

ДИНАМИКА, ПРОЧНОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ

УДК 539.4

И.Н. ЛИС, магистр техн. наук

преподаватель специальных дисциплин

E-mail: lisivan@yandex.ru

Лидский колледж УО «Гродненский государственный университет им. Янки Купалы», г. Лида,
Республика Беларусь

Поступила в редакцию 13.05.2022.

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПОДШИПНИКА ОПОРЫ МОТОВИЛА ЗЕРНОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА, РАБОТАЮЩЕГО ПРИ НЕРЕГУЛЯРНОМ НАГРУЖЕНИИ В УСЛОВИЯХ ФРИКЦИОННО-МЕХАНИЧЕСКОЙ УСТАЛОСТИ

Приведена расчетная схема мотвила зерноуборочного комбайна «Лида-1300». Определены наработка подшипника опоры мотвила за срок службы комбайна, фрикционные нагрузки подшипника и изгибающие напряжения вала. Сформированы блоки нагружения с возрастающей, снижающейся и произвольно изменяющейся нагрузкой. Проанализировано влияние значений параметров разупрочнения α и упрочнения β , продолжительности ступени нагружения на расчетную величину износа и долговечность. Установлено, что при неизменных или несущественно изменяющихся значениях параметров α и β наблюдается совпадение расчетных значений износа по окончании блока нагружения независимо от порядка следования нагрузок (возрастающие, снижающиеся или произвольно изменяющиеся) и от продолжительности ступени нагружения. В то время как при значительном отличии параметров α и β совпадение расчетных значений износа по окончании блока нагружения появляется только при небольшой продолжительности ступени нагружения (примерно на два порядка меньше предполагаемого ресурса). Приводится сравнение расчетных кинетических кривых износа при регулярном и нерегулярном нагружении при наработке $2,0 \cdot 10^7$ циклов.

Ключевые слова: силовая система, подшипник опоры мотвила, долговечность, фрикционно-механическая усталость, нерегулярное нагружение

DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2022-3-60-35-41>

Введение. Многие узлы мобильных и сельскохозяйственных машин испытывают износоусталостные повреждения при нерегулярном нагружении, что связано с изменяющимися условиями эксплуатации. Прогнозирование долговечности таких узлов является актуальной задачей. В [1] предлагается формула расчета долговечности силовой системы при блочном (нерегулярном) нагружении на основе гипотезы суммирования повреждений Л.А. Сосновского при реализации обратного эффекта. Эта формула не учитывает предысторию повреждений, кроме частного случая, когда параметры разупрочнения α и упрочне-

ния β равны единице (реализуется линейный закон накопления повреждений).

В связи с этим был разработан алгоритм расчета долговечности при нерегулярном нагружении [2], который учитывает предысторию нагружения. Алгоритм позволяет получать расчетные кинетики износа при нерегулярном нагружении, что дает возможность как прогнозировать долговечность узла на стадии проектирования, так и определять остаточный ресурс в процессе эксплуатации. Методика расчета позволяет учитывать действие контактных и внеконтактных нагрузок, задавать блок нагружения, соответствующий

режиму работы. В [2] также приведен пример применения разработанного алгоритма для прогнозирования долговечности подшипника коленчатого вала автомобильного двигателя.

Цель данной работы — показать возможность применения методики прогнозирования долговечности силовых систем на основе разработанного алгоритма для расчета узла сельскохозяйственной машины (подшипника опоры мотовила зерноуборочного комбайна). Алгоритм базируется на энергетическом критерии предельного состояния силовых систем.

Конструкция и расчетная схема мотовила.

Мотовило подводит стебли растений к режущему аппарату, поддерживает их в момент среза, подает к шнеку и очищает режущий аппарат. Мотовило зерноуборочного комбайна «Лида-1300» представляет собой балку неравного сечения на двух опорах с консольным участком, на котором закреплена приводная звездочка (рисунок 1). Привод мотовила осуществляется регулируемым гидромотором через цепную передачу, в результате чего на валу создается крутящий момент M . Взаимодействие граблин мотовила со стеблями срезаемых растений создает распределенную нагрузку q_2 . Участок в пролете между опорами, состоящий из граблин и их креплений (лучей) и трубчатого вала создает распределенную нагрузку q_1 от собственной массы.

Опоры мотовила представляют собой подшипники скольжения, в которых реализуется трение от контактного взаимодействия и внеконтактное взаимодействие от изгиба вала. Таким образом, опора мотовила является трибофатической силовой системой.

Определение наработки подшипника опоры мотовила. Крутящий момент на валу мотовила зависит от отношения скорости мотовила V_M к скорости комбайна V_K . Отношение V_M/V_K называется показателем кинематического режима λ и зависит от вида растений и их состояния. Рекомендуется оптимальный диапазон кинематического режима $\lambda = V_M/V_K = 1,2 \dots 1,7$ [3, с. 48]. При этом крутящий момент на валу мотовила изменяется от 120 до 160 Н·м [4].

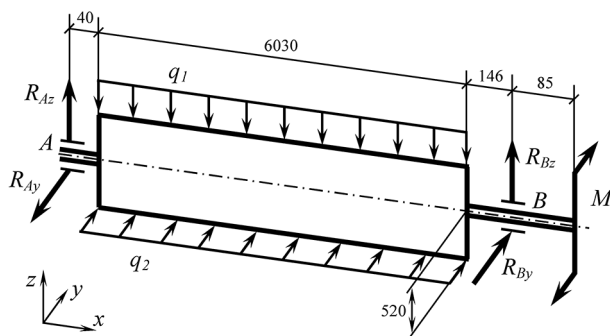


Рисунок 1 — Расчетная схема мотовила зерноуборочного комбайна «Лида-1300»

Figure 1 — Calculation scheme of the reel of the combine harvester "Lida-1300"

Пределы варьирования частоты вращения вала мотовила с учетом значений показателя кинематического режима λ_{\min} и λ_{\max} [5, с. 26]:

$$n_{M \min} = 30 \cdot \lambda_{\min} \cdot V_M / \pi \cdot R; \quad (1)$$

$$n_{M \max} = 30 \cdot \lambda_{\max} \cdot V_M / \pi \cdot R. \quad (2)$$

Фактическая средняя скорость движения зерноуборочных комбайнов в нашей стране колеблется от 2,6 до 4,7 км/ч (0,72 ... 1,31 м/с) с учетом урожайности зерна, влажности убираемых хлебов, конфигурации и размеров полей, ширины захвата жатки [3, с. 51].

Радиус мотовила комбайна «Лида-1300» $R = 0,539$ м [5, табл. П1]. Тогда $n_{M \min} = 15,4$ мин⁻¹, $n_{M \max} = 39,4$ мин⁻¹.

Наработка подшипника опоры мотовила за срок службы комбайна 10 000 часов составит:

$$N_{\min} = 60 \cdot 10^4 \cdot n_{M \min} = 0,9 \cdot 10^7 \text{ циклов};$$

$$N_{\max} = 60 \cdot 10^4 \cdot n_{M \max} = 2,4 \cdot 10^7 \text{ циклов}.$$

Расчеты величины износа будем вести до наработки $2,0 \cdot 10^7$ циклов.

Фрикционные нагрузки подшипника опоры мотовила и изгибающие напряжения вала.

Для определения нагрузок в подшипниках мотовило представили как ступенчатую балку на двух опорах с консольной частью, на которой закреплена приводная звездочка. Наиболее нагруженной оказалась опора B (см. рисунок 1), расположенная ближе к приводной звездочке. Реакция опоры зависит от величины крутящего момента (120–160 Н·м) и изменяется в пределах от 1449 до 1845 Н.

Втулка подшипника изготавливается из полиамида ПА6 и имеет внутренний диаметр 40 мм, ширину 38 мм. Номинальная площадь контакта 1520 мм². Расчетное среднее давление в подшипнике находится в пределах 0,951–1,211 МПа.

Коэффициент трения полиамида ПА6 по стали 45 со смазкой Литол-24 составляет 0,06 [6].

Тогда фрикционные напряжения подшипника опоры мотовила $\tau_N = 0,0571 \dots 0,0726$ МПа.

Амплитуду изгибающих напряжений σ_a в сечении вала, расположенном в опоре B, определили по эпюре изгибающих моментов и получили диапазон 18–24,1 МПа.

Определение износа подшипника опоры мотовила за срок службы комбайна.

Полученный диапазон фрикционных напряжений подшипника опоры мотовила и изгибающих напряжений вала разбили на пять ступеней и задали три блока нагружения (рисунок 2): при возрастающей, снижающейся и произвольно изменяющейся нагрузке.

Продолжительности ступеней n_i в блоке нагружения принимали одинаковыми. Далее будут рассмотрены два варианта — продолжительность ступени нагружения $n_i = 10^5$ и $n_i = 10^6$ циклов, соответственно, продолжительность блока

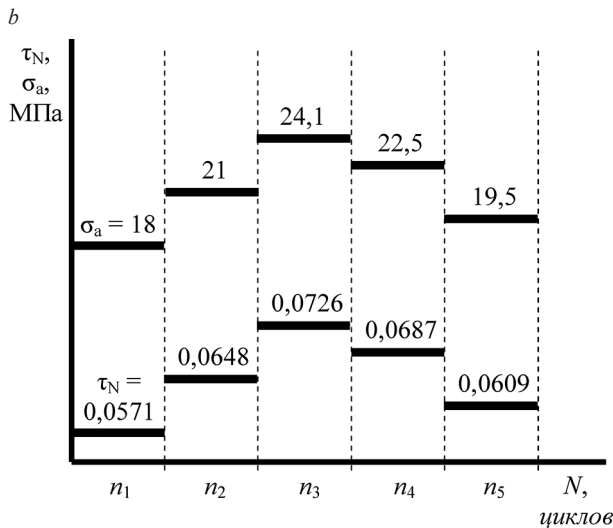
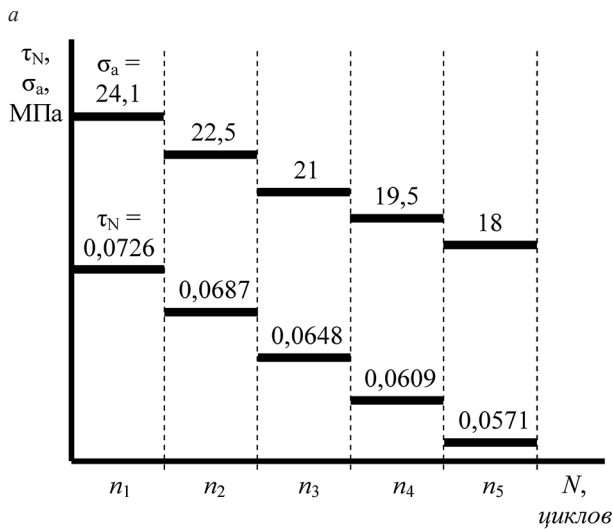
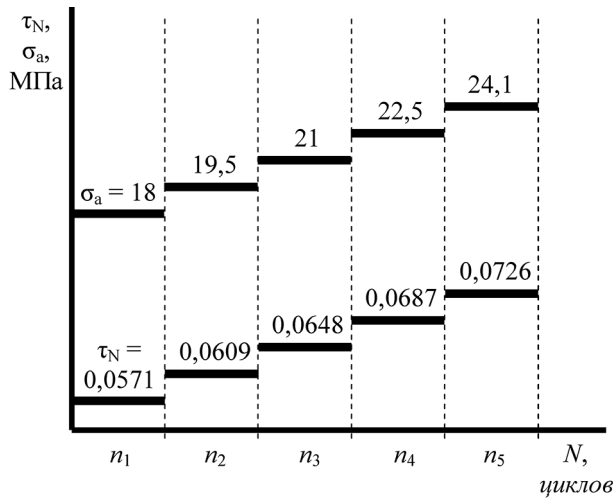


Рисунок 2 — Блоки нагружения при возрастающей (а), снижающейся (б) и произвольно изменяющейся (с) нагрузке
 Figure 2 — Loading blocks with increasing (a), decreasing (b) and arbitrarily changing (c) load

нагружения $N_b = 5 \cdot 10^5$ циклов в первом случае и $N_b = 5 \cdot 10^6$ циклов во втором.

Расчет кинетики изнашивания подшипника опоры мотовила вели с применением разработан-

ного ранее алгоритма [2]. Для этого приняли временную функцию поврежденности в виде [7]:

$$\omega_\Sigma = \left[1 - \left(1 - \frac{n}{N} \right)^\alpha \right]^\beta, \quad (3)$$

где α и β — параметры разупрочнения и упрочнения соответственно; n — текущее число циклов (наработка); N — число циклов до наступления предельного состояния.

Функция (3) имеет по меньшей мере два важных достоинства. Во-первых, ее аргументом является относительная наработка n/N , которая, как известно, имеет энергетическое содержание, так как долговечность N связана с критической энергией, ответственной за разрушение объекта, а наработка n — с текущей энергией разрушения. Во-вторых, функция (3) согласуется с фактически общепризнанным (и основанном на многочисленных опытных данных) мнением исследователей о нелинейном характере накопления повреждений во времени при усталости и изнашивании [7–11], а также при износоусталостных повреждениях [12–14]. При этом (3) позволяет моделировать влияние на накопление повреждений различных по природе процессов упрочнения-разупрочнения, связанных с классом материала (циклически упрочняющиеся, разупрочняющиеся или стабильные), характером нерегулярного нагружения, со свойствами коррозионной среды.

В качестве меры поврежденности силовой системы при изучении обратного эффекта приняли относительный износ:

$$\omega = \frac{i}{i_{\text{пред}}}, \quad (4)$$

где i , $i_{\text{пред}}$ — текущее и предельное значения линейного износа соответственно, мкм.

Параметры разупрочнения α и упрочнения β зависят от свойств материалов силовой системы, кинематической схемы пары трения, условий смазки, состояния трущихся поверхностей, однако, в одной серии экспериментов, когда перечисленные условия остаются неизменными, обнаруживается их зависимость от действующих фрикционных напряжений. В связи с отсутствием экспериментальных данных для силовой системы «вал (сталь 45) — вкладыш (полиамид ПА-6)» со смазкой в широком диапазоне изменения фрикционных напряжений для приближенных расчетов примем имеющиеся у нас величины параметров α и β , определенные по экспериментальным кинетическим кривым износа силовой системы «вал (сталь 45) — вкладыш (сополимер формальдегида Ф4-В)» со смазкой моторным маслом «Лукойл Супер 15W-40» [15]. Для всех значений износ-наработка по уравнению (4) рассчитывали поврежденность и соответствующую ей относительную наработку n/N . Для каждого значения n/N

по уравнению (3) вычислялась поврежденность при различных значениях α и β в диапазоне от 0,01 до 10. Окончательно принимались значения α и β , при которых коэффициент корреляции между экспериментальной и расчетной поврежденностью был наибольшим. Расчет производился с помощью функции «Поиск решения», встроенной в программу Microsoft Office Excel. Зависимость параметров разупрочнения α и упрочнения β от фрикционных напряжений τ_N определили путем экстраполяции экспериментальных данных [15] и приняли линейной: $\alpha = -0,457 \cdot \tau_N + 1,725$; $\beta = -0,214 \cdot \tau_N + 0,89$. Применение линейной зависимости здесь возможно по причине узкого диапазона нагрузок.

Рассмотрим расчетные кинетики изнашивания подшипника опоры мотовила для одного блока нагружения (рисунок 3) при $n_i = 10^5$ циклов.

Из рисунка 3 видно, что расчетная величина износа по окончании блока нагружения (при $N = 5 \cdot 10^5$ циклов) в независимости от порядка следования нагрузок в блоке нагружения отличается незначительно. Такая закономерность наблюдается при несущественном отличии параметров разупрочнения α и упрочнения β (как в данном примере: $\alpha = 1,692-1,699$; $\beta = 0,875-0,878$), а при их неизменных значениях расчетная величина износа по окончании каждого блока нагружения и вовсе отличий не имеет. Однако, как будет показано ниже, при значительном отличии параметров α и β существенное влияние на величину расчетного износа оказывает продолжительность ступени нагружения.

Рассмотрим влияние продолжительности ступени нагружения n_i на величину расчетного износа. На рисунке 4 показаны расчетные кинетические кривые при продолжительности ступени нагружения n_i , равной 10^5 и 10^6 циклов, при возрастающей 1, 3 и снижающейся 2, 4 нагрузке

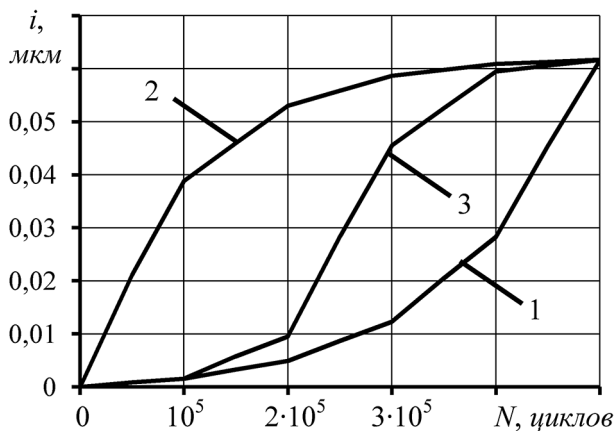


Рисунок 3 — Расчетные кинетические кривые изнашивания подшипника опоры мотовила (один блок нагружения) при возрастающей 1, снижающейся 2 и произвольно изменяющейся 3 нагрузке при продолжительности ступени нагружения $n_i = 10^5$ циклов

Figure 3 — Calculated kinetic wear curves of the reel support bearing (one loading unit) at increasing 1, decreasing 2 and arbitrarily changing 3 load at the duration of the loading stage $n_i = 10^5$ cycles

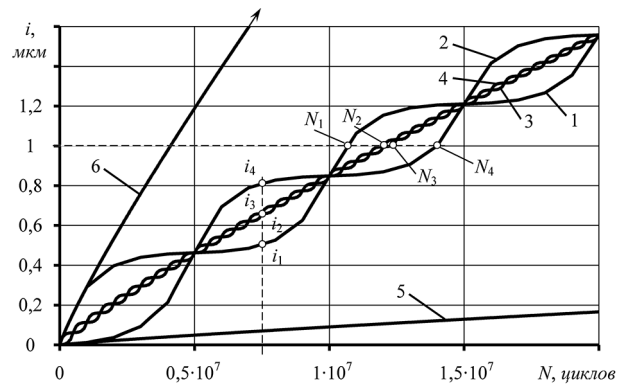


Рисунок 4 — Расчетные кинетические кривые изнашивания подшипника опоры мотовила (обозначения в тексте)
Figure 4 — Calculated kinetic wear curves of the reel support bearing (notation in the text)

(чтобы не загромождать рисунок блок нагружения с произвольно изменяющейся нагрузкой рассматривать не будем — для него наблюдаются такие же закономерности). Наблюдается совпадение расчетных значений износа по окончании блока нагружения продолжительностью $N_B = 5 \cdot 10^6$ циклов и десяти блоков нагружения продолжительностью $N_B = 5 \cdot 10^5$ циклов. Это обстоятельство нужно учитывать при планировании экспериментов с нерегулярным (блочным) нагружением. Например, приняв в качестве предельного состояния износ, равный 1 мкм, получим при различной продолжительности ступеней нагружения n_i значительно отличающуюся наработку (см. точки N_1-N_4 на рисунке 4). Или, проводя испытания на некоторой базе (например, $0,75 \cdot 10^7$ циклов), получим существенно отличающуюся величину износа (см. точки i_1-i_4 на рисунке 4). Причем блоки нагружения 3 и 4 завершились, и значения износа совпадают, а блоки нагружения 1 и 2 не завершились (значения износа отличаются почти вдвое).

Характер изменения износа при неизменной минимальной и максимальной нагрузке показывают кривые 5 и 6 (см. рисунок 4), при этом величина износа на базе $2 \cdot 10^7$ циклов равна 0,17 и 4,0 мкм соответственно.

Расчетная величина износа при наработке $2,0 \cdot 10^7$ циклов составляет 1,56 мкм. Информация об интенсивности изнашивания подшипника в литературных источниках не обнаружено, так как этот узел комбайна не является проблемным. Адекватность работы расчетного алгоритма можно косвенно подтвердить с помощью расчета по допустимой нагруженности $[pV]$ подшипников скольжения (p — давление в подшипнике, МПа; V — скорость скольжения, м/с). Для подшипника опоры мотовила при наибольших нагрузке и частоте вращения $pV = 1,211 \cdot 0,084 = 0,1$ МПа·м/с, что в 150–200 раз меньше допустимого значения ($[pV] = 15...20$ МПа·м/с [16]).

Анализ работы расчетного алгоритма при различных исходных данных. Рассмотрим пример, когда параметры разупрочнения α и упрочне-

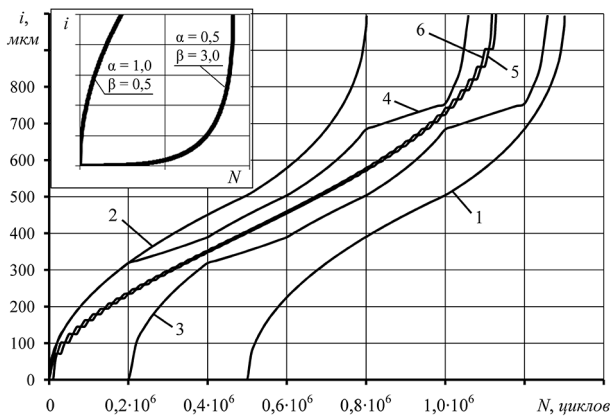


Рисунок 5 — Расчетные кинетические кривые изнашивания подшипника опоры мотовила при возрастающей 1, 3, 5 и снижающейся 2, 4, 6 нагрузке при продолжительности ступени нагружения $n_i = 5 \cdot 10^5$ циклов (для кривых 1 и 2), $n_i = 2 \cdot 10^5$ циклов (для кривых 3 и 4), $n_i = 10^4$ циклов (для кривых 5 и 6)

Figure 5 — Calculated kinetic wear curves of the reel support bearing at increasing 1, 3, 5 and decreasing 2, 4, 6 load at the duration of the loading stage $n_i = 5 \cdot 10^5$ cycles (for curves 1 and 2), $n_i = 2 \cdot 10^5$ cycles (for curves 3 and 4), $n_i = 10^4$ cycles (for curves 5 and 6)

ния β отличаются существенно (рисунок 5). Вид кинетических кривых износа при стационарном нагружении при $\alpha = 1,0$, $\beta = 0,5$ (соответствует износу по закону разупрочнения) и при $\alpha = 0,5$, $\beta = 3,0$ (соответствует износу по закону упрочнения) показан на миниатюре рисунка 5. Блок нагружения составим из двух нагрузок с равной продолжительностью ступеней нагружения n_i . При большой продолжительности ступени нагружения ($n_i = 5 \cdot 10^5$ циклов) совпадения расчетных значений износа по окончании блока нагружения не наблюдается (сравните кривые 1 и 2), т. к. в случае с возрастающей нагрузкой (кривая 1) предельное состояние достигнуто на первой ступени второго блока нагружения, а в случае со снижающейся нагрузкой (кривая 2) не завершился даже первый блок нагружения. При продолжительности ступени нагружения $n_i = 2 \cdot 10^5$ циклов расчетные значения износа по окончании блока нагружения сближаются (кривые 3 и 4 при наработке $4 \cdot 10^5$ и $8 \cdot 10^5$ циклов), однако разница еще велика. Снижение продолжительности ступени нагружения на порядок — до $n_i = 10^4$ циклов — приводит к совпадению расчетных значений износа по окончании блока нагружения, описанному выше (см. рисунок 4). Нарботка до предельного состояния по мере снижения продолжительности ступени нагружения становится все менее различимой, независимо от порядка смены нагрузок.

Установленные закономерности качественно согласуются с результатами усталостных испытаний при блочном нагружении с возрастающей и снижающейся нагрузкой [17–19].

Заключение. 1. Расчетная наработка подшипника опоры мотовила за срок службы комбайна «Лида-1300» (10 000 часов) составила $(0,9...2,4) \cdot 10^7$ циклов в зависимости от условий эксплуатации.

2. Найдены нагрузки в подшипнике опоры мотовила. Сформированы блоки нагружения.

3. Рассчитана величина износа подшипника опоры мотовила при наработке $2,0 \cdot 10^7$ циклов с применением разработанного ранее алгоритма.

4. Проанализировано влияние значений параметров разупрочнения α и упрочнения β , продолжительности ступени нагружения n_i на расчетную величину износа и долговечность. Установлено, что при неизменных или несущественно изменяющихся значениях параметров α и β наблюдается совпадение расчетных значений износа по окончании блока нагружения независимо от порядка следования нагрузок (возрастающие, снижающиеся или произвольно изменяющиеся) и от продолжительности ступени нагружения. В то время как при значительном отличии параметров α и β совпадение расчетных значений износа по окончании блока нагружения появляется только при небольшой продолжительности ступени нагружения (примерно на два порядка меньше предполагаемого ресурса).

Список литературы

1. Богданович, А.В. Прогнозирование предельных состояний силовых систем / А.В. Богданович. — Гродно: ГрГУ, 2008. — 371 с.
2. Лис, И.Н. Прогнозирование долговечности силовой системы, работающей в условиях фрикционно-механической усталости, на примере подшипника коленчатого вала / И.Н. Лис, А.В. Богданович // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. — Минск, 2021. — Вып. 10. — С. 129–135.
3. Петровец, В.Р. Технологический процесс, настройка, регулировка и контроль качества работы зерноуборочных комбайнов: практическое пособие / В.Р. Петровец, Н.И. Дудко, В.Л. Самсонов. — Горки: БГСХА, 2012. — 56 с.
4. Экспериментальные исследования силового воздействия на рабочие органы и приводы зерноуборочных комбайнов // А.Д. Дьяченко [и др.] // Научный журнал Российского НИИ проблем мелиорации. — 2016. — № 3(23). — С. 152–165.
5. Определение основных параметров настройки и производительности зерноуборочного комбайна: учеб.-метод. пособие // В.И. Ходосевич [и др.]. — Минск: БГАТУ, 2007. — 56 с.
6. Капролон: ТУ ВУ 190526813.001-2015. — Введ. 03.12.2015. — Минск: Беларус. гос. ин-т стандартизации и сертификации, 2015. — 8 с.
7. Сосновский, Л.А. Статистическая механика усталостного разрушения / Л.А. Сосновский. — Минск: Наука и техника, 1987. — 287 с.
8. Когаев, В.П. Расчеты деталей машин на прочность и долговечность: справ. / В.П. Когаев, Н.А. Махутов, А.П. Гусенков. — М.: Машиностроение, 1985. — 223 с.
9. Машиностроение: в 40 т. / ред. совет: К.В. Фролов (пред.) [и др.]. — М.: Машиностроение, 1994. — Т. 4-1. Детали машин. Конструкционная прочность. Трение, износ, смазка. / Д.Н. Решетов [и др.]; под общ. ред. Д.Н. Решетова. — М.: Машиностроение, 1995. — 863 с.
10. Когаев, В.П. Прочность и износостойкость деталей машин: учеб. пособие / В.П. Когаев, Ю.Н. Дроздов. — М.: Вышш. школа, 1991. — 318 с.
11. Сопrotивление материалов деформированию и разрушению: справ. пособие: в 2 ч. / В.Т. Трошенко [и др.]; под ред. В.Т. Трошенко. — Киев: Наук. думка, 1994. — Ч. 2. — 701 с.
12. Сосновский, Л.А. Основы трибофатики: учеб. пособие: в 2 т. / Л.А. Сосновский. — Гомель: БелГУТ, 2003. — Т. 2. — 234 с.

13. Сосновский, Л.А. Трибофатика: износостойкость в проблемах ресурса и безопасности / Л.А. Сосновский, Н.А. Махутов. — Москва–Гомель: НПО «ТРИБОФАТИКА», ФЦНТП ПП «Безопасность», 2000. — 304 с.
14. Трибофатика. Термины и определения. ГОСТ 30638-99. — Введ. 01.07.2001. — Минск: Межгос. Совет по стандартизации, метрологии и сертификации, 1999. — 24 с.
15. Лис, И.Н. Экспериментальное исследование закономерностей обратного эффекта металлополимерной силовой системы при фрикционно-механической усталости / И.Н. Лис, А.В. Богданович // Трибофатика = Tribo-fatigue: тр. VI Междунар. симп. по трибофатике МСТФ 2010, Минск, 25 окт.–1 нояб. 2010 г.: в 2 ч. / БГУ; редкол.: М.А. Журавков [и др.]. — Минск, 2010. — Ч. 1. — С. 707–712.
16. Ануриев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. / В.И. Ануриев; под ред. И.Н. Жестковой. — 8-е изд. — М.: Машиностроение, 2001. — Т. 2. — 900 с.
17. Трошенко, В.Т. Закономерности накопления усталостного повреждения в сталях 45 и 1Х13 в условиях программного изменения нагрузки / В.Т. Трошенко, Ю.И. Коваль // Проблемы прочности. — 1973. — № 12. — С. 9–15.
18. Трошенко, В.Т. Прочность металлов при переменных нагрузках / В.Т. Трошенко — Киев: Наук. думка, 1978. — 176 с.
19. Савкин, А.Н. Расчетно-экспериментальные методы оценки рассеянных повреждений в металле и деталях машин при регулярной и нерегулярной переменной нагруженности: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 01.02.06 / А.Н. Савкин; Волгоградский гос. техн. ун-т. — Саратов, 2008 — 40 с.

LIS Ivan N., M. Sc. in Eng.

Lecturer of Special Disciplines

E-mail: lisivan@yandex.ru

Lida College of Yanka Kupala State University of Grodno, Lida, Republic of Belarus

Received 13 May 2022.

PREDICTION OF THE DURABILITY OF THE GRAIN HARVESTER REEL SUPPORT BEARING OPERATING UNDER IRREGULAR LOAD UNDER MECHANO-SLIDING FATIGUE

The calculation scheme of the reel of the combine harvester “Lida-1300” is given. The operating time of the bearing of reel support for service life of the combine, the frictional loads of the bearing and the bending stresses of the shaft are determined. Loading blocks are formed with increasing, decreasing and arbitrarily changing load. The influence of values of the softening parameters α and hardening parameters β , the duration of the loading stage on the calculated wear value and durability is analyzed. It has been established that for unchanged or insignificantly changing values of the parameters α and β , the calculated wear values coincide at the end of the loading block, regardless of the order of loads (increasing, decreasing or arbitrarily changing) and the duration of the loading stage. While with a significant difference between the parameters α and β , the coincidence of the calculated wear values at the end of the loading block appears only for a short duration of the loading stage (approximately two orders of magnitude less than the estimated lifetime). A comparison of the calculated wear kinetic curves is made under regular and irregular loading with an operating time of $2.0 \cdot 10^7$ cycles.

Keywords: active system, reel support bearing, durability, mechano-sliding fatigue, irregular loading

DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2022-3-60-35-41>

References

1. Bogdanovich A.V. *Prognozirovanie predelnykh sostoyaniy silovykh sistem* [Prediction of limit states of active systems]. Grodno, Grodnenskiy gosudarstvennyy universitet Publ., 2008. 371 p. (in Russ.).
2. Lis I.N., Bogdanovich A.V. *Prognozirovanie dolgovechnosti silovoy sistemy, robotayushchey v usloviyakh friktsionno-mekhanicheskoy ustalosti, na primere podshipnika kolenchatogo vala* [Prediction of the active system durability operating under mechano-sliding fatigue using the example of a crankshaft bearing]. *Aktualnye voprosy mashinovedeniya*, 2021, iss. 10, pp. 129–135 (in Russ.).
3. Petrovets V.R., Dudko N.I., Samsonov V.L. *Tekhnologicheskiy protsess, nastroyka, regulirovka i kontrol kachestva raboty zernouborochnykh kombaynov* [Technological process, adjustment, regulation and quality control of combine harvesters]. Gorki, Belorusskaya gosudarstvennaya selskokhozyaystvennaya akademiya Publ., 2012. 56 p. (in Russ.).
4. Dyachenko A.D., Bednarsky V.V., Kolomytsa V.A., Layko D.V. *Eksperymentalnye issledovaniya silovogo vozdeystviya na rabochie organy i privody zernouborochnykh kombaynov* [Experimental studies of the power impact on working bodies and drives of combine harvesters]. *Nauchnyy zhurnal Rossiyskogo NII problem melioratsii*, 2016, no. 3(23), pp. 152–165 (in Russ.).
5. Khodosevich V.I., Radishevskiy G.A., Kuzmitskiy A.V., Stashinskiy R.S., Avlasenko T.V. *Opredelenie osnovnykh parametrov nastroyki i proizvoditelnosti zernouborochnogo kombayna* [Determination of the main settings and performance parameters of the combine harvester]. Minsk, Belorusskiy gosudarstvennyy agrarno-tekhnicheskii universitet Publ., 2007. 56 p. (in Russ.).
6. TU BY 190526813.001-2015. *Kaprolon* [Caprolon]. Minsk, Belorusskiy gosudarstvennyy institut standartizatsii i sertifikatsii, 2015. 8 p. (in Russ.).
7. Sosnovskiy L.A. *Statisticheskaya mekhanika ustalostnogo razrusheniya* [Statistical mechanics of fatigue failure]. Minsk, Nauka i tekhnika Publ., 1987. 287 p. (in Russ.).
8. Kogaev V.P., Makhutov N.A., Gusenkov A.P. *Raschety detaley mashin na prochnost i dolgovechnost* [Calculations of machine

- parts for strength and durability]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1985. 223 p. (in Russ.).
9. Reshetov D.N. *Mashinostroenie. T. 4-1. Detali mashin. Konstruktsionnaya prochnost. Trenie, iznos, smazka* [Mechanical engineering. Vol. 4-1. Machine parts. Structural strength. Friction, wear, lubrication]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1995. 863 p. (in Russ.).
 10. Kogaev V.P., Drozdov Yu.N. *Prochnost i iznosostoykost detaley mashin* [Strength and wear resistance of machine parts]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1991. 318 p. (in Russ.).
 11. Troshchenko V.T., et al. *Soprotivlenie materialov deformirovaniyu i razrusheniyu. Chast 2* [Resistance of materials to deformation and destruction. Part 2]. Kiev, Nauchnaya mysl Publ., 1994. 701 p. (in Russ.).
 12. Sosnovskiy L.A. *Osnovy tribofatiki. Tom 2* [Fundamentals of tribo-fatigue. Volume 2]. Gomel, Belorusskiy gosudarstvennyy universitet transporta, 2003. 234 p. (in Russ.).
 13. Sosnovskiy L.A. *Tribofatika: isnosoustalostnye povrezhdeniya v problemakh resursa i bezopasnosti* [Tribo-fatigue: wear-resistant damages in lifetime and safety problems]. Moscow-Gomel, NPO "TRIBOFATIKA" Publ., FTsNTP "Bezopasnost" Publ., 2000. 304 p. (in Russ.).
 14. State Standard 30638-99. *Tribofatika. Terminy i opredeleniya* [Tribo-fatigue: terms and definitions]. Minsk, Mezhdgosudarstvennyy sovet po standartizatsii, metrologii i sertifikatsii Publ., 1999. 24 p. (in Russ.).
 15. Lis I.N., Bogdanovich A.V. *Ekspperimentalnoe issledovanie zakonomernostey obratnogo effekta metallopolimernoy silovoy sistemy pri friktsionno-mekhanicheskoy ustalosti* [Experimental study of the regularities of the reverse effect of a metal-polymer active system under mechano-sliding fatigue]. *Trudy 6 Mezhdunarodnogo simpoziuma po tribofatike MSTF 2010 "Tribofatika"* [Proc. 6th International symposium on tribo-fatigue ISTF 2010 "Tribo-fatigue"]. Minsk, 2010, part 1, pp. 707–712 (in Russ.).
 16. Anurev V.I. *Spravochnik konstruktora-mashinostroitel'ya. T. 2* [Handbook of a mechanical engineer designer. Vol. 2]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2001. 900 p. (in Russ.).
 17. Troshchenko V.T., Koval Yu.I. *Zakonomernosti nakopleniya ustalostnogo povrezhdeniya v stalyakh 45 i 1Kh13 v usloviyakh programmno izmeneniya nagruzki* [Patterns of accumulation of fatigue damage in steels 45 and 1X13 (1Kh13) under conditions of programmed load change]. *Problemy prochnosti*, 1973, no. 12, pp. 9–15 (in Russ.).
 18. Troshchenko V.T. *Prochnost metallov pri peremennykh nagruzkakh* [Strength of metals under variable loads]. Kiev, Nauchnaya mysl Publ., 1978. 176 p. (in Russ.).
 19. Savkin A.N. *Raschetno-eksperimentalnye metody otsenki rasseyannykh povrezhdeniy v metalle i detalyakh mashin pri regul'yarnoy i neregulyarnoy peremennoy zagruzhennosti*. Avtoref. diss. dokt. tekhn. nauk [Computational and experimental methods for assessing scattered damage in metal and machine parts with regular and irregular variable load. Extended Abstract of D. Sc. Thesis]. Saratov, 2008. 40 p. (in Russ.).