

Расчет и конструирование

УДК 532.5:532.135; 532.6:532.62

DOI: 10.14529/engin210201

ИЗУЧЕНИЕ ВЛИЯНИЯ НЕТОКСИЧНЫХ ДОБАВОК В РАПСОВОЕ МАСЛО ПРИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЯХ УЗЛОВ ТРЕНИЯ МАШИН

М.К. Кандева-Иванова¹, Е.А. Задорожная², И.В. Мухортов², И.Г. Леванов²

¹Центр трибологии, Технический университет в Софии, г. София, Болгария

²Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, Россия

Повышение экологических требований к транспорту и промышленности ставит перед трибологией приоритетную задачу, связанную с разработкой экологически чистых смазочных материалов и технологий. В качестве биоразлагаемых базовых масел чаще всего используются растительные масла и синтетические сложные эфиры. Фундаментальные ограничения, связанные с их прямым применением, связаны с двумя основными параметрами: стойкостью к окислению и их трибологическими характеристиками, то есть антифрикционными, износостойкими и противозадирными свойствами. Для повышения стойкости к окислению используется низкое содержание ненасыщенных жирных кислот, а снижение трения и износа достигается за счет разработки совместимых композитных присадок к базовому растительному маслу. Вторая проблема проистекает из специфической особенности трибосистем, которая заключается в том, что их функциональные характеристики зависят от совокупного комплексного воздействия многих факторов и, более того, меняются в процессе эксплуатации. Исследователи пытаются найти решение, разрабатывая совместимые композиционные добавки к базовым биоразлагаемым растительным и синтетическим маслам. Однако многими исследователями было установлено, что по своим физико-химическим и трибологическим характеристикам растительные масла удовлетворяют эксплуатационным требованиям только при определенных условиях.

В настоящем исследовании представлены результаты сравнительного исследования характеристик трения и температуры масла в двух трибосистемах «Подшипник качения» и «Подшипник скольжения» при смазке чистым рапсовым маслом и рапсовым маслом, содержащим 4 % нетоксичной и беззольной присадки. Новая присадка предназначена для биоразлагаемых базовых масел.

Исследования проводились в трибологических лабораториях Южно-Уральского государственного университета, Челябинск, Россия, и в Софийском техническом университете, Болгария.

Ключевые слова: трибология, коэффициент трения, рапсовое масло, присадки AW/EP, подшипники качения, подшипники скольжения

Введение. Повышение экологических требований к транспорту и промышленности ставит перед трибологией приоритетную задачу – разработку экологически чистых смазочных материалов и технологий. Развитие трибологии в ближайшие десятилетия будет связано с решением вопросов и проблем в машинах, механизмах и технологическом оборудовании нового поколения, которые должны соответствовать экологическим требованиям [1–6].

В течение последних 10–15 лет наблюдается интенсивное развитие мирового производства, а также соответствующих исследований, связанных с экологически чистыми смазочными материалами и жидкостями, получаемыми из возобновляемых источников на основе растительных масел и синтетических сложных эфиров, а также композиты, состоящие из растительных и минеральных смазочных масел, обладающие высокой степенью биоразлагаемости. Растительные масла и синтетические сложные эфиры чаще всего используются в качестве биоразлагаемых базовых масел. Оба вида масел имеют принципиальные ограничения, связанные с их непосредственным применением.

Расчет и конструирование

Основные проблемы связаны с двумя параметрами: стойкостью к окислению и их трибологическими характеристиками, то есть антифрикционными, износостойкими и противозадирными свойствами. Сниженная стойкость к окислению растительных масел определяется их химическим составом, и для повышения стабильности часто используются масла с низким содержанием ненасыщенных кислот.

Вторая проблема проистекает из специфической особенности трибосистем, которая заключается в том, что их функциональные характеристики зависят от совокупного комплексного воздействия многих факторов и, более того, меняются в процессе эксплуатации. Исследователи пытаются найти решение, разрабатывая совместимые композиционные добавки к базовым биоразлагаемым растительным и синтетическим маслам [7–9]. До настоящего времени использование таких материалов сводится в основном к экологически чувствительным областям, таким как лесное хозяйство, сельскохозяйственная техника и строительство.

Большой интерес к растительным маслам объясняется их основными преимуществами по сравнению с нефтяными маслами – они нетоксичны, быстро разлагаются, имеют возобновляемые источники и легко доступны. Установлено, что по своим физико-химическим и трибологическим характеристикам растительные масла: рапсовое, льняное, подсолнечное, касторовое, хлопковое пальмитиновое и др. – удовлетворяют эксплуатационным требованиям только при определенных условиях. Масла содержат значительное количество органических поверхностно-активных соединений (ПАВ) в виде ненасыщенных жирных кислот – олеиновой, стеариновой, эруцовой, линоленовой и других. При трении они образуют на поверхности полимолекулярные слои пространственно ориентированных диполей, которые обладают изотропными механическими свойствами: большим сопротивлением давлению и низким сопротивлением в тангенциальном направлении.

Эти слои оказывают демпфирующее действие при контакте во время трения, они препятствуют прямому взаимодействию неровностей и внедрению абразивных частиц в результате процесса износа поверхностей. Таким образом, органические поверхностно-активные вещества в растительных маслах оказываются естественными противоизносными присадками, особенно в случае смесей композиционных материалов на основе растительных и минеральных масел. Растительные масла имеют более высокий индекс вязкости (VI) – около 200 по сравнению с минеральными маслами. Этот критерий чрезвычайно важен для механизмов и интенсивности трибологических процессов. Более низкий индекс вязкости приводит к интенсификации процессов старения масла и, соответственно, к увеличению износа. Из вышесказанного становится ясно, что растительные масла не нуждаются в добавлении вязких добавок.

Основные проблемы при эффективном применении чистых растительных масел в контактах и соединениях связаны с их низкой окислительной и термической стабильностью (термоокислительной стабильностью) и низкотемпературными свойствами [4–13].

В настоящее время известны различные способы улучшения противоизносных свойств смазочных масел. Некоторые исследователи используют введение в смазочное масло различных твердых смазочных компонентов [14–16], другие применяют химическую модификацию растительных масел [17, 18], третья группа ученых вводит маслорастворимые противоизносные компоненты [19, 20].

Целью данной исследовательской работы было получение сопоставимых результатов по характеристикам трения в двух трибосистемах –подшипнике качения и подшипнике скольжения «вал-втулка» при смазке чистым рапсовым маслом и рапсовым маслом, содержащим 4 % нетоксичной беззольной AW/EP присадки. Добавка содержит сложный эфир аконитовой кислоты и гексадециловый спирт (сложный эфир аконитовой кислоты (AAE)). По химическим свойствам присадка аналогична свойствам растительных масел, но первое содержит кислоту с тремя карбоксильными группами в своей молекуле. В результате AAE более эффективно адсорбируется на металлических поверхностях, чем молекулы растительного масла. Новая AW/EP присадка специально разработана на кафедре автотранспорта ЮУрГУ (НИУ) для биоразлагаемых базовых масел [21].

1. Исследование подшипника качения. В ходе экспериментальных исследований рассматривался момент трения, а также приведенный коэффициент трения в узле подшипника при смазке рапсовым маслом без каких-либо присадок и рапсовым маслом с 4 % нетоксичной беззольной

AW/EP присадкой при идентичных условиях трения. Частота вращения ротора поддерживалась на постоянном уровне, значения нагрузки варьировали (пять значений).

1.2. Устройство и методика проведения испытаний. Исследования момента и коэффициента трения были проведенные с помощью прибора ДМ 28М, представленном на рис. 1 и 2.

Устройство состоит из корпуса, в котором установлен вал (12), приводимый в движение посредством ременной передачи (1). На конце ведущего вала прикрепена головка подшипника (6), внутри которой установлены четыре подшипника качения – два из них находятся посередине (11), а два других подшипника – на двух концах (14). Наружные кольца двух средних подшипников (11) расположены в общей камере. Наружные кольца двух концевых подшипников (14) расположены в корпусе головки подшипника и плотно закреплены, после чего они образуют плотный контакт с корпусом головки. Внутренние кольца подшипников (14) присоединяются к ведущему валу (12) с помощью плотно привинченного крепления. Таким образом, движение вала (12) через внутренние кольца, шариковые шарики и внешние кольца подшипников передается на корпус головки подшипника, что вызывает вращение в направлении вращающегося вала. Таким образом, при вращении вала возникающий момент трения затягивает головку подшипника, в том числе и то место, где крепятся средние подшипники. Маятник (9) неподвижно прикреплен к корпусу опорной головки. Величина момента трения измеряется на основе отклонения маятника (9) относительно вертикальной оси, и значение считывается на шкале (8) в единицах Нм. Регулировка маятника в вертикальном положении осуществляется с помощью груза (7).

Нормальная нагрузка устанавливается на средних подшипниках (11) с помощью винта для регулировки нагрузки (3) через динамометрическую балку (13), и значение считывается на шкале индикатора (2) в единицах Ньютона.

Смазочное масло заливается в подшипниковый узел через отверстие, при этом его уровень регулируется перемещением поршня выравнивателя (5). Температура измеряется термометром (4), погруженным в масло.

Ограничение резкого поворота опорной головки при включении электродвигателя достигается ограничителями.

Методика исследования момента трения и измерения коэффициента трения состоит из следующих этапов:

Сначала устанавливается число оборотов с помощью регулировки ременной передачи (1). Заливается смазочное масло (с добавкой или без), а затем его уровень регулируется перемещением поршня выравнивателя (5). Маятник фиксируется в вертикальном положении с помощью груза (7). Включают электродвигатель и оставляют устройство работать таким образом в течение 5 минут до достижения устойчивого положения маятника, после чего считывают значение на шкале (8), которое соответствует величине момента трения. С помощью устройства дальнего измерения числа оборотов можно отслеживать количество оборотов вала в единицу времени с целью измерения величины момента трения при достижении постоянного числа оборотов. Момент трения измеряется в режиме без нагрузки, после чего показания шкалы снимаются с интервалом в 2 мин. Оператор последовательно задает нагрузки P_1, P_2, P_3, \dots винтом (3) и измеряет соответствующее значение момента трения M_1, M_2, M_3, \dots . Временной интервал для каждого значения нагрузки составляет 2 мин. Эти операции повторяются в каждом следующем испытании для различных смазочных масел. При замене масла

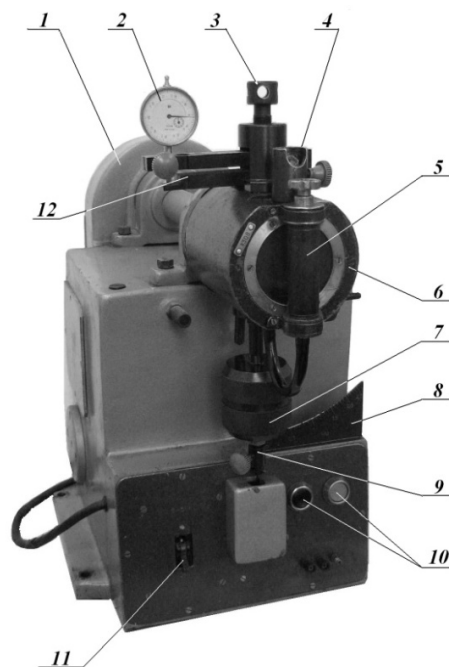


Рис. 1. Внешний вид прибора ДМ 2 М

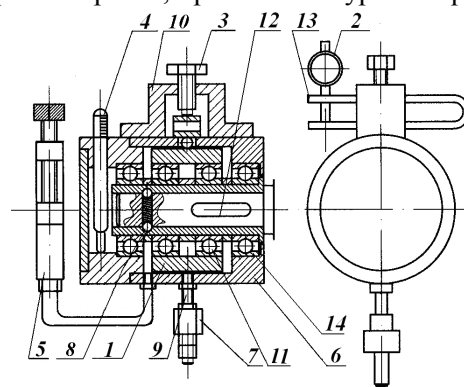


Рис. 2. Несущая головка устройства ДМ 28 М

Расчет и конструирование

опорную головку очищают бензином или другим растворителем, а затем сушат теплым воздухом. Все испытания проводятся при одном и том же уровне масла – до центра шариковых шариков подшипника, что гарантирует одинаковые условия смазки в головке подшипника.

Коэффициент трения определяется по формуле:

$$\mu = \frac{2M}{Pd}, \quad (1)$$

где $d = 40$ мм – диаметр внутреннего кольца подшипника.

2.2. Результаты и анализ измерений. С использованием описанной методологии и устройства DM28M были получены результаты по моменту трения, коэффициенту трения и температуре смазочного масла в подшипниковом узле в случае смазывания рапсовым маслом без присадок и рапсовым маслом, содержащим 4 % присадки ААЕ противоизносной/противозадирной (AW/EP).

Экспериментальные опыты проводились в идентичных динамических условиях: число оборотов $n = 970$ мин⁻¹ и при нагрузке $P = 25$ Н, 250 Н, 500 Н, 1000 Н и 1250 Н. Измерения проводились в течение 2 минут, а общая продолжительность трения – 10 минут. Начальная температура масла 21 °С. Результаты измерений приведены в табл. 1 и табл. 2.

Таблица 1
Момент трения, коэффициент трения и температура масла при смазке рапсовым маслом без присадок

Смазка рапсовым маслом без присадок					
Нагрузка, Н	25	250	500	1000	1250
Момент трения, Н·м	0,2	0,3	0,4	1,2	1,5
Коэффициент трения	0,4	0,06	0,04	0,06	0,06
Температура смазочного материала, °С	21,3	21,7	22,2	30	40
Время, с	120	120	120	120	120

Таблица 2
Момент трения, коэффициент трения и температура масла при смазке рапсовым маслом с присадкой

Смазка рапсовым маслом с присадкой					
Нагрузка, Н	25	250	500	1000	1250
Момент трения, Н·м	0,3	0,3	0,4	0,8	1,1
Коэффициент трения	0,5	0,1	0,04	0,05	0,04
Температура смазочного материала, °С	21	21	21,5	22	26
Время, с	120	120	120	120	120

Сравнительная зависимость момента трения от нормальной нагрузки при смазке рапсовым маслом без присадки и с присадкой представлена на рис. 3, а значения соответствующих коэффициентов трения – на рис. 4.

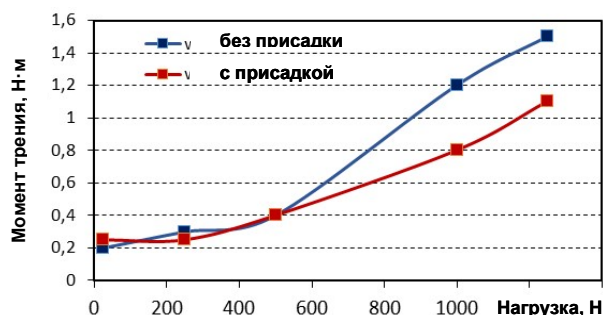


Рис. 3. Зависимость момента трения от нагрузки при смазке рапсовым маслом без присадки и с присадкой

При нагрузке более 250 Н момент трения нелинейно нарастает для обоих типов масла. Из рис. 3 видно, что для каждого значения нагрузки момент трения в случае рапсового масла с AW/EP добавкой ААЕ всегда меньше момента трения для рапсового масла без добавки. Степень уменьшения момента трения при увеличении нагрузки для двух масел незначительно отличается. При нагрузке 1000 Н наличие присадки в рапсовом масле приводит к уменьшению момента трения в 1,5 раза, а при более высокой нагрузке – 1500 Н – в 1,36 раза.

Зависимость носит нелинейный характер для обоих типов масел. При низкой нагрузке – до 250 Н – момент трения остается постоянным и имеет одинаковые значения для двух масел.

При нагрузке более 250 Н момент трения нелинейно нарастает для обоих типов масла. Из рис. 3 видно, что для каждого значения нагрузки момент трения в случае рапсового масла с AW/EP добавкой ААЕ всегда меньше момента трения для рапсового масла без добавки. Степень уменьшения момента трения при увеличении нагрузки для двух масел незначительно отличается. При нагрузке 1000 Н наличие присадки в рапсовом масле приводит к уменьшению момента трения в 1,5 раза, а при более высокой нагрузке – 1500 Н – в 1,36 раза.

Как видно из диаграммы на рис. 4, зависимость коэффициента трения от нагрузки при смазке рапсовым маслом без присадки носит нелинейный характер с хорошо выраженным минимумом при нагрузке 500 Н. При большей нагрузке коэффициент трения резко возрастает до 1,5 раз.

При смазке рапсовым маслом с АW/EP присадкой ААЕ при более высокой нагрузке – 500 Н – наблюдается небольшое увеличение – в 1,1 раза – и остается постоянным. Это можно объяснить тем, что наличие в рапсовом масле АW/EP присадки ААЕ приводит к сохранению смазочной пленки в контакте колец подшипников и шариков при более высоких нагрузках.

В случае смазки чистым рапсовым маслом увеличение коэффициента трения при увеличении нагрузки происходит из-за нарушения смазочной пленки и увеличения местного контактного давления в результате преобладающей механической составляющей трения.

Эти результаты соответствуют характеру зависимости температуры двух типов масел от нагрузки, представленной на рис. 5.

До нагрузки 500 Н температуры обоих масел одинаковы и постоянны. При увеличении загрузки в случае рапсового масла без присадки температура начинает расти. При увеличении нагрузки в 50 раз, то есть с 25 Н до 1250 Н, температура рапсового масла без присадки увеличивается почти в 2 раза – с 21,3 °С до 40 °С (см. табл. 1), а в случае рапсового масла с АW/EP присадкой ААЕ температура увеличивается в 1,2 раза – с 21 °С до 26 °С (см. табл. 2).

3. Трение в подшипнике скольжения «вал-втулка». Проведено сравнительное исследование коэффициента трения и температуры контакта в подшипнике скольжения «вал-втулка» при капельной смазке рапсовым маслом без присадки и рапсовым маслом с АW/EP добавкой ААЕ при нескольких различных значениях нормальной нагрузки – 250 Н, 500 Н, 1000 Н и 1500 Н.

3.1. Устройство и методика проведения испытаний. Экспериментальное определение коэффициента трения выполнено на приборе ДМ 29М, представленном на рис. 6 и 7.

Устройство состоит из корпуса (1), внутри которого установлен подшипник скольжения «вал-втулка»; приводной механизм; загрузочный механизм, измерительное устройство и система подачи смазочного масла. Вал (14) установлен на опорах двух подшипников качения и приводится в движение электродвигателем (12) посредством трехступенчатой клиноременной передачи (13).

Испытываемый подшипник «вал-втулка» расположен в дюралюминиевом корпусе (15), после чего бронзовая втулка (16) прикреплена к консоли на конце вала (14).

Механизм нагружения подшипника состоит из нагружающего винта (9) с рукояткой (8) и резьбовой втулки со скользящей чекой, динамометра (10), шарнирно соединенного с резьбовой втулкой, и нагружающего каркаса (19). Каркас (19) шарнирно соединен с корпусом (15) и динамометром (10). При повороте рукоятки (8) винт (9) смещается вертикально вверх, и грузовая рама (19) передает нагрузку в подшипнике снизу вверх. Нагрузка измеряется на шкале динамометра (10) с градуировкой в Ньютонах (рис. 7).

Измерительное устройство состоит из измерительной балки (5), прикрепленной к корпусу (15); фиксированной балки (6) с индикатором (7); подвижной балки (3) с мерной пластиной и индикатором (4). Наконечник индикатора (7) касается измерительной балки (5), а наконечник нижнего индикатора (4) – измерительной пластины, которая соединена с балкой (5).

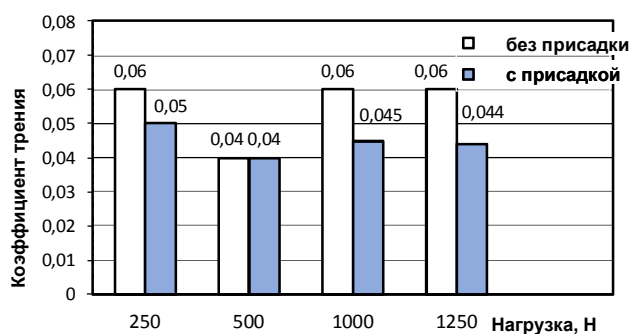


Рис. 4. Диаграмма коэффициента трения при смазке рапсовым маслом без присадки и с присадкой при различных нагрузках

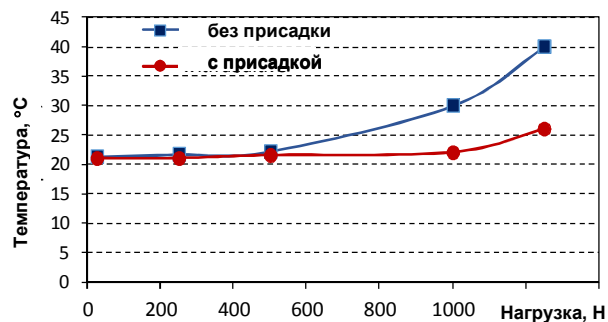


Рис. 5. Зависимость температуры масла от нагрузки при смазке рапсовым маслом без присадки и с присадкой

Расчет и конструирование

Система подачи смазочного масла в подшипник состоит из масляной ванны (18), расположенной в верхней части корпуса, откуда масло стекает самотеком вниз со скоростью 30–40 капель в минуту по трубопроводу с клапаном (17), который входит в приемный канал подшипника.

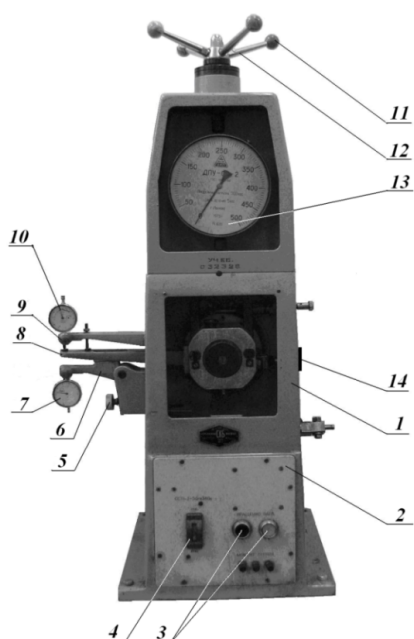


Рис. 6. Прибор ДМ 29 М

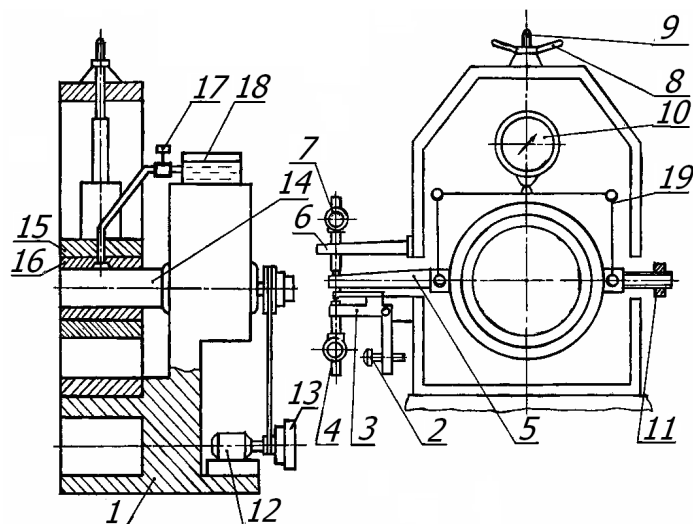


Рис. 7. Схема устройства ДМ 29 М

Система подачи смазочного масла в подшипник состоит из масляной ванны (18), расположенной в верхней части корпуса, откуда масло стекает самотеком вниз со скоростью 30–40 капель в минуту по трубопроводу с клапаном (17), который входит в приемный канал подшипника.

При вращении вала (14) против часовой стрелки под действием момента сил трения в подшипнике измерительная балка (5) изгибается, а стрелка индикатора (4) отклоняется в положение δ .

В табл. 3 представлены технические характеристики испытанного подшипника скольжения.

Таблица 3

Характеристики экспериментального подшипника скольжения

Диаметр вала	$d = 60$ мм
Длина втулки	$l = 60$ мм
Диаметральный зазор	$C = 0,06$ мм
Материала вала	Конструкционная углеродистая сталь 45 (ГОСТ 8731-87); HRC = 35
Материал втулки	Свинцовая бронза БрО5Ц5С5 (ГОСТ 613-79); 60 НВ
Смазочный материал	Рапсовое масло без и с 4 % AW/EP добавки

Методика определения коэффициента трения осуществляется в следующей последовательности: сначала устанавливается значение числа оборотов в минуту $n = 1350 \text{ мин}^{-1} = \text{const}$; система смазки включается клапаном (17), после чего начинается смазывание по каплям рапсовым маслом без / с добавкой; значение нормальной нагрузки устанавливают $P_l = 250$ Н с помощью грузозащитного шнека (9); настройки двух индикаторов обнуляются (4) и (7); электродвигатель включается, и после периода времени работы 20 секунд при установке нулевого значения на индикаторе (7) на неподвижной балке (6) оператор считывает показание индикатора (4) на подвижной балке (3). Последовательно через интервалы времени 40, 60 ... 120 секунд происходит считывание показаний.

Коэффициент трения в любой момент работы рассчитывается по формуле:

$$f = k \frac{\delta}{P} \quad (2)$$

где: $k = 0,23$ – постоянная устройства.

Экспериментальный прогон повторяют, последовательно устанавливая значение нагрузки: $P_2 = 500$ Н; $P_3 = 1000$ Н и $P_4 = 1500$ Н. Устройство позволяет проводить экспериментальные опыты при оборотах $n = 500$ мин⁻¹ и $n = 2400$ мин⁻¹.

3.2. Результаты и анализ измерений. Эксперименты проводились в идентичных динамических условиях: число оборотов в минуту $n = 760$ мин⁻¹ и нагружение. Результаты записываются с интервалом в 2 минуты, общая продолжительность процесса трения составляет 8 минут. Начальная температура масла 23,1 °С. Температура контакта измерялась с помощью лазерного инфракрасного термометра INFRARED. На рис. 8 представлена диаграмма коэффициента трения, а на рис. 9 показана средняя температура контакта при различных нагрузках в случае смазки чистым рапсовым маслом и рапсовым маслом с AW/EP добавкой.

Из диаграммы на рис. 8 видно, что при каждом значении нагрузки коэффициент трения в случае смазки рапсовым маслом с AW/EP добавкой ниже, чем коэффициент трения в случае смазки рапсовым маслом без добавки.

Зависимость коэффициента трения от нагрузки носит ярко выраженный нелинейный характер. При увеличении нагрузки коэффициент трения увеличивается, достигая максимального значения при $P = 500$ Н, а затем снижается. Такой характер зависимости наблюдается для обоих типов масел. Значение максимального коэффициента трения для чистого рапсового масла составляет 0,03, а для рапсового масла с добавкой – 0,02.

Влияние AW/EP присадки можно оценить в первом приближении по разнице между значениями коэффициента трения двух масел. При малых нагрузках $P_1 = 250$ Н и $P_2 = 500$ Н эта разница имеет одинаковое значение 0,01. При увеличении нагрузки разница уменьшается: при $P_3 = 1000$ Н становится 0,06, а при $P_4 = 1500$ Н – 0,04.

Это приводит нас к выводу, что при очень высоких нагрузках можно ожидать, что влияние добавки будет уменьшено. Это, в свою очередь, означает необходимость в дальнейшем разработки методики и изучения влияния добавки на ресурс рапсового масла для различных режимов трения.

Полученные результаты согласуются с результатами по изменению температуры контакта при увеличении нормальной нагрузки. На рис. 9 видно, что присутствие AW/EP присадки в рапсовом масле приводит к снижению температуры контакта. При смазке рапсовым маслом с присадкой при низкой нагрузке $P = 250$ Н температура на 0,5°С выше, но при увеличении нагрузки остается ниже при каждой нагрузке на 1,3–1,4 °С.

4. Обсуждение результатов и выводы. Были получены сравнительные результаты для момента трения, коэффициента трения и температуры смазочного масла при различных нагрузках в подшипниках качения и подшипниках скольжения «вал-втулка» в случаях смазки рапсовым маслом без присадок и рапсовым маслом с 4 % нетоксичной беззольной AW/EP присадкой, разработанной для биоразлагаемых базовых масел.

Установлено, что наличие 4 % нетоксичной беззольной AW/EP добавки в рапсовом масле приводит к снижению момента трения, коэффициента трения и температуры контакта во всем диапазоне приложенных нормальных нагрузок в оба типа подшипников. Разница между коэффициентами трения двух типов смазочных масел при увеличении нагрузки уменьшается.

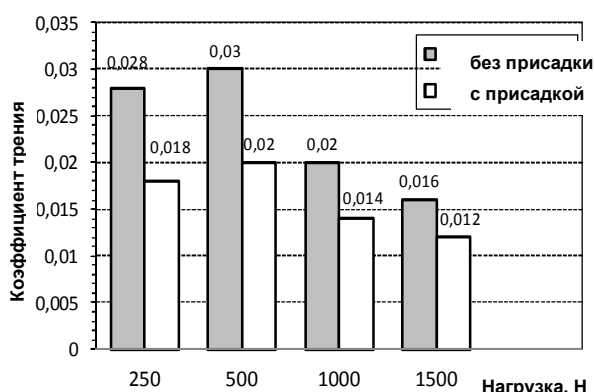


Рис. 8. Коэффициент трения при смазке рапсовым маслом без присадок и с присадками при различных нормальных нагрузках

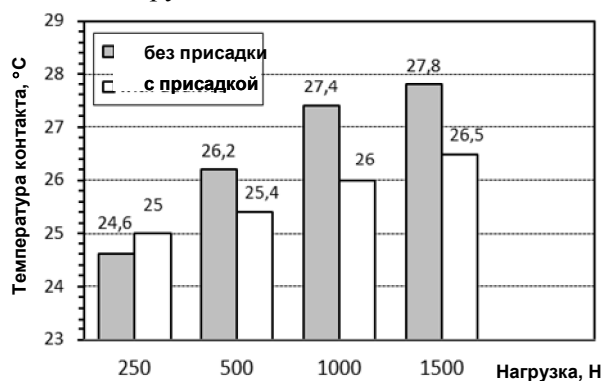


Рис. 9. Средняя температура контакта (через 120 секунд) для рапсового масла без присадок и с присадками при различных нормальных нагрузках

Расчет и конструирование

В случае подшипников качения при увеличении нагрузки коэффициент трения увеличивается для смазки чистым рапсовым маслом, а для рапсового масла с добавкой коэффициент трения сохраняет постоянное значение. В случае подшипника скольжения «вал-втулка» в условиях граничного трения коэффициент трения для обоих типов смазочных масел уменьшается с увеличением нагрузки.

Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ (проект № 20-48-74000720).

Литература/References

1. Jost H.P. Tribology – from basics to productivity and employment. *Opening Speech at the 5th World Tribology Congress*, Torino, 2013.
2. Bhushan B. (Ed.) *Modern Tribology Handbook*, CRC Press, Boca Raton, 2001.
3. Bartz W.J. Reducing the impairment of the environment. *Proceedings of the 2nd European Conference on Tribology ECOTRIB`2009*, Pisa, Italy, June, 2009.
4. Nosonovski M., Bhushan B. Green tribology: principles, research areas and challenges. *Phil.Trans.R.Soc.A*, 2010, 368, pp. 4677–4694.
5. Rac A., Vencl A. Ecological and technical aspects of the waste oils influence on environment. *The Annals of University “Dunărea de Jos” of Galați, Fascicle VIII, Tribology*, 2012, 18, 1, pp. 5–11.
6. Sasakip S., Environmentally friendly tribology (Eco-tribology). *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2010, vol. 24, pp. 67–71.
7. Altõn R. et al. The potential of using vegetable oil fuels as fuel for diesel engines. *Energy Conversion and Management*, 2001, vol. 42, pp. 529–538.
8. Abolle´ A., Kouakou L., Planche H. The viscosity of diesel oil and mixtures with straight vegetable oils: Palm, cabbage palm, cotton, groundnut, copra and sunflower. *Biomass and bioenergy*, 2009, vol. 33, pp. 1116–1121.
9. Fox N.J., Stachowiak G.W. Vegetable oil-based lubricants – a review of oxidation. *Tribology International*, 2007, vol. 40, pp. 1035–1046.
10. Perez J.M. et al. Characterization of Tricresylphosphate Lubricating Films by Micro-Fourier Transform Infrared Spectroscopy. *Tribology Transactions*, 1990, pp. 131–139.
11. Bugaev A.M. Effect of the multifunctional additive “Valena” on the tribological properties of rapeseed oil. *Agroengineering*, Moscow., MSAU, 2008, no. 4, pp. 99–101.
12. Zadorozhnaya E, Levanov I, Kandeva M. Tribological research of biodegradable lubricants for friction units of machines and mechanisms: Current state of research, Lecture Notes in Mechanical Engineering. *Publisher: Springer Nature*, 2019, pp. 939–947.
13. Kandeva M., Kalitchin Zh., Zadorozhnaya E. Tribological Investigations on Tribosystems Lubricated with Vegetable Oils and Mineral-Vegetable Composites with Metalplating Additive, Part II: Wear. *Journal of Environmental Protection and Ecology*, 2018, vol. 19, no. 4, pp. 1678–1689.
14. Zhang G., Xu Y., Xiang X., Zheng G., Zeng X., Li Z., Ren T., Zhang Y. Tribological performances of highly dispersed graphene oxide derivatives in vegetable oil. *Tribology International*, 2018, vol. 126, pp. 39–48.
15. Padmini R., Krishna P.V., Rao G.K.M. Effectiveness of vegetable oil based nanofluids as potential cutting fluids in turning AISI 1040 steel. *Tribology International*, 2016, vol. 94, pp. 490–501.
16. Alves S.M., Barros B.S., Trajano M.F., Ribeiro K.S.B., Moura E., Tribological behavior of vegetable oil-based lubricants with nanoparticles of oxides in boundary lubrication conditions. *Tribology International*, vol. 65, pp. 28–36, 2013.
17. Sharma B.K., Adhvaryu A., Erhan S.Z. Friction and wear behavior of thioether hydroxy vegetable oil. *Tribology International*, 2009, vol. 42, no. 2, pp. 353–358.
18. Anand O.N., Malik V.P., Neemla K.D. Studies on extreme pressure films – reactions of sulphurized vegetable oils and alkyl phenols with iron, *Tribology International*, 19, 3, 128-132, 1986.
19. Zeng X., Li J., Wu X., Ren T., Liu W. The tribological behaviors of hydroxyl-containing dithiocarbamate-triazine derivatives as additives in rapeseed oil. *Tribology International*, 2007, vol. 40, no. 3, pp. 560–566.

20. Quinchia L.A., Delgado M.A., Reddyhoff T., Gallegos C., Spikes H.A. Tribological studies of potential vegetable oil-based lubricants containing environmentally friendly viscosity modifiers, *Tribology International*, 2014, 69, pp. 110–117.

21. Mukhortov I., Zadorozhnaya E., Kandeva M., Levanov I. Studying the Possibility of Using Complex Esters as AW/EP Additives, *Tribology in Industry*, 2019, vol. 41, no. 3, pp. 355–364.

Кандева-Иванова Мара Крумова, доцент, доктор, президент Общества болгарских трибологов, Центр трибологии, Технический университет в Софии, г. София, Болгария, kandevaivanovam@susu.ru.

Задорожная Елена Анатольевна, доктор технических наук, профессор кафедры «Автомобильный транспорт», Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, zadorozhnaiaea@susu.ru.

Мухортов Игорь Васильевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Автомобильный транспорт», Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, i.mukhortov@yandex.ru.

Леванов Игорь Геннадьевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Автомобили и автомобильный сервис», кафедры «Автомобильный транспорт», Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, levanovig@susu.ru.

Поступила в редакцию 31 мая 2021 г.

DOI: 10.14529/engin210201

STUDY OF THE INFLUENCE OF NON-TOXIC ADDITIVES IN RAPE SEED OIL IN EXPERIMENTAL STUDIES OF MACHINE FRICTION UNITS

M.K. Kandeva-Ivanova¹, kandevaivanovam@susu.ru,

E.A. Zadorozhnaya², zadorozhnaiaea@susu.ru,

I.V. Mukhortov², i.mukhortov@yandex.ru,

I.G. Levanov², levanovig@susu.ru

¹Tribology Center, Technical University-Sofia, Sofia, Bulgaria

²South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation

Increasing of the environmental requirements to transport and industry poses to tribology a priority task related to the development of environmentally friendly lubricants and technologies. Vegetable oils and synthetic esters are most commonly used as biodegradable base oils. The fundamental constraints associated with their direct application are related to two main parameters: resistance to oxidation and their tribological characteristics, that is, anti-friction, wear-resistant and extreme pressure properties. To increase oxidation stability, low unsaturated fatty acids contents are used, and the reduction of friction and wear is achieved by developing compatible composite additives towards the base vegetable oil. The second problem originates from a specific feature of the tribosystems, which is the fact that their functional characteristics, being dependent on the combined complex influence of many factors, and moreover these are changing during the course of their exploitation. Researchers try to find a solution by elaborating compatible composite additives to the basis bio-degradable vegetable and synthetic oil. However, many researchers have found that in regard to their physical-chemical and tribological characteristics the vegetable oils satisfy the exploitation requirements only under certain conditions.

The present study presents results from a comparative investigation of friction characteristics and oil temperature in two tribosystems “Rolling Bearings” and “Sliding Bearing” when lubricated

Расчет и конструирование

with pure rapeseed oil and rapeseed oil containing 4% non-toxic and ashless additive. The new additive is designed for biodegradable base oils.

The research was conducted in tribology laboratories in Southern Ural State University, Chelyabinsk, Russia, and at the Technical University of Sofia, Bulgaria layer.

Keywords: tribology, coefficient of friction, rapeseed oil, AW/EP additives, rolling bearings, sliding bearings.

Received 31 May 2021

ОБРАЗЕЦ ЦИТИРОВАНИЯ

Изучение влияния нетоксичных добавок в рапсовое масло при экспериментальных исследованиях узлов трения машин / М.К. Кандева-Иванова, Е.А. Задорожная, И.В. Мухортов, И.Г. Леванов // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2021. – Т. 21, № 2. – С. 5–14. DOI: 10.14529/engin210201

FOR CITATION

Kandeva-Ivanova M.K., Zadorozhnaya E.A., Mukhortov I.V., Levanov I.G. Study of the Influence of Non-toxic Additives in Rape Seed Oil in Experimental Studies of Machine Friction Units. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2021, vol.21, no. 2, pp. 5–14. (in Russ.) DOI: 10.14529/engin210201
