

УСТАНОВЛЕНИЕ ЭФФЕКТИВНЫХ ОБЛАСТЕЙ ПРИМЕНЕНИЯ АКТИВНЫХ МЕТОДОВ ПОДАВЛЕНИЯ ВИБРАЦИЙ И ШУМА В ГИДРО- И ПНЕВМОПРИВОДАХ

Проанализированы причины возникновения шума и вибрации в гидро- пневмоприводах. Установлено спектр частот, возникающих в них. Рассмотрены устройства тушения шума и вибрации в системах гидро- пневмоприводов. Особое внимание уделено устройствам активной компенсации низкочастотного шума и вибрации, построенных по принципам схем с обратной связью и схем, работающих по возмущению. Установлены перспективные схемные решения таких приспособлений и эффективные области их применения.

Ключевые слова: вибрация, шум, гидропривод, пневмопривод, активные системы, гашения вибраций, тушения шума.

Андренко Павло Миколайович, доктор технічних наук, професор, кафедра гідропневмоавтоматики та гідроприводу, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Україна, e-mail: andrenko47@mail.ru.

Клітний Володимир Вікторович, кандидат технічних наук, доцент, кафедра деталей машин та прикладної механіки, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Україна, e-mail: vlad_klitnoy@ukr.net.

Андренко Павел Николаевич, доктор технических наук, профессор, кафедра гидропневмоавтоматики и гидропривода, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», Украина.

Клітний Володимир Вікторович, кандидат технічних наук, доцент, кафедра деталей машин та прикладної механіки, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Україна.

Andrenko Pavel, National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute», Ukraine, e-mail: andrenko47@mail.ru.

Klitnoi Vladimir, National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute», Ukraine, e-mail: vlad_klitnoy@ukr.net

УДК 621.515: 62-251: 62-762

DOI: 10.15587/2312-8372.2015.37319

**Гудков С. Н.,
Загорюлько А. В.**

РЕСУРСНЫЕ ИСПЫТАНИЯ ТОРЦОВОГО САЛЬНИКОВОГО УПЛОТНЕНИЯ С РЕВЕРСИВНЫМИ КАНАВКАМИ

В работе представлены результаты ресурсных испытаний торцового сальникового уплотнения с реверсивными канавками на опорной поверхности аксиально-подвижной втулки. Полученные результаты позволяют говорить об эффективности новой конструкции торцового сальникового уплотнения. Уплотнительный узел может использоваться при давлениях уплотняемой жидкости до 2 МПа, обеспечивая минимальные протечки и необходимый ресурс.

Ключевые слова: торцовое сальниковое уплотнение, пара трения, реверсивные канавки, податливое дно, гидродинамическое давление.

1. Введение

В условиях сравнительно низких значений показателя PV ($PV < 10$ МПа·м/с) сальниковые уплотнения остаются наиболее часто встречающимся типом уплотнений валов центробежных насосов общепромышленного назначения. Удачной альтернативой традиционным (радиальным) конструкциям сальниковых уплотнений являются торцовые сальниковые уплотнения, которые сочетают в себе принцип действия торцовых механических и радиальных сальниковых уплотнений. К основным преимуществам торцовых сальниковых уплотнений можно отнести: отсутствие требований прецизионной обработки пары трения, обусловленное применением в качестве одного из колец контактной пары податливой сальниковой набивки; высокую герметичность и долговечность уплотнительного узла, сравнимые с торцовыми механическими уплотнениями. Поэтому разработка и исследования новых конструкций торцовых сальниковых уплотнений, обеспечивающих минимальные протечки, потери мощности на трение и ресурс уплотнительного узла, является актуальным заданием.

2. Анализ литературных данных и постановка проблемы

Анализ литературных источников показал, что в ряде работ описываются методики расчета и экспериментального определения физико-механических свойств сальниковых набивок и герметичности уплотнительного узла [1–3]. Разработаны американские и европейские стандарты для сравнительных испытаний различных материалов сальниковых уплотнений [4–7]. Описаны методы лазерного текстурирования твердых поверхностей и оценено их влияние на упругогидродинамическую смазку пар трения [8, 9].

Следует отметить, что, несмотря на преимущества торцовых уплотнений с мягкой набивкой [4], пара трения традиционной конструкции торцового сальникового уплотнения, является существенно перегруженной. Это связано с тем, что сальниковая набивка 2, находящаяся в обойме 1, отжимается давлением уплотняемой жидкости p_1 от опорного диска 3, образуя по ширине пары трения два участка: конфузурный участок зазора и участок контакта, который играет основную роль герметизатора и является наиболее перегруженным (рис. 1, а).

В результате внешняя сила давления уплотняемой жидкости F_e , действующая на опорный диск, уравновешивается силами гидростатического p_s и контактного p_c давлений, возникающими в стыке пары трения. Длины участков зазора и контакта зависят от величины уплотняемого давления, усилия поджатия пружин и физико-механических свойств сальниковой набивки [10].

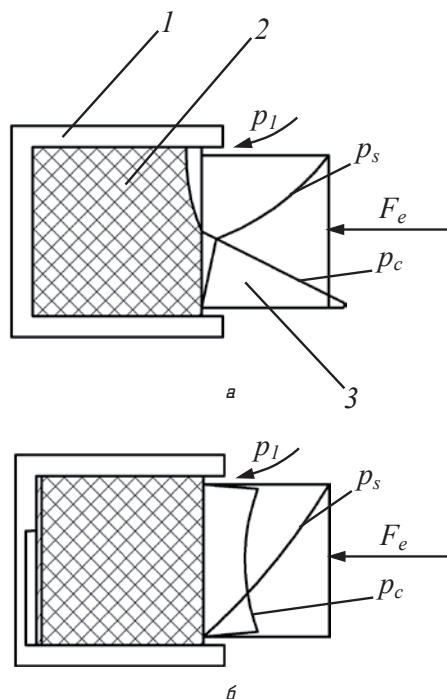


Рис. 1. Схема пары трения: а — традиционного торцового сальникового уплотнения; б — торцового сальникового уплотнения с податливым дном

Предыдущие исследования показали, что применение конструкции торцового сальникового уплотнения с податливым дном является одним из эффективных способов выравнивания эпюры контактного давления по ширине пары трения (рис. 1, б) [11]. Однако более существенной разгрузки контактной пары можно достичь только за счет создания дополнительной силы гидродинамического давления в зазоре уплотнительного узла. Так по аналогии с торцовыми гидродинамическими уплотнениями [12] этого можно добиться, выполняя на поверхности опорного диска профилированные канавки специальной геометрии, которые за счет создания гидродинамического давления могут уменьшить величину контактного давления, а также обеспечить обратное нагнетание части потока в уплотняемую среду. Эффективность таких способов разгрузки пары трения торцового сальникового уплотнения подтверждается численными и экспериментальными исследованиями [13, 14].

3. Объект, цель и задачи исследования

Объект исследования — процессы герметизации, трения, изнашивания, теплового состояния и приработки в контактной паре торцового сальникового уплотнения с реверсивными канавками.

Цель исследования — проверка работоспособности, герметичности и долговечности торцового сальникового уплотнения с реверсивными канавками.

Для достижения поставленной цели необходимо выполнить такие задачи:

1. Провести анализ существующих конструкций торцовых и сальниковых уплотнений, а также методов экспериментальной проверки их герметичности и долговечности.
2. Разработать конструкцию геометрии пары трения с податливым дном и реверсивными канавками, обеспечивающую герметичность и долговечность уплотнительного узла торцового сальникового уплотнения центробежного насоса.
3. Разработать экспериментальный стенд, методику проведения испытаний и исследовать герметичность и тепловое состояние уплотнения в зависимости от давления уплотняемой среды и времени испытания.

4. Описание экспериментального стенда и конструкции уплотнения

Для проверки работоспособности новой конструкции торцового сальникового уплотнения на экспериментальном стенде (рис. 2) проводились ее ресурсные испытания. Из бака 1 через фильтр 2 и гаситель пульсаций 4 плунжерным насосом 3 уплотняемая жидкость под давлением 0,4..2,0 МПа подавалась в корпус экспериментальной установки, выполненной на базе центробежного консольного насоса, в которую монтировался исследуемый узел уплотнения 6. Вал экспериментальной установки приводился во вращение асинхронным двигателем переменного тока мощностью 11 кВт, а частота вращения регулировалась с помощью преобразователя частоты 8 в диапазоне 0..3000 об/мин. Давление уплотняемой жидкости p_1 перед уплотнением контролировалось манометром 5, величина протечки через уплотнение в различные моменты времени в течение испытаний измерялась мерной емкостью 7, а температура обоймы уплотнения датчиком температуры 9.

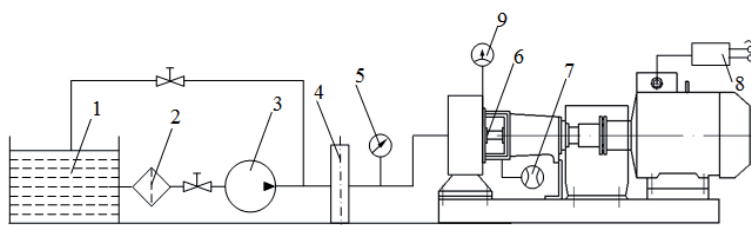


Рис. 2. Схема экспериментального стенда

В торцовом сальниковом уплотнении с реверсивными канавками на опорной поверхности аксиально-подвижной втулки 2 выполнены трапециевидные канавки 4 (рис. 3, а, б), открытые в сторону уплотняемой среды. Предварительное поджатие сальниковой набивки 1 аксиально-подвижной втулкой 2 осуществляется упругими элементами 3 (пружинами). Механизм работы уплотнения заключается в следующем, под действием давления уплотняемой среды аксиально-подвижная втулка 2 поджимается к сальниковой набивке 1. Набивка прогибается в кольцевую канавку, расположенную на дне гнезда обоймы и в трапециевидные канавки,

выполненные на опорной поверхности аксиально-подвижной втулки, выравнивая тем самым контактное давление и формируя необходимой формы микрокамеры, генерирующие при вращении вала дополнительное давление, разгружающее контактную пару. За счет специальной геометрии канавок и возможности нагнетания потока в окружном направлении, часть протечек возвращается обратно в уплотняемую полость. Геометрия канавок, выполненных на опорной поверхности аксиально-подвижной втулки торцового сальникового уплотнения, представлена на рис. 3, б. Пара трения — фторопластовая сальниковая набивка с графитовой пропиткой по аксиально-подвижной втулке из нержавеющей стали.

Ресурсные испытания проводились при следующих параметрах:

- уплотняемое давление $p_1 = 0,4$ МПа;
- скорость скольжения в паре трения $v = 6,5$ м/с;
- уплотняемая жидкость — вода.

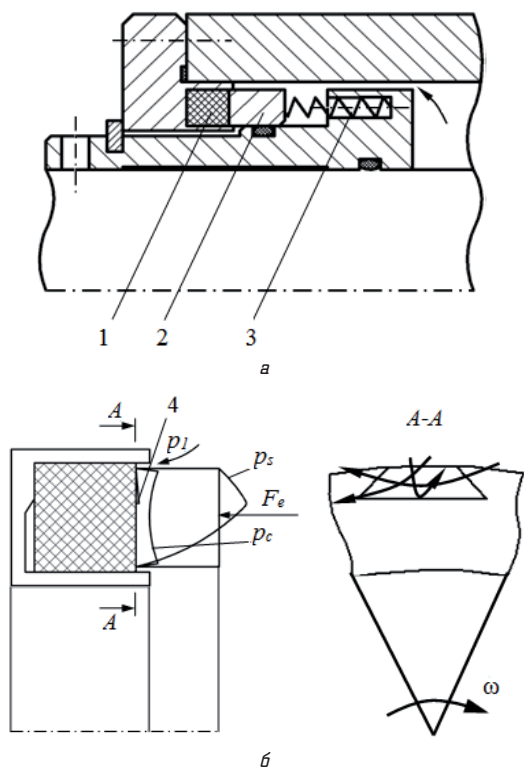


Рис. 3. Торцовое сальниковое уплотнение с реверсивными канавками: а — конструкция уплотнения; б — пара трения

5. Результаты ресурсных испытаний

После испытаний в течение 1000 часов была проведена ревизия торцового сальникового уплотнения. Визуальный осмотр колец уплотнения показал незначительный износ опорной поверхности аксиально-подвижного кольца. На рис. 4 представлены фотографии торцевой поверхности колец сальниковой набивки и аксиально-подвижной втулки. На рис. 5 показана зависимость протечек через уплотнение в зависимости от времени испытания. Испытания показали, что максимальная протечка через уплотнение 420 мл/ч

наблюдалась при пуске установки, это связано с необходимостью первоначальной опрессовки и приработки сальниковой набивки, обусловленной ее волнистостью и шероховатостью. Через 150–200 часов пара трения фактически приработалась, и протечка через уплотнение снизилась до 4 мл/ч, а при 630 часах — до 1 мл/ч. Увеличение величины протечки в конце испытаний связано с износом опорной поверхности и с изменением геометрии канавок.



Рис. 4. Пара трения торцового сальникового уплотнения с реверсивными канавками после испытания в течение 1000 часов

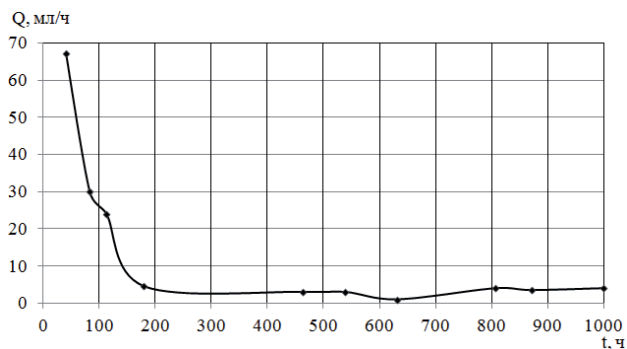


Рис. 5. Зависимость протечек через уплотнение от времени испытания

Немаловажным фактором, определяющим эффективность новой конструкции торцового сальникового уплотнения с реверсивными канавками, является диапазон изменения ее рабочих характеристик в зависимости от величины уплотняемого давления. В связи с этим были проведены дополнительные испытания данной конструкции уплотнения при изменении уплотняемого давления. На рис. 6, а, б показаны зависимости протечки и температуры обоймы новой конструкции торцового сальникового уплотнения от величины уплотняемого давления. Как видно из рис. 6 при увеличении уплотняемого давления протечка через уплотнение увеличивается незначительно и при давлении 2 МПа не превышает 20 мл/ч. При этом температура обоймы увеличивается, а при давлениях 1,6–2 МПа стабилизируется, не превышая значение 60 °С, что еще раз подтверждает эффективность новой конструкции уплотнительного узла.

Как известно сальниковые уплотнения являются контактным типом уплотнений, поэтому на их работоспособность большое влияние оказывает температура контактных поверхностей уплотнения [15]. Повышенная температура приводит к выгоранию пропитки сальниковой набивки, следовательно, приводит к ее разрушению и выходу уплотнения из строя.

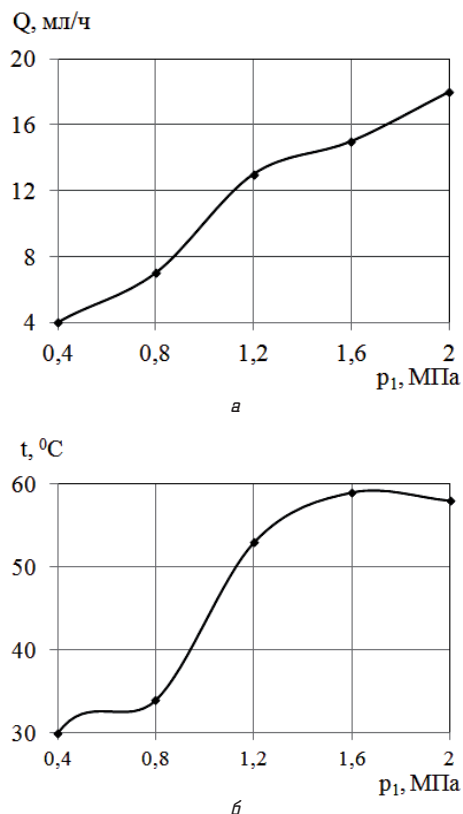


Рис. 6. Зависимость протечек (а) и температуры обложки (б) торцового сальникового уплотнения от величины уплотняемого давления

6. Обсуждение результатов исследования торцового сальникового уплотнения с реверсивными канавками

Разработана конструкция торцового сальникового уплотнения с реверсивными канавками, позволяющая за счет гидродинамической разгрузки пары трения и обратного нагнетания части потока в уплотняемую среду, снизить величину протечки, трение и изнашивание, а также существенно расширить рабочие параметры (уплотняемое давление и скорость скольжения) пары трения уплотнительного узла. Ресурсные испытания подтвердили работоспособность, герметичность и долговечность новой конструкции уплотнения, которая может использоваться для насосов общепромышленного назначения, перекачивающих химические и нейтральные жидкости.

В дальнейших исследованиях необходимо руководствоваться международными стандартами, которые для сравнения эффективности различных типов набивок и геометрии пары трения предусматривают также измерение потерь мощности на трение и величину износа опорной поверхности уплотнения.

7. Выводы

В результате проведенных исследований:

1. Проведен анализ существующих конструкций торцовых механических, сальниковых и гидродинамических уплотнений, а также методов экспериментального определения физико-механических свойств сальниковых набивок и герметичности уплотнительного узла, что позволило сделать вывод об актуальности разработки

и исследования новых конструкций торцовых сальниковых уплотнений, обеспечивающих минимальные протечки, потери мощности на трение и ресурс уплотнительного узла.

2. Разработана конструкция геометрии пары трения с податливым дном и реверсивными канавками, экспериментальный стенд и методика проведения исследований герметичности и теплового состояния уплотнения в зависимости от давления уплотняемой среды и времени испытания.

3. Полученные результаты позволяют говорить об эффективности новой конструкции торцового сальникового уплотнения с реверсивными канавками. Уплотнительный узел гарантировано может использоваться при давлениях уплотняемой жидкости до 2 МПа, обеспечивая минимальные протечки и необходимый ресурс. Причем более эффективная работа, предложенной конструкции уплотнения, определяется правильным выбором геометрии, формы и количества гидродинамических канавок, что возможно только в результате создания надежной теории расчета такого уплотнительного узла.

Литература

1. Diany, M. Evaluation of Contact Stress in Stuffing Box Packings [Text] / M. Diany, A.-H. Bouzid // Volume 2: Computer Technology. — ASME, 2006. — P. 87–92. doi:10.1115/pvp2006-icpvt-11-93083
2. Diany, M. Analytical evaluation of stresses and displacements of stuffing-box packing based on a flexibility analysis [Text] / M. Diany, A.-H. Bouzid // Tribology International. — 2009. — Vol. 42, № 6. — P. 980–986. doi:10.1016/j.triboint.2009.02.002
3. Diany, M. An experimental-numerical procedure for stuffing box packing characterization and leak tests [Text] / M. Diany, A.-H. Bouzid // Journal of Tribology. — January 2011. — Vol. 133, № 1. — P. 012201. doi:10.1115/1.4002929
4. Type testing of process valve packing for fugitive emissions [Electronic resource] // API 622. — Ed. 2. — 2011. — Available at: \www/URL: http://ballots.api.org/cre/scop/ballots/docs/622/622e2reballot.pdf
5. Specification for a test procedure for packings for rotary applications [Electronic resource] // Fluid Sealing Association. — Publication N 020/2011. — P. 1–12. — Available at: \www/URL: http://europeansealing.com/uploads/resources/publications/ESA-FSA-Pump-Packings-Test-Procedure.pdf
6. Edwin-Scott, D. The development of a standard test procedure for packings in rotary applications [Text] / D. Edwin-Scott, D. Fribourg; Ed.: R. Flitney // Proceedings of 21st International Conference on fluid sealing, 30 Nov – 1 Dec 2011, Milton Keynes (UK). — 276 p.
7. Mahoney, Ph. How can I compare the performance of pump packing? [Text] / Ph. Mahoney // Pumps & Systems. — August 2012. — P. 104–107.
8. Etsion, I. State of the Art in Laser Surface Texturing [Text] / I. Etsion // Journal of Tribology. — 2005. — Vol. 127, № 1. — P. 248–253. doi:10.1115/1.1828070
9. Shinkarenko, A. The effect of surface texturing in soft elasto-hydrodynamic lubrication [Text] / A. Shinkarenko, Y. Kligerman, I. Etsion // Tribology International. — 2009. — Vol. 42, № 2. — P. 284–292. doi:10.1016/j.triboint.2008.06.008
10. Гудков, С. Н. Торцовые механические уплотнения с гидродинамической разгрузкой пары трения [Текст] / С. Н. Гудков // Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки. — 2007. — № 2. — С. 34–41.
11. Пат. 2181453 РФ, F16J15/34. Уплотнение вала [Электронный ресурс] / Марцинковский В. А. (UA), Загоруйко А. В. (UA), Гафт Я. З. (RU); заявитель Фирма ГИДРОМАШ-ГЕРМ; патентообладатель Марцинковский В. А. — № 2001107864/06; заявл. 26.03.01; опубл. 20.04.02, Бюлл. № 11. — Режим доступа: \www/URL: http://www.freepatent.ru/patents/2121096
12. McNickle, A. D. Near-Contact Laser Surface Textured Dry Gas Seals [Text] / A. D. McNickle, I. Etsion // Journal of Tribology. — 2004. — Vol. 126, № 4. — P. 788–794. doi:10.1115/1.1792695

13. Загорулько, А. В. Экспериментальные исследования новых конструкций торцовых сальниковых уплотнений с гидродинамической разгрузкой пары трения [Текст] / А. В. Загорулько, С. М. Гудков // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. — 2007. — № 3. — С. 91–97.
14. Загорулько, А. В. Решение задачи упругогидродинамической смазки для пары трения торцового сальникового уплотнения [Текст] / А. В. Загорулько, С. Н. Гудков // Вісник Сумського державного університету. Серія: Технічні науки. — 2010. — № 3, Т. 1. — С. 75–82.
15. Марцинковский, В. А. Насосы атомных электростанций [Текст] / В. А. Марцинковский, П. Н. Ворона. — М.: Энергоатомиздат, 1987. — 256 с.

РЕСУРСНІ ВИПРОБУВАННЯ ТОРЦЕВОГО САЛЬНИКОВОГО УЩІЛЬНЕННЯ З РЕВЕРСИВНИМИ КАНАВКАМИ

У роботі представлені результати ресурсних випробувань торцевого сальникового ущільнення з реверсивними канавками на опорній поверхні аксіально-рухомої втулки. Отримані результати дозволяють говорити про ефективність нової конструкції торцевого сальникового ущільнення. Ущільнюваний вузол може використовуватися при тисках ущільнюваної рідини до 2 МПа, забезпечуючи мінімальні витрати і необхідний ресурс.

Ключові слова: торцеве сальникове ущільнення, пара тертя, реверсивні канавки, податливе дно, гідродинамічний тиск.

Гудков Сергей Николаевич, заведующий лабораторией, кафедра общей механики и динамики машин, Сумский государственный университет, Украина, e-mail: sngudkov@omdm.sumdu.edu.ua.
Загорулько Андрей Васильевич, кандидат технических наук, доцент, кафедра общей механики и динамики машин, Сумский государственный университет, Украина, e-mail: anzagorulko@omdm.sumdu.edu.ua.

Гудков Сергій Миколайович, завідувач лабораторії, кафедра загальної механіки та динаміки машин, Сумський державний університет, Україна.

Загорулько Андрій Васильович, кандидат технічних наук, доцент, кафедра загальної механіки та динаміки машин, Сумський державний університет, Україна.

Gudkov Sergii, Sumy State University, Ukraine, e-mail: sngudkov@omdm.sumdu.edu.ua.

Zahorulko Andriy, Sumy State University, Ukraine, e-mail: anzagorulko@omdm.sumdu.edu.ua

УДК 621.757 : 621.7.08

DOI: 10.15587/2312-8372.2015.37678

Кузін О. А.,
Кусий Я. М.,
Топільницький В. Г.

ВПЛИВ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ СПАДКОВОСТІ НА ПАРАМЕТРИ НАДІЙНОСТІ ВИРОБІВ

Проаналізовано проблему забезпечення надійності у взаємозв'язках із життєвими циклами машини та інженерії поверхні деталей. Встановлено роль технологічної спадковості у формуванні експлуатаційних характеристик та показників надійності. Вдосконалено структурну схему формування показників надійності технологічного процесу та математичну залежність для визначення ймовірності його безвідмовного здійснення $P(t)$. Представлено обґрунтування та аналіз отриманих результатів, показані шляхи подальших досліджень.

Ключові слова: виріб, надійність, технологія, технологічний процес, інженерія поверхні, викінчувально-зміцнювальна операція.

1. Вступ

Провідною концепцією забезпечення надійності техніки на сучасному етапі її розвитку є системність, причому системи забезпечення надійності охоплюють весь життєвий цикл машини (рис. 1) від розроблення до експлуатації [1].



Рис. 1. Життєвий цикл машини

Як свідчить досвід експлуатації машин, приладів, апаратів, показники надійності залежать від характеру контактування спряжених деталей або взаємодії з рідким, газовим та іншим середовищем [2]. Багаточисельними дослідженнями встановлено, що якість поверхні деталей машин суттєво впливає на їх зносостійкість, міцність, корозійну стійкість та інші експлуатаційні властивості.

Економічна доцільність комплексного забезпечення якості деталей на всіх стадіях їх життєвого циклу зумовила необхідність формування робочих поверхонь із заданими властивостями з використанням методів інженерії поверхонь [3].

Важливе значення поверхневих шарів у формуванні параметрів надійності виробів обумовлено тим, що при зовнішніх навантаженнях на поверхні виникають потоки