8. Kazarjan R.V., Borodihin A.S., Luk'janenko M.V., Semenenko M.P., Miroshnichenko P.V., Kuz'minova E.V. Optimizacija sootnoshenija biologicheski aktivnyh veshhestv i probioticheskoj mikroflory v recepte kompleksnogo kormovogo koncentrata // Nauchnyj zhurnal KubGAU – 2019. – № 149. – S. 149-157.

Сведения об авторах

Принадлежность к организации

Доровских Владимир Иванович – кандидат технических наук, доцент, ведущий научный сотрудник Федерального государственного бюджетного научного учреждения «Всероссийский научно-исследовательский институт использования техники и нефтепродуктов в сельском хозяйстве», Россия, г. Тамбов, e-mail: dorovskih50@mail.ru.

Милушев Ринат Келимулович – доктор сельскохозяйственных наук, ведущий научный сотрудник Федерального государственного бюджетного научного учреждения «Всероссийский научно-исследовательский институт использования техники и нефтепродуктов в сельском хозяйстве», Россия, г. Тамбов, e-mail: july1931@yandex.ru.

Шулаев Геннадий Михайлович – кандидат с.-х. наук, ведущий научный сотрудник Федерального государственного бюджетного научного учреждения «Всероссийский научно-исследовательский институт использования техники и нефтепродуктов в сельском хозяйстве», Россия, г. Тамбов, e-mail: tnij@yandex.ru.

Жариков Вадим Сергеевич – инженер Федерального государственного бюджетного научного учреждения «Всероссийский научно-исследовательский институт использования техники и нефтепродуктов в сельском хозяйстве», Россия, г. Тамбов, e-mail: vadim_688@bk.ru.

Author credentials

Affiliations

Dorovskikh Vladimir – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Leading Researcher of the Federal State Budgetary Scientific Institution “All-Russian Research Institute for Use machinery and Petroleum products in Agriculture”, Russia, Tambov, e-mail: dorovskih50@mail.ru.

Milushev Rinat – Full Doctor of Agricultural Sciences, Leading Researcher of Federal State Budgetary Scientific Institution “All-Russian Research Institute for the Use of Technics and Petroleum Products in Agriculture”, Russia, Tambov, e-mail: july1931@yandex.ru.

Shulaev Gennady – Candidate of Agricultural Sciences, Leading Researcher of Federal State Budgetary Scientific Institution “All-Russian Research Institute for the Use of Technics and Petroleum Products in Agriculture”, Russia, Tambov, e-mail: tnij@yandex.ru.

Zharikov Vadim – engineer of the Federal State Budgetary Scientific Institution “All-Russian Research Institute for Use machinery and Petroleum products in Agriculture”, Russia, Tambov, e-mail: vadim_688@bk.ru.

Поступила в редакцию (Received): 30.04.2020 Принята к публикации (Accepted): 12.06.2020

УДК 621.521:637.116

DOI: 10.35887/2305-2538-2020-3-85-97

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ КОНТАКТНЫХ И ИЗГИБНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ ЛОПАТОК РАБОЧЕГО КОЛЕСА И КОРПУСА ЖИДКОСТНОКОЛЬЦЕВОГО ВАКУУМНОГО НАСОСА ИЗ ПОЛИМЕРОВ

¹Воронин Николай Владимирович

¹Родионов Юрий Викторович

¹Скоморохова Анастасия Игоревна

¹Никитин Дмитрий Вячеславович

¹Галкин Павел Александрович

¹Филатов Иван Сергеевич

¹ФГБОУ ВО «Тамбовский государственный технический университет»

Реферат. На кафедре МИГ ТГТУ разработана конструкция жидкостнорычужевого вакуумного насоса (ЖВН) с кинематическим эвольвентным зацеплением рабочего колеса с лопатками корпуса. Дальнейшая модернизация осуществлялась за счет изготовления зубчатой передачи из полимеров, что позволило значительно снизить металлоемкость конструкции и увеличить межремонтный срок эксплуатации. С целью повышения надежности и прочности зацепления лопаток корпуса и рабочего колеса предложено применять для их изготовления полимерные материалы с поверхностным упрочнением. Уточняли методики проверочного расчета модернизированных элементов конструкции ЖВН по контактным и изгибным напряжениям при использовании таких материалов. Исследовали новый способ поверхностного упрочнения деталей из полимерных материалов, сочетающий в себе совместное действие магнитного и термического полей для усиления диффузии частиц металлического порошка внутрь поверхности полимера. Показан пример получаемой микроструктуры после поверхностного упрочнения материала. Использованный порошок – технически чистое железо, средняя размерность частиц – 63 мкм, материал пластины – полипропилен. На основании ряда экспериментов было выяснено, что для наилучшего эффекта температура во время металлизации должна быть не менее 100 С°, а индукция магнитного поля – не менее 650 Гс. Основные положительные эффекты данного способа выражаются в повышении твердости и износостойкости изготавливаемых деталей. В ходе работы произведено уточнение методики проверочного расчета модернизированных элементов конструкции по контактным и изгибным напряжениям, намечены направления дальнейших экспериментальных исследований для практического расчета по предложенной методике.

Ключевые слова: жидкостнорычужевой вакуумный насос, рабочее колесо, лопатки корпуса, зацепление, проверочный расчет.

THEORETICAL RESEARCHES OF CONTACT AND BENDING STRESSES OF THE BLADES OF THE IMPELLER AND THE HOUSING OF THE LIQUID RING VACUUM PUMP FROM POLYMERS

¹Voronin Nikolay

¹Rodionov Yuri

¹Skomorokhova Anastasia

¹Nikitin Dmitry

¹Galkin Pavel

¹Filatov Ivan

¹FSBEI HE “Tambov state technical university”

Abstract. The design of a liquid ring vacuum pump (ZHV) with kinematic involute gearing of the impeller with the blades of the housing was developed at the Department of MIG TSTU. Further modernization was carried out due to the manufacture of gears made of polymers, which significantly reduced the metal consumption of the structure and increased the overhaul life. It is proposed to use polymer materials with surface hardening for their manufacture in order to increase the reliability and meshing strength of the blades of the casing and the impeller. The methods of verification calculation of the modernized elements of the design of the liquid-fuel element according to contact and bending stresses using such materials were specified. A new method of surface hardening of parts made of polymer materials, combining the combined action of magnetic and thermal fields to enhance the diffusion of metal powder particles into the polymer surface, was investigated. An example of the obtained microstructure after surface hardening of the material is shown. The powder used is technically pure iron, the average particle size is 63 microns, the plate material is polypropylene. It was found that for the best effect, the temperature during metallization should be at least 100°C, and the magnetic field induction should be at least 650 G based on a number of experiments. The main positive effects of this method are expressed in increasing the hardness and wear resistance of manufactured parts.

Keywords: liquid ring vacuum pump, impeller, casing blades, gearing, verification calculation.

Введение. Механизация и интенсификация, а также повышение качества первичной переработки продукции животноводства и растениеводства является главной задачей АПК,

записанной в Постановлении Правительства РФ от 19 декабря 2014 г. № 1421 «О внесении изменений в Государственную программу развития сельского хозяйства и регулирования рынков сельскохозяйственной продукции, сырья и продовольствия на 2013–2020 годы» [1]. Данный документ является основополагающим в развитии АПК.

Особую роль в переработке сельскохозяйственного сырья приобретают вакуумные технологии, основанные на тепло-массообменных и механических процессах, позволяющие сохранить исходные биологически активные вещества за счет ведения технологического процесса при низких температурах кипения.

Популярным средством создания вакуума в различных технологических процессах АПК являются жидкостнокольцевые вакуумные насосы (ЖВН) [2, 3, 4]. Насосы такого типа используются в процессах доения, хранения растительной продукции, транспортирования, сушки, экстрагирования. Широкий диапазон использования ЖВН обусловлен следующими достоинствами: простотой конструкции, надежностью и безопасностью их применения (не загрязняют откачиваемые газы и объемы парами масел). При этом вопрос энергоэффективности и материалоемкости этих типов насосов недостаточно исследован. Поэтому средний КПД ЖВН равен 50 %. Для улучшения характеристик ЖВН и повышения их эффективности на кафедре Механика и инженерная графика Тамбовского государственного технического университета (МИГ «ТГТУ») проводятся теоретические и экспериментальные исследования.

Цель работы. Уточнение методики проверочного расчета модернизированных элементов конструкции ЖВН по контактным и изгибным напряжениям при использовании полимерного материала с поверхностным упрочнением.

Методы и методики. Для теоретического анализа и уточнения методики проверочного расчета элементов конструкции ЖВН использовались формулы и теоретические сведения из курсов теория машин и механизмов [5], теория упругости [6], детали машин и основы конструирования [7], а также научно-справочные данные по полимерам [8].

На кафедре МИГ «ТГТУ» разработана конструкция ЖВН с кинематическим эвольвентным зацеплением рабочего колеса с лопатками корпуса, представленная на рис. 1. Ведущим звеном в предложенной конструкции может быть как рабочее колесо, так и корпус [9].

Рисунок 1 – Схема ЖВН с кинематическим эвольвентным зацеплением рабочего колеса с лопатками корпуса

В одноступенчатом ЖВН размещены вращающийся цилиндрический корпус, имеющий на внутренней поверхности лопатки 1 и рабочее колесо 2, расположенное с эксцентриситетом (рисунок 1а). На неподвижном распределительном валу с перегородкой рабочее колесо может вращаться. Данной перегородкой формируются входной и выходной патрубки с разных торцов вала. Профиль лопаток корпуса очерчен по эвольвенте окружности. Чтобы вычислить радиус основной окружности лопаток корпуса, а также радиус окружности ограничителя длины лопаток, воспользуемся следующими формулами:

$$r_b = \frac{2R \cdot \sin \frac{\pi}{z_1} \cdot \sin \left(\frac{\pi}{z_1 u} - \frac{\pi}{z_1} \right)}{\cos \frac{\pi}{z_1 u}}, \quad (1)$$

$$R_a = \sqrt{r^2 + e^2 + 2r \cdot e \cdot \cos(\tau_2 \cdot \varepsilon_\alpha)}, \quad (2)$$

где R – радиус, вращающегося цилиндрического корпуса с лопатками, мм;

r – радиус рабочего колеса, мм;

u – передаточное отношение от корпуса к рабочему колесу;

$e = R - r$ – эксцентриситет, мм;

$\tau_2 = \frac{2\pi}{z_2}$ – угловой шаг лопаток рабочего колеса;

ε_α – коэффициент перекрытия при зацеплении корпуса с лопатками.

Передаточное число считаем по формуле:

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{r}{R}. \quad (3)$$

При работе ЖВН вращение передается лопатками корпуса рабочему колесу за счет их взаимодействия, причем передаточное отношение постоянно. Угол перекрытия, ограничивающий зону взаимодействия лопаток, определяется формулой:

$$\varphi_\alpha = \tau_1 \cdot \varepsilon_\alpha, \quad (4)$$

где $\tau_1 = \frac{2\pi}{z_1}$ – угловой шаг лопаток корпуса.

Таким образом, можно сделать допущение, что сопряжение лопаток корпуса и рабочего колеса является аналогом эвольвентной зубчатой передачи.

Перспективным направлением дальнейшей модернизации ЖВН является изготовление «эвольвентной зубчатой передачи» ЖВН из полимеров, что значительно снизит металлоемкость конструкции и повысит межремонтный срок эксплуатации.

Работа модернизированного одноступенчатого ЖВН (рисунок 2), аналогична работе ранее описанной конструкции. Конструкция данного насоса может быть классической [10]. В качестве полимерного материала для вращающегося корпуса с лопатками и рабочего колеса можно использовать сверхвысокомолекулярный полиэтилен, обладающий низким коэффициентом трения и высокой кавитационной стойкостью [11].

Для правильного проектирования данного зацепления по условию прочности требуются методы расчета напряжений и деформации, подходящие к конкретным условиям эксплуатации. Сложность этой задачи заключается в индивидуальных свойствах полимерных материалов, которые могут существенно отличаться. Например, отклонения деформации в одних случаях не прямо пропорциональны деформациям, а в других случаях напряжения деформации зависят от времени.

Следовательно, наиболее правильным показателем будет являться степень соответствия применяемого материала принятым законам, описывающим упругие деформации зацепления. При этом необходимо установить точно константы, применяемых полимеров для предлагаемого расчета. Если эти отклонения находятся в приемлемых пределах, то применение теории упругости для описания деформации используемых полимеров можно считать обоснованным.

1 – рабочее колесо, 2 – корпус

Рисунок 2 – Элементы кинематического замыкания ЖВН, изготовленные из полимерного материала

Нахождение значения условного модуля упругости для контактного нагружения является важной задачей. Так как неправильное его определение является причиной больших ошибок. Также необходимо провести работы по изучению модуля упругости применительно к контактным нагружениям эвольвентного зубчатого полимерного зацепления.

Расчет кинематического замыкания в ЖВН осуществляется по условиям прочности зубьев рабочего колеса и корпуса по контактным напряжениям и напряжениям изгиба. При этом должно соблюдаться условие прочности.

Важным этапом расчета контактной прочности зубьев будет являться проверка геометрических параметров зацепления, для того чтобы обеспечить недопущение разрушения поверхностей лопаток корпуса и колеса, находящихся в зацеплении [12].

Искомое значение контактных напряжений можно вычислить, используя следующую формулу:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q}{\rho_{np}} \cdot \frac{2E_1E_2}{\pi[E_1(1-\mu_2^2) + E_2(1-\mu_1^2)]}} \quad (5)$$

где $\rho_{np} = \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}$ – приведенный радиус кривизны, мм;

q – расчетная распределенная нагрузка, Н/мм;

E_1, E_2 – модули упругости используемых материалов, МПа;

μ_1, μ_2 – коэффициенты Пуассона используемых материалов (в рамках данной работы для зуба корпуса и рабочего колеса).

Результаты и их обсуждение. Расчет на прочность кинематического замыкания зубьев ЖВН выполняем по [13]. Для этого вводим некоторые упрощения, существенно облегчающие расчет и не оказывающие влияние на результаты для практического применения.

Для определения контактной прочности сопряженных поверхностей необходимо рассматривать соприкосновение лопаток корпуса и колеса в полюсе, так как в этой зоне поверхности в большей степени подвержены выкрашиванию. Для конструкционных металлов при расчетах принимают $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$, тогда формула 5 примет вид:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{qE_{np}}{\rho_{np}}}, \quad (6)$$

где $E_{np} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}$ – приведенный модуль упругости, МПа;

Если сопрягаемые элементы выполнены из разнородных материалов (например, сталь – полимер) формулу контактных напряжений необходимо скорректировать, из-за различия коэффициентов Пуассона и модулей упругости.

Тогда формула (5) примет вид:

$$\sigma_H = 0,798 \sqrt{\frac{q}{\rho_{np}} \cdot \frac{E_1E_2}{E_1(1-\mu_2^2) + E_2(1-\mu_1^2)}}. \quad (7)$$

Средние коэффициенты трения некоторых полимеров по стали приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Средние коэффициенты трения полимеров по стали

Полимер	Коэффициент трения по стали
Полиэтилен высокой плотности	0,3-0,35
Полипропилен	0,3
Полиамид	0,1-0,2
Полиацеталь (полиформальдегид)	0,25
Сверхвысокомолекулярный полиэтилен РЕ-1000	около 0,1
Фторопласт-4	0,04-0,15

Когда используются детали, изготовленные из одного полимера и одинаково упрочненные, величины μ и E становятся «общими», однако подлежат экспериментальному определению, так как характеристики полимера при упрочнении (степень кристалличности, прочность при изгибе, стойкость к ударным нагрузкам и т.д.) изменятся. Соответственно, формула (6) в такой ситуации подлежит корректировке и преобразованию. Тогда она примет вид:

$$\sigma_H = 0,5642 \sqrt{\frac{q}{\rho_{np}} \cdot \frac{E_{пол}}{(1-\mu_{пол}^2)}}, \quad (8)$$

где $E_{пол}$ – модуль упругости используемого упрочненного полимера, МПа;

$\mu_{пол}$ – коэффициент Пуассона упрочненного полимера.

С учетом рабочих температур ЖВН наиболее подходящими полимерами являются полиамид и полиацеталь, применяющиеся для изготовления лопаток рабочего колеса и корпуса насоса, в том числе, и в исходном виде. Полиацеталь отличается также хорошей стойкостью к ударным нагрузкам, а также более высокой, чем у полиамида, точностью размеров и стабильностью из-за более низкого водопоглощения. Использование высокотемпературных и сверхвысокомолекулярных полимеров на данном этапе не является целесообразным по причине того, что пока не известно, как они поведут себя после упрочнения, а также некоторыми сложностями при их переработке. Тем не менее, использование сверхвысокомолекулярных полимеров (например, СВМПЭ, фторопласта-4 или композитов на его основе) вполне возможно в дальнейшем после проведения соответствующих дополнительных исследований.

В случае использования одинаковых неупрочненных полимеров формула контактных напряжений остается аналогичной (6). В тоже время необходимо учитывать изменения коэффициента Пуассона в случае возможного нагрева деталей. Также необходимо учитывать свойства используемых полимеров – например, чистый фторопласт - 4 имеет отрицательные свойства: хладотекучесть, мягкость и низкую теплопроводность. Поэтому чаще применяют фторопласт, наполненный различными порошкообразными наполнителями (кокс, дисульфид молибдена, стекловолокно, углеродистое волокно).

В настоящее время исследователями ТГТУ разрабатывается новый способ поверхностного упрочнения деталей из полимерных материалов, сочетающий в себе совместное действие магнитного и термического полей для усиления диффузии частиц металлического порошка внутрь

поверхности полимера. Пример микроструктуры поверхности после упрочнения показан на рис. 3. Использованный порошок – технически чистое железо, средняя размерность частиц – 63 мкм, материал пластины – полипропилен. На основании ряда экспериментов было выяснено, что для наилучшего эффекта температура во время металлизации должна быть не менее 100 °С, а индукция магнитного поля – не менее 650 Гс.

Рисунок 3 – Микроструктура поверхности полимерной пластины после упрочнения. Увеличение 650^x.

Основные положительные эффекты этого способа упрочнения – повышение твердости и износостойкости обработанной поверхности детали. Однако, чтобы обрабатывать детали больших размеров, необходимы изменения в конфигурации магнито-термической системы.

Нагрузку q принимаем равной максимальной удельной нагрузке, распределенной по линии контакта зубьев, которая для ЖВН равна ширине венца колеса b_w .

Возникающие в полюсе зацепления по причине взаимодействия между зубьями силы показаны на рис. 4. Также уместна замена распределенной нагрузки в зацеплении равнодействующей силой F_n (на рисунке 4 она имеет направление вдоль линии давления (зацепления) nn). Помимо этого, можно пренебречь силами трения в зацеплении.

Рисунок 4 – Силы, действующие в зацеплении

Для расчета нормальные силы F_{n1} и F_{n2} в сопряжении раскладываем на следующие составляющие (тангенциальную и радиальную).

Тангенциальная сила в зацеплении на лопатке корпуса

$$F_{t1} = F_{n1} \cos \alpha_w = \frac{2T_1}{d_{w1}}. \quad (9)$$

На лопатке рабочего колеса

$$F_{t2} = F_{n2} \cos \alpha_w = \frac{2T_2}{d_{w2}}, \quad (10)$$

где α_w – угол зацепления, град;

T_1, T_2 – вращающий момент корпуса и рабочего колеса, Н*мм;

d_{w1}, d_{w2} – начальный диаметр корпуса и рабочего колеса, мм;

Радиальная составляющая силы:

от лопаток корпуса

$$F_{r1} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha_w, \quad (11)$$

от рабочего колеса

$$F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha_w. \quad (12)$$

Удельную распределенную нагрузку определяем, как

$$q = \frac{F_{t1} K_H}{b_w \cos \alpha_w} = \frac{2T_1 K_H}{d_{w1} b_w \cos \alpha_w}, \quad (13)$$

Коэффициент расчетной нагрузки для нашего случая запишем:

$$K_H = K_{H\beta} K_{Hv}, \quad (14)$$

где $K_{H\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки;

K_{Hv} – коэффициент динамической нагрузки.

Коэффициент динамической нагрузки считаем зависимостью:

$$K_{Hv} = 1 + \frac{q_v}{q}, \quad (15)$$

где q_v – удельная динамическая нагрузка, Н/мм;

q – удельная расчетная рабочая нагрузка в зоне ее наибольшей концентрации, Н/мм.

Радиусы кривизны эвольвентного зацепления элементов ЖВН в точке контакта определены согласно рисунку 5 [14].

$$\rho_1 = \frac{d_{w1} \sin \alpha_w}{2}, \quad (16)$$

$$\rho_2 = \frac{d_{w2} \sin \alpha_w}{2}. \quad (17)$$

тогда

$$\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{1}{\rho_1} - \frac{1}{\rho_2} = \frac{2}{d_{w1} \sin \alpha_w} - \frac{2}{d_{w2} \sin \alpha} = \frac{2}{d_{w1} \sin \alpha} \left(\frac{u-1}{u} \right), \quad (18)$$

$$\cos \alpha_w \sin \alpha_w = (\sin 2\alpha_w) / 2,$$

получаем:

$$\sigma_H = 1,18 \sqrt{\frac{E_{np} T_1 K_H}{d_{w1}^2 b_w \sin 2\alpha_w} \left(\frac{u-1}{u} \right)} \leq [\sigma_H]. \quad (19)$$

Рисунок 5 – Определение радиуса кривизны

Значение контактных напряжений и передаточное число u не определяется приводом вращающегося звена. Однозначное определение u дает возможность практически исключить вероятность ошибки при расчете. Величины расчетных контактных напряжений одинаковы для рабочего колеса и корпуса ЖВН. Расчет необходимо выполнить по меньшему допускаемому напряжению.

Крутящие моменты на валу рабочего колеса и корпуса на 35 % меньше у данного насоса по сравнению с ЖВН неподвижным корпусом и определяются по литературе [15].

Вводя коэффициент нагрузки K_F , равный K_H , получим формулу для проверочного расчета зубьев ЖВН с кинематическим замыканием при изгибе, как

$$\sigma_F = \frac{Y_F K_F F_t}{(b_w \cdot 0,5b_w)} \cdot K_B \leq [\sigma_F], \quad (20)$$

где $[\sigma_F]$ – допускаемое напряжения изгиба, МПа;

Y_F – коэффициент формы зацепляющей части рабочего колеса;

K_B – коэффициент бандажа

$$Y_F = \frac{6K_t \alpha}{\gamma^2}, \quad (21)$$

где α – коэффициент формы лопатки по высоте;

K_t – теоретический коэффициент концентрации напряжений;

Y_F – коэффициент формы лопатки по сечению. Данный коэффициент подлежит экспериментальному исследованию. Для простоты расчета его можно определять, через условный модуль зацепления.

Заключительным этапом определим допускаемые контактные и изгибные напряжения при расчете на усталость [12] по формуле:

$$[\sigma_H] = \left(\frac{\sigma_{H\lim}}{S_H} \right) Z_N, \quad (22)$$

где $\sigma_{H\lim}$ – предел контактной выносливости;

S_H – коэффициент безопасности;

Z_N – коэффициент долговечности.

Для того чтобы определить величину $\sigma_{H\lim}$, необходимо знать материалы сопрягаемых звеньев, а также их твердость $H_{ср}$.

Для лопаток и корпуса, изготовленных из упрочненного полимера, данную величину следует определить экспериментальным путем. По формуле ниже рассчитывается коэффициент долговечности Z_N

$$Z_N = \sqrt[6]{\frac{N_{HG}}{N_{HE}}} \geq 1, \quad (24)$$

где N_{HG} – базовое число циклов;

N_{HE} – эквивалентное число циклов.

Число N_{HG} определяется по твердости поверхности зубьев корпуса и лопаток рабочего колеса. При этом, если используются полимеры необходимы дополнительные экспериментальные исследования.

Эквивалентное число циклов N_{HE} необходимо вычислить, используя приведенную ниже формулу:

$$N_{HE} = \mu_H N_K, \quad (25)$$

где μ_H – коэффициент эквивалентности, определяемый по формуле

$$\mu_H = \sum \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^3 \frac{N_i}{N_K}, \quad (26)$$

где T_i – текущее значение вращающего момента на графике циклограммы моментов нагружения, Н;

$T_{\max}$ – максимальный вращающий момент, участвующий при расчете на усталость. Н;

N_K – ресурс звена, необходимый на частоте вращения n , мин⁻¹.

$$N_K = 60 n t_{\Sigma} \quad (27)$$

где t_{Σ} – суммарный срок службы в часах, именуемый ресурсом зацепления, определим как

$$t_{\Sigma} = L \cdot 365 K_{\text{год}} 24 K_{\text{сут}}, \quad (28)$$

где L – количество лет работы ЖВН;

$K_{\text{год}}, K_{\text{сут}}$ – коэффициенты использования насоса в году и сутках.

Допускаемые изгибные напряжения при расчете на усталость определяются по формуле:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim}}{S_F} Y_N, \quad (29)$$

где $\sigma_{F\lim}$ – предел выносливости зубьев по напряжениям изгиба;

S_F – коэффициент безопасности;

Y_N – коэффициент долговечности (рассчитывается аналогично Z_N).

Выводы.

Разработана модернизированная конструкция ЖВН с кинематическим замыканием, в которой корпус и лопатки рабочего колеса предложено изготовить из упрочненного полимера.

Предложен новый способ поверхностного упрочнения деталей из полимерных материалов, сочетающий в себе совместное действие магнитного и термического полей для усиления диффузии частиц металлического порошка внутрь поверхности полимера. Для этого

использовалось технически чистое железо (средний размер частиц порошка – 63 мкм). Установлено, что для наилучшего эффекта температура во время металлизации должна быть не менее 100 °С, а индукция магнитного поля – не менее 650 Гс.

Уточнена методика проверочного расчета лопаток корпуса и рабочего колеса по контактным и изгибным напряжениям при использовании полимерного материала с поверхностным упрочнением.

Намечены направления дальнейших экспериментальных исследований для практического расчета по предложенной методике.

Список литературы

1. Постановление Правительства РФ от 14.07.2012 в ред. от 19.11.2014 № 1421 «О внесении изменений в Государственную программу развития сельского хозяйства и регулирования рынков сельскохозяйственной продукции, сырья и продовольствия на 2013 - 2020 годы» // Собрание законодательства РФ. – 2014. – № 18. – С. 21-61.
2. Завражнов А.И., Митрохин М.А., Пальчиков Е.В., Родионов Ю.В., Преображенский В.А., Воробьев В.Б. Применение жидкостнокольцевых вакуумных насосов при сушке растительного сырья // Проблемы развития АПК региона. – 2014. – Т. 17 №1. – С. 63-67.
3. Burgmann W., Göhler K. Modern vacuum pumps for the vacuum degassing of steel in small and large vacuum-degassing units // Metallurgist. – 2013. – V. 57. – №. 5-6. – P. 516-525.
4. Ужик В.Ф., Борозенцев В.И. К обоснованию конструкции доильного аппарата выжимающего принципа действия // Актуальные проблемы агроинженерии и пути их решения: Материалы конф. – ФГБОУ ВО Белгородский ГАУ. – 2018. – С. 228-233.
5. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин: Учеб. для вузов. — 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука. гл. ред. физ.-мат. лит., 1988. – 640 с.
6. Тимошенко С.П., Гудьер Дж. Теория упругости: Пер. с англ. / Под ред. Г. С. Шапиро. — 2-е изд. М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1979. – 560 с.
7. Иванов М.Н., Фиогенов В.А. Детали машин. Учебник для машиностроительных специальностей вузов – 10-е изд., испр. – М.: Высш. шк., 2006. – 408 с.
8. Энциклопедия полимеров: В 3 т. [Текст] / Редкол.: Кабанов В.А. (гл. ред.) и др.. М.: Советская энциклопедия, 1972-1977.
9. Пат. 2492360 Российская Федерация, МПК F04C 7/00 F04C 19/00, Жидкостно-кольцевая машина / Галкин П.А., Зорин А.С., Никитин Д.В., Нищев А.А., Родионов Ю.В., Сычев М.В.; заявитель и патентообладатель ГОУ ВПО «Тамб. ГТУ», ООО «Навакс». № 2011144960/06; заявл. 07.11.2011; опубл. 10.09.2013, Бюл. № 25, 7 с.: 2 ил.
10. Фролов Е.С., Автономова И.В., Васильев В.И., Никулин Н.К., Пластинин П.И. Механические насосы / М.: Машиностроение, 1989 – 288 с.
11. Патент на полезную модель RU 161934 U1. Российская Федерация, F04C 7/00, F04C 19/00. Жидкостно-кольцевая машина: № 2015128712/06; заявл. 14.07.2015; опубл. 20.05.2016 / Ю. В. Родионов, П. А. Галкин, Д. В. Никитин, М. В. Сычев. – 9 с.
12. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3-х т. Т. 1. – 9-е изд., перераб. и доп. / под ред. И.Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2006. – 928 с.
13. ГОСТ 21354-87 (СТ СЭВ 5744-86) Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. Утвержден и введен в действие Постановлением Государственного комитета СССР по стандартам от 27.10.87 N 4020; дата введения 1989-01-01. – URL: <http://docs.cntd.ru/document/gost-21354-87> – Текст: Электронный.
14. Галкин П.А. Определение качественных показателей взаимодействия сопряженных профилей в нестандартном оборудовании АПК / П.А. Галкин, О.В. Ломакина, С.В. Савидов //
15. Rodionov Y.V., Selivanov Y.T., Nikitin D.V., Sychev M.V., Kombarova P.V. Novel Construction of Liquid Ring Vacuum Pumps // Chemical and Petroleum Engineering, 2019. – T. 55. No 5-6. Pp. 473-479.

References

1. Postanovlenie Pravitel'stva RF ot 14.07.2012 v red. ot 19.11.2014 № 1421 «O vnesenii izmenenij v Gosudarstvennyuyu programmu razvitiya sel'skogo hozyajstva i regulirovaniya rynkov sel'skohozyajstvennoj produkcii, syr'ya i prodovol'stviya na 2013 - 2020 gody» // Sbranie zakonodatel'stva RF. – 2014. – № 18. – S. 21-61.
2. Zavrazhnov A.I., Mitrohin M.A., Pal'chikov E.V., Rodionov YU.V., Preobrazhenskij V.A., Vorob'ev V.B. Primenenie zhidkostnokol'cevyyh vakuumnyh nasosov pri sushke rastitel'nogo syr'ya // Problemy razvitiya APK regiona. – 2014. – T. 17 №1. – S. 63-67.

3. Burgmann W., Göhler K. Modern vacuum pumps for the vacuum degassing of steel in small and large vacuum-degassing units // *Metallurgist*. – 2013. – V. 57. – №. 5-6. – P. 516-525.
4. Uzhik V.F., Borozencev V.I. K obosnovaniyu konstrukcii doil'nogo apparata vyzhimayushchego principa dejstviya // *Aktual'nye problemy agroinzhenerii i puti ih resheniya: Materialy konf. – FGBOU VO Belgorodskij GAU*. – 2018. – S. 228-233.
5. Artobolevskij I.I. Teoriya mekhanizmov i mashin: Ucheb. dlya vuzov. — 4-e izd., pererab. i dop. – M.: Nauka. gl. red. fiz.-mat. lit., 1988. – 640 s.
6. Timoshenko S.P., Gud'er Dzh. Teoriya uprugosti: Per. s angl. / Pod red. G. S. SHapiro. — 2-e izd. M.: Nauka. Glavnaya redakciya fiziko-matematicheskoy literatury, 1979. – 560 s.
7. Ivanov M.N., Fiogenov V.A. Detali mashin. Uchebnik dlya mashinostroitel'nyh special'nostej vuzov – 10-e izd., ispr. – M.: Vyssh. shk., 2006. – 408 s.
8. Enciklopediya polimerov: V 3 t. [Tekst] / Redkol.: Kabanov V.A. (gl. red.) i dr.. M.: Sovetskaya enciklopediya, 1972-1977.
9. Pat. 2492360 Rossijskaya Federaciya, MPK F04C 7/00 F04C 19/00, ZHidkostno-kol'cevaya mashina / Galkin P.A., Zorin A.S., Nikitin D.V., Nishchev A.A., Rodionov YU.V., Sychev M.V.; zayavitel' i patentoobladatel' GOU VPO «Tamb. GTU», OOO «Navaks». № 2011144960/06; zayavl. 07.11.2011; opubl. 10.09.2013, Byul. № 25, 7 s.: 2 il.
10. Frolov E.S., Avtonomova I.V., Vasil'ev V.I., Nikulin N.K., Platinin P.I. Mekhanicheskie nasosy / M.: Mashinostroenie, 1989 – 288 s.
11. Patent na poleznuyu model' RU 161934 U1. Rossijskaya Federaciya, F04C 7/00, F04C 19/00. ZHidkostno-kol'cevaya mashina: № 2015128712/06: zayavl. 14.07.2015: opubl. 20.05.2016 / YU. V. Rodionov, P. A. Galkin, D. V. Nikitin, M. V. Sychev. – 9 s.
12. Anur'ev V.I. Spravochnik konstruktora-mashinostroitelya: v 3-h t. T. 1. – 9-e izd., pererab. i dop. / pod red. I.N. ZHestkovoij. – M.: Mashinostroenie, 2006. – 928 s.
13. GOST 21354-87 (ST SEV 5744-86) Peredachi zubchatye cilindricheskie evol'ventnye vneshnego zacepleniya. Raschet na prochnost'. Utverzhden i vveden v dejstvie Postanovleniem Gosudarstvennogo komiteta SSSR po standartam ot 27.10.87 N 4020: data vvedeniya 1989-01-01. – URL: <http://docs.cntd.ru/document/gost-21354-87> – Tekst: Elektronnyj.
14. Galkin P.A. Opredelenie kachestvennyh pokazatelej vzaimodejstviya sopryazhennyh profilej v nestandardnom oborudovanii APK / P.A. Galkin, O.V. Lomakina, S.V. Savidov //
15. Rodionov Y.V., Selivanov Y.T., Nikitin D.V., Sychev M.V., Kombarova P.V. Novel Construction of Liquid Ring Vacuum Pumps // *Chemical and Petroleum Engineering*, 2019. – T. 55. No 5-6. Pp. 473-479.

Сведения об авторах

Принадлежность к организации

Воронин Николай Владимирович – аспирант Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Тамбовский государственный технический университет», Россия, г. Тамбов, e-mail: voronin.nikolay.1994@yandex.ru.

Родионов Юрий Викторович – доктор технических наук, профессор Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Тамбовский государственный технический университет», Россия, г. Тамбов, e-mail: rodionow.u.w@rambler.ru.

Скоморохова Анастасия Игоревна – студент Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Тамбовский государственный технический университет», Россия, г. Тамбов, e-mail: nasta373@mail.ru

Никитин Дмитрий Вячеславович – кандидат технических наук, доцент Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Тамбовский государственный технический университет», Россия, г. Тамбов.

Галкин Павел Александрович – кандидат технических наук, доцент Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Тамбовский государственный технический университет», Россия, г. Тамбов.

Филатов Иван Сергеевич – кандидат технических наук, доцент Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Тамбовский государственный технический университет», Россия, г. Тамбов.

Author credentials

Affiliations

Voronin Nikolay – Postgraduate Student of Federal State-Funded Educational Institution of Higher Education “Tambov State Technical University”, Russia, Tambov, e-mail: voronin.nikolay.1994@yandex.ru.

Rodionov Yury – Full Doctor of Technical Sciences, Professor of Federal State-Funded Educational Institution of Higher Education “Tambov State Technical University”, Russia, Tambov, e-mail: rodionow.u.w@rambler.ru.

Skomorokhova Anastasia – Student of Federal State-Funded Educational Institution of Higher Education “Tambov State Technical University”, Russia, Tambov, e-mail: nasta373@mail.ru.

Nikitin Dmitry – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Federal State-Funded Educational Institution of Higher Education “Tambov State Technical University”, Russia, Tambov.

Galkin Pavel – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Federal State-Funded Educational Institution of Higher Education “Tambov State Technical University”, Russia, Tambov.

Filatov Ivan – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Federal State-Funded Educational Institution of Higher Education “Tambov State Technical University”, Russia, Tambov.

Поступила в редакцию (Received): 30.04.2020 Принята к публикации (Accepted): 17.06.2020

УДК 631.362.34

DOI: 10.35887/2305-2538-2020-3-97-102

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ ЭФФЕКТИВНОСТИ МОДИФИКАЦИИ ПЛАСТИЧНЫХ СМАЗОК ГРАФИТОВЫМИ НАПОЛНИТЕЛЯМИ И ИХ РАБОТЫ В МЕХАНИЗМАХ

¹Остриков Валерий Васильевич

²Vigdorowitsch Michael

¹Сазонов Сергей Николаевич

¹Забродская Алла Владимировна

¹ФГБНУ «Всероссийский научно-исследовательский институт
использования техники и нефтепродуктов в сельском хозяйстве»
²Angara GmbH

Реферат. Пластичные смазки, работающие в подшипниках скольжения, подвержены действию высоких нагрузок и температур. Для повышения эксплуатационных свойств в смазки добавляют высокодисперсные нерастворимые в маслах вещества – наполнители. Однако до настоящего времени отсутствуют однозначные подходы и теоретические обоснования процессов, происходящих в смазках и объясняющих эффект образования пленок от действия трибопрепаратов, наполнителей с учетом их специфических особенностей и т.д. Получено уравнение, объясняющее в определенной степени причину по которой смазки с графитовым наполнителем не нашли широкого применения в высокоточной технике, в которой вследствие малых допусков возникают значительные, не гасящиеся вторичными факторами силы. Из-за большого количества слоев монотонно возрастающая функция обеспечивает значительное мультиплицирующее воздействие на нижний слой, трансформируя тангенциальное воздействие нормальное через вандерваальсовы связи кристаллической решетки. В результате приложения достаточно значительной внешней силы нижний слой может отрываться от металлической поверхности, преодолевая силы адгезии. Получено выражение, характеризующее критическое значение давления в паре трения, при которой происходит отрыв фрагмента пленки для смазки с графитовым наполнителем. Элементарная 2D-ячейка ячейка графита охватывает два атома, постоянная решетки графита $a = 0.246$ нм. На основании теоретических предпосылок получено выражение для определения числа узлов в «отрываемом» фрагменте пленки. Единственным варьируемым параметром в полученном уравнении является количество слоев, связанных с толщиной пленки. Зная энергию связи 1 моля пленки и ее толщину можно вычислить давление отрыва.

Ключевые слова: пластичная смазка, графит, углерод, слой, кристаллическая решетка, пленка, вандерваальсовы связи, давление, узел трения.