

УДК 621.833

**Потери энергии в зубчатом зацеплении передачи с промежуточными телами качения / Ю.В. Стрельников // Вісник НТУ "ХП".** Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХП". – 2013. – №40(1013). – С.171-175. – Бібліогр.: 4 назв.

Розроблено новий метод визначення енергетичних втрат і к.к.д. зубчастого зацеплення передачі з пружними проміжними тілами качення. К.к.д. зубчастого зацеплення визначається у вигляді відношення робіт обертаючих моментів, прикладених до веденого і ведучого валів редуктора з проміжними тілами качення. Враховуючи, що величина втрат у зацепленні змінюється циклічно, відповідно до кута повороту ведучого валу, поводить момент, прикладений до ведучого валу, розб'ємо на ряд частин у межах циклу, і в кожному інтервалі вважаємо цей момент постійним. К.к.д. зубчастого зацеплення визначається у вигляді середнього значення дискретних величин.

**Ключові слова:** зубчасте зацеплення, енергетичні втрати, к.к.д., сателіт.

A new method for determining the energy losses and efficiency for the gearing with elastic intermediate rolling bodies was developed. Efficiency of the gearing is defined as ratio the work of the torques applied to the slave and the master gear shafts. The value of losses in the meshing changes cyclically, in accordance with a rotation angle of the master shaft, the torque divided into parts within the cycle. The efficiency of the gearing is determined as the mean of discrete values.

**Keywords:** gearing, power losses, efficiency, satellite.

УДК 621.833

**З. ТКАЧ**, к.т.н., проф., кафедра транспорту и управления технического факультета Словацкого сельскохозяйственного университета в Нитре, Словакия;  
**Ю. РУСНАК**, к.т.н., проф., кафедра конструирования машин технического факультета Словацкого сельскохозяйственного университета в Нитре;  
**М. КАДНАР**, к.т.н., доц., кафедра конструирования машин технического факультета Словацкого сельскохозяйственного университета в Нитре

## ГЕОМЕТРИЧЕСКАЯ СТАБИЛЬНОСТЬ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

Статья обсуждает геометрическую стабильность скользящего узла в связи с требованиями трибологии. Анализирует форму и размеры скользящей пары (подшипник-вал) с целью ее оптимизации. Изменяя формы вала и концентратора (ослаблением), мы пытались добиться более равномерного распределения напряжений и таким образом и режима работы двигателей отдельных элементов системы трибологии. Таким образом, можно создать большую долговечность и надежность системы.

**Ключевые слова:** подшипник, концентратор, долговечность.

**Введение.** Выбранные формы несущих конструкций в условиях кинетических и технологических нужд, во многих случаях противоречивы потребности трибологии. Кроме того, при построении практически не используют меры, которые позволили бы улучшить характеристики трения рабочих поверхностей в эксплуатации. Таким образом, дальнейшие наблюдения должны быть направлены на научные исследования трибологических процессов в подшипниках, форма которых должна соответствовать кинетическим и технологическим нуждам, в целях оптимизации их возможностей.

Решение задачи передачи нагрузки с минимальным износом поверхности трения может быть осуществлено при соблюдении следующих условий:

- действие на геометрию воли с помощью гибких и термоупругих процессов, которое происходит за счет изменения и оптимизации формы
- снижение концентрации сил передается равномерным распределением нагрузки и соответствующим действием за счет изменения формы и дизайна.

Учитывая сложность решения этой проблемы необходимо и очень важно, чтобы в дополнение к оптимизации формы подшипника, заниматься и трибологическим процессом и дизайнерским решением внутри скользящего узла, т.е. отношением вал-подшипник и подшипник-концентратор. Оптимизации формы вала и концентратора можно добиться изменением в распределении напряжения и его размера. Это означает, что модификацией этих скользящих компонентов можно изменить напряжение контактной структуры подшипника и таким образом увеличить грузоподъемность и долговечность.

Долговечность подшипника зависит как от его конструкции, качества изготовления, сборки, а также от собственных условий эксплуатации и технического обслуживания. В качестве критерий долговечности подшипников можно рассматривать как степень износа или деформации поверхности функциональных областей, которые причиняют то, что функция подшипника становится неудовлетворительной.

Подшипники скольжения гидравлического трения имеют теоретически неограниченный срок годности, потому что каждый слой смазки отделяет поверхность скольжения подшипника и журнал, не происходит их прямой контакт и, таким образом не изнашиваются. Эту идеальную прочность нарушает только движение в области конечной смазки подшипников, т.е. у гидродинамической смазки во время запуска или накатом. У подшипника с гидростатической смазкой не может ни во время запуска или накатом произойти нарушение смазки, так как смазка слоя, разделяющего поверхности скольжения зависит от скорости скольжения. Таким образом, долговечность подшипников скольжения с гидравлическим трением больше, чем прочность роликовых подшипников.

Во многих случаях, однако, не рекомендуется, чтобы долговечность подшипника была значительно дольше, чем срок службы оборудования или его наиболее важных частей. В таких случаях выбор типа подшипника зависит еще от одного важного аспекта, т.е. цены подшипника. Если в отношении прочности и потери на трение подходит подшипник скольжения, работающий в области конечной смазки, это, безусловно, более удобно, чем подшипник качения, потому что это значительно дешевле. С другой стороны, если требуются очень низкие потери на трение при высоких нагрузках и низких скоростях, удобнее и дешевле роликовые подшипники смазки, потому что им достаточно устройство простой смазки.

При эксплуатации скользящего узла (вал, подшипники, концентратор) действуют взаимно на отдельные блоки силы, которые вызваны реакциями на внешние силы. Если мы учитываем силу, которая действует в середине вала, это поднимает не только напряжение материала в местах поперечного сечения в результате прогиба, но главным образом приводит к опоре вала подшипника на месте их общих контактов. Это означает, что вал под влиянием отклонения пытается изменить свою позицию. Он несет барьер, который предотвращает смещение вала в направлении, параллельном силе. Следовательно, возникают наибольшие напряжения во внешней точке соприкосновения этих компонентов.

Вал №1:

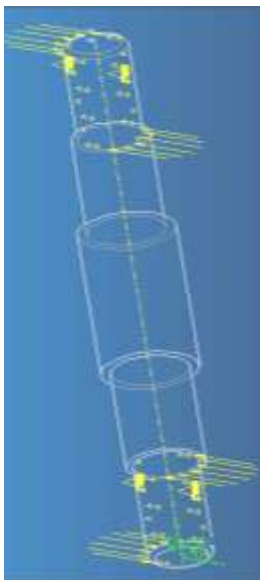


Рисунок 1 – Формы и нагрузка на вал №1

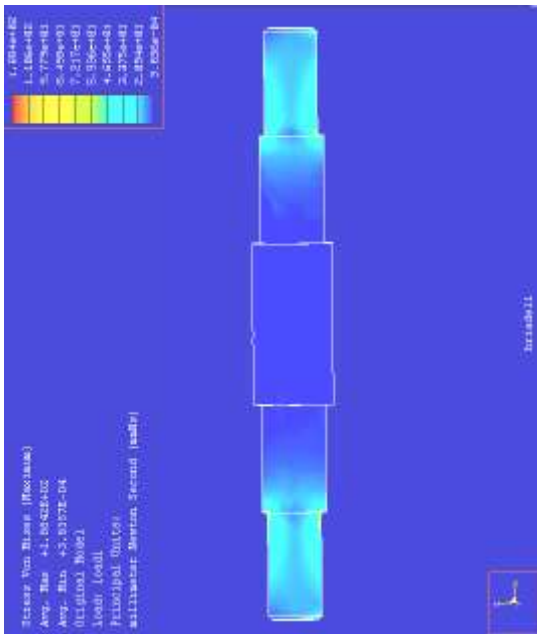


Рисунок 2 – Нагруженный вал №1 в разрезе с градиентом напряжений

Вал №2:



Рисунок 3 – Форма и нагрузка на вал №2

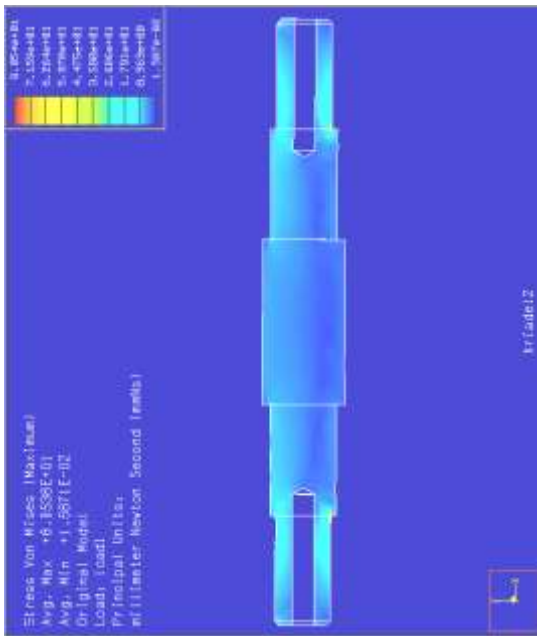


Рисунок 4 – Нагруженный вал №2 в разрезе с градиентом напряжений

Вал №3:



Рисунок 5 – Форма и нагрузка на вал №3

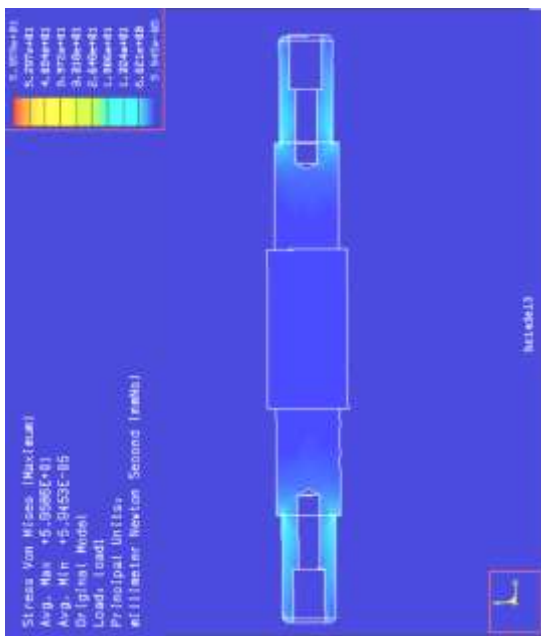


Рисунок 6 – Нагруженный вал №3 в разрезе с градиентом напряжений

Концентратор №1:

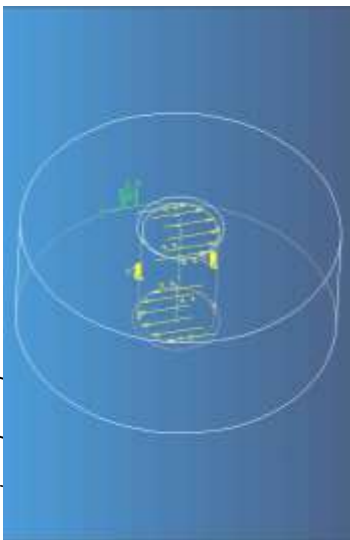


Рисунок 7 – форма и нагрузка на концентратор №1

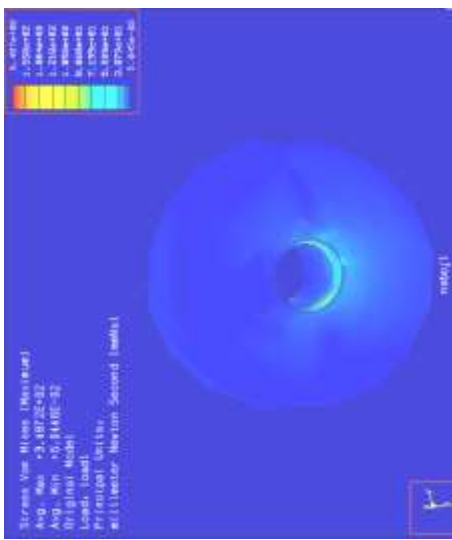


Рисунок 8 – Нагруженный концентратор №1 с градиентом напряжений

Концентратор №2:

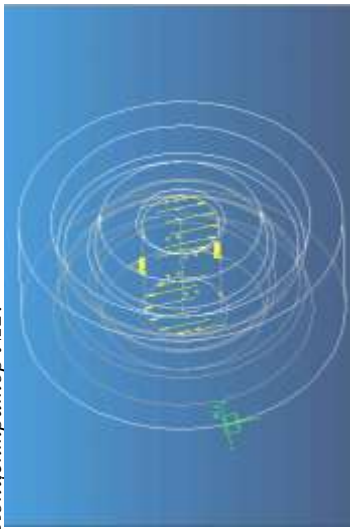
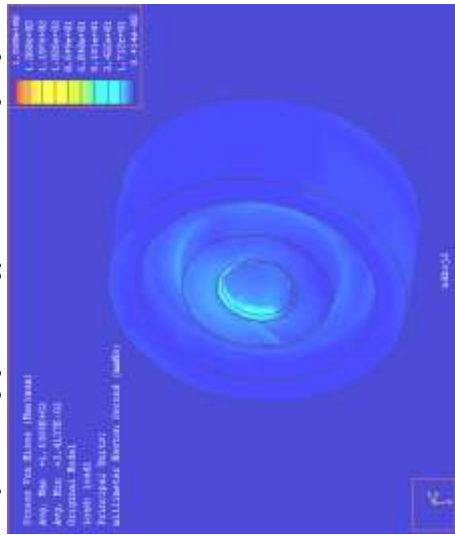


Рисунок 9 – форма и нагрузка на концентратор №2



Концентратор №3:

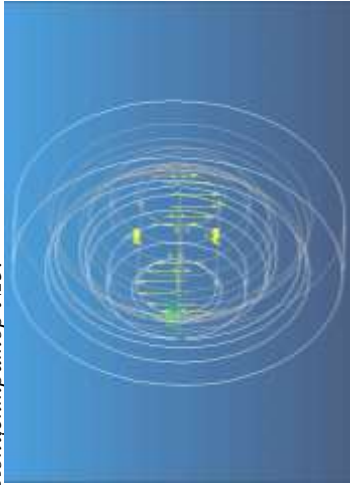


Рисунок 11 – форма и нагрузка на концентратор №3

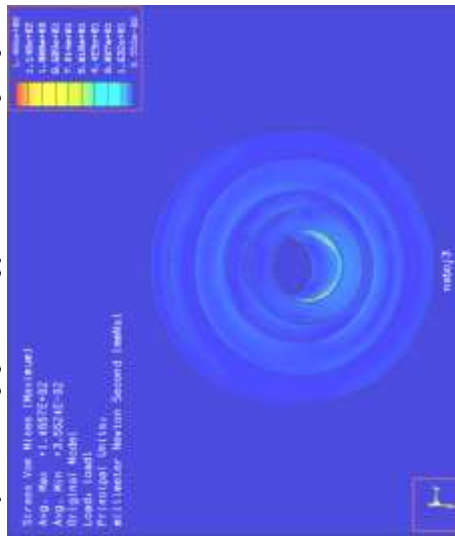


Рисунок 10 – Нагруженный концентратор №2 с градиентом напряжений Рисунок 12 – Нагруженный концентратор №3 с градиентом напряжений

Изменяя форму вала и подшипника можно добиться уменьшения напряжения и, таким образом, улучшение работы скользящего узла. Ослаблением отдельных элементов получим гибкую деформацию системы. Это означает, что под действием силы вал частично гибко деформируется и результирующая сила (даже внутреннее напряжение) меньше, чем у вала с полным сечением. Эти же зависимости применяются для зарядки. В результате, внутренние напряжения при легком концентраторе, меньше, чем у полного сечения.

**Материал и методы.** Данную проблему мы разработали с помощью компьютерного оборудования и программного обеспечения. Мы выбрали программную систему Pro/MECHANICA (с помощью подсистемного модуля STRUCTURE), в который мы импортировали элементы из системы Pro/ENGINEER.

Изменение высокого напряжения у вала и концентратора мы пытались достичь изменением формы. Мы исходили при этом из основной формы вала (вал №1) и основной формы концентратора (концентратор №1). Их размеры мы изменили таким образом, чтобы количество высокого напряжения после регуляции понизилось. Это мы достигли постепенным ослаблением.

**Результаты и дискуссия.** Полученные результаты представлены на рисунках 1-12.

**Резюме результатов – заключение.** На рисунке 13 показаны напряжения, вычисленные в системе программирования Pro/MECHANICA:

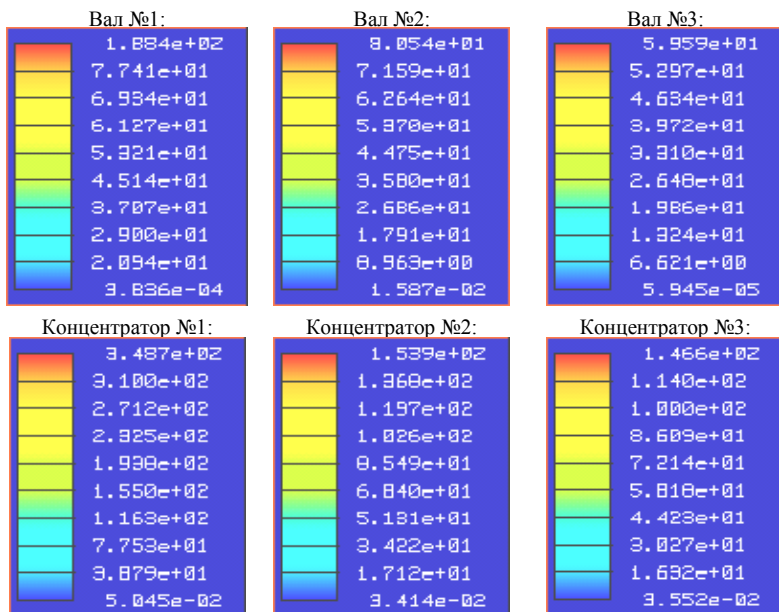


Рисунок 13 – напряжения, вычисленные в системе Pro/MECHANICA

Из результатов ясно, что самое большое напряжение есть у вала №1 (концентратор №1), а наименьшее у вала №3 (концентратор №3). Это способствует повышенной гибкости вала (концентратора) в области обследованных напряжений, которая была достигнута возможностью вала (концентратора) давать

нагрузку на приложение. Это удаление не должно быть слишком большим, так как оно может способствовать стойкую и нежелательную деформацию.

Положительным эффектом ослабления является также уменьшение веса отдельных элементов и, следовательно, всей системы, которое является предметом сегодняшних направлений в развитии технологий.

Самым выгодным сочетанием перечисленных видов валов и концентраторов является сочетание вала №3 и концентратора №3, в котором мы достигли минимального напряжения (рисунок 14).

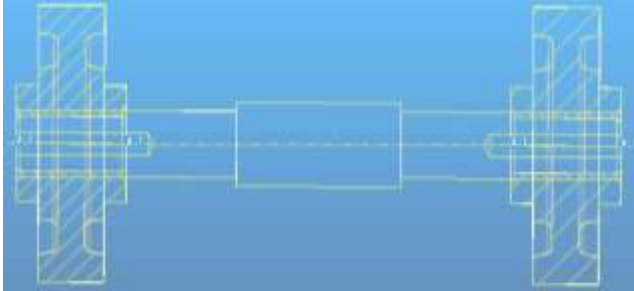


Рисунок 14 – Скольжение вала №3 и концентратора №3

Предлагаемая статья является частью проекта VEGA 1/0875/12.

**Список литературы:** 1. *Bošanský, M., Vereš, M., Rusnák, J., Tököly, P.* KONŠTRUOVANIE II. Konštrukčné uzly. Vysokoškolská učebnica. STU Bratislava 2011, rozsah 326s., ISBN978-80-227-3510-0. 2. *Klepanec, J.* Geometrická stabilita klzného uzla vo vzťahu k jeho tribologickým vlastnostiam. Diplomová práca KMaS MF SPU Nitra, 2003. 3. *Makvar, R.* Optimalizácia tvaru klzného ložiska z pohľadu špičkových napätí. Diplomová práca KMaS MF SPU Nitra, 2004. 4. *Kostoláni, P., Kučera, M., Tóth, F.* Vplyv zaťažovania na zmenu geometrie klznej dvojice In. *Technika v technológiách agrosektora 2012. Zborník vedeckých prác.* Slovenská poľnohospodárska univerzita v Nitre, 2012. s.86-92, ISBN978-80-552-0895-4. 5. *Bošanský, M., Vereš, M., Tököly, P., Vanya, A.* Neštandardné ozubené prevody, Vydavateľstvo STU Bratislava 2012, 11590p., ISBN 978-80-227-3713-5. 6. *Bošanský, M., Tököly, P., Vanya, A., Kožuch, I.* Možnosť ispol'zovania nreevoľventnogo zacepljenja v korobkach predač seľskochozajstvennyh mašin. In: *Visnik Nacional'noho techničnoho universitetu.* – ISSN2079-0791. – 29/2011(2011), p.21-29. 7. *Tököly, P., Bošanský, M., Medzihradský, J.* Možnosti použitia vybraného softvéru pri pevnostnej kontrole ozubenia. *Strojnícky časopis = Journal of Mechanical engineering* Roč.60, č.1. s.49-59. ISSN0039-2472. 8. *Tököly, P., Gajdoš, M., Fedák, M., Bošanský, M.* Analýza tribotechnického systému veterného motora v aplikácii veternej studne. In: *Nové trendy v konštruovaní a v tvorbe technickej dokumentácie 2008: Zborník vedeckých prác.* – Nitra: Slovenská poľnohospodárska univerzita v Nitre, 2008. – ISBN978-80-552-0052-1. – S.124-127.

*Поступила в редакцию 22.03.2013*

УДК 621.833

**Геометрическая стабильность подшипников скольжения / З. Ткач, Ю. Руснак, М. Каднар // Вісник НТУ "ХПІ".** Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №40(1013). – С.175-181. – Бібліогр.: 8 назв.

Стаття обговорює геометричну стабільність вузла ковзання у зв'язку з вимогами трибології. Аналізує форму і розміри ковзної пари (підшипник-вал) з метою її оптимізації. Змінюючи форми валу і концентратора (ослабленням), ми намагалися добитися більш рівномірного розподілу напружень і таким чином і режим роботи двигунів окремих елементів системи трибології. Таким чином можна створити велику довговічність і надійність системи.

**Ключові слова:** підшипник, концентратор, довговічність.

The article discusses the geometric stability of the sliding unit in connection with the requirements of tribology. Analyzes the shape and size of the sliding pair (bearing-shaft) in order to optimize it. By changing the shape of the shaft and hub (weakening), we tried to achieve a more uniform stress distribution and the manner and mode of operation of the system components engine tribology. Thus it is possible to create greater durability and reliability.

**Keywords:** bearing, hub, durability.