Деулин Е.А., Пересадько А.Г. Диагностика и прогнозирование отказов механических элементов вакуумного оборудования., Контроль. Диагностика. 5. 1998, с.21-27.
2. Деулин Е.А., Басманов М.С. Системы вибродиагностики ТМН., Контроль. Диагностика. 7. 2004, с. 45-48.