

Обратите внимание!

Статья отозвана (ретрагирована)

Статья

Тюменев, Ю. Я. Особенности нагружения и изнашивания узлов трения в технических средствах сферы сервиса / Ю. Я. Тюменев, В. А. Сучилин // Интернет-журнал «Отходы и ресурсы» Том 1, №3 (2014) <http://resources.today/PDF/04RRO314.pdf>

отозвана (ретрагирована) редакцией журнала/автором в соответствии с правилами отзыва (ретракции) Интернет-журнала «Отходы и ресурсы»

<http://resources.today/retraction.html>

В ходе дополнительной проверки выяснилось, что значительную часть статьи составляют некорректные заимствования из следующей публикации:

Сучилин, В. А. Условие нагружения и изнашивания узлов трения в технических средствах сферы сервиса / В. А. Сучилин, Л. М. Мисюрин, С. А. Голиков // Электротехнические и информационные комплексы и системы. – 2012. – Т. 8, № 4. – С. 64-67.

Редакция приносит извинения читателям за доставленные неудобства

Интернет-журнал «Отходы и ресурсы» / Russian journal of resources, conservation and recycling <http://resources.today>

2014, Том 1, №3 / 2014, Vol 1, No 3 <http://resources.today/issues/vol1-no3.html>

URL статьи: <http://resources.today/PDF/04RRO314.pdf>

DOI: 10.15862/04RRO314 (<http://dx.doi.org/10.15862/04RRO314>)

Ссылка для цитирования этой статьи:

Тюменев Ю.Я., Сучилин В.А. Особенности нагружения и изнашивания узлов трения в технических средствах сферы сервиса // Интернет-журнал «Отходы и ресурсы» Том 1, №3 (2014)

<http://resources.today/PDF/04RRO314.pdf> (доступ свободный). Загл. с экрана. Яз. рус., англ.

For citation:

Tjumenev Ju.Ja., Suchilin V.A. [Features of the loading and wear of friction units in the technical service industry]

Russian journal of resources, conservation and recycling, 2014, Vol. 1, no. 3. Available at:

<http://resources.today/PDF/04RRO314.pdf> (In Russ.)

УДК 546.722

Тюменев Юрий Якубович

ФГБОУ ВПО «Российский государственный университет туризма и сервиса», Россия, Москва

Профессор кафедры «Сервисного инжиниринга»

Доктор технических наук

E-mail: mite1339@rambler.ru

Сучилин Владимир Алексеевич

ФГБОУ ВПО «Российский государственный университет туризма и сервиса», Россия, Москва

Профессор кафедры «Сервисного инжиниринга»

Доктор технических наук

E-mail: suchilin@mail.ru

Особенности нагружения и изнашивания узлов трения в технических средствах сферы сервиса

Аннотация. В статье рассматриваются вопросы, связанные с расчетом действующих сил на детали узлов трения в технических средствах бытового обслуживания и сервиса. Показаны возможности смазывания деталей узлов трения магнитной жидкостью. Дана оценка влияния медьсодержащих присадок на снижение процесса изнашивания деталей узлов трения.

Ключевые слова: магнитная жидкость; узел трения; износ деталей; медьсодержащие присадки; система смазки; работоспособность узлов трения

В технически развитых странах вопросам продления жизненного цикла технических средств за счет адаптации механических частей к реальным условиям эксплуатации в последние годы уделяется все большее внимание. Учитывая, что срок создания машин практически любого назначения как у нас в стране, так и за рубежом, зачастую составляет 5-10 лет, включая и время, необходимое на экспериментальную доводку и доработку, важно непрерывно через обратную связь нарабатывать такие условия для разработчиков технических средств, которые опережали бы своими техническими и научными идеями требования потребителя.

В связи с этим, в частности надо отметить, что процесс доводки легковых машин, например, в таких странах как Япония, Германия, Италия, т.е. в странах, где выпускаются всем известные его образцы, продолжается на протяжении всего периода их серийного выпуска. Это и позволяет создавать конкурентоспособные машины. В полной мере это должно относиться и к техническим средствам бытового обслуживания и сервиса.

Известно, что отечественная техника пока уступает по своим характеристикам лучшим мировым образцам. В этом случае одним из перспективных способов повышения надежности и эффективности данного вида технических средств может стать создание широкой базы данных по условиям функционирования механической части их, системам смазки и технологиям восстановления работоспособности, возможностям совершенствования и данным прогнозирования перспективных моделей на основе новых разработок, в том числе, с учетом изобретений, сделанных в последние годы.

Очевидно, что оценка качества функционирования механических систем технических средств с учетом их специфических особенностей работы потребует учета и разработки новых, иногда оригинальных технических решений, обеспечивающих адекватности требованиям потребителя.

Это важно еще и потому, что несколько лет назад, на этапе формирования рыночных отношений в производственной сфере, образовалось множество малых предприятий по обслуживанию и ремонту техники, которые только сейчас становятся конкурентоспособными.

Наиболее часто на подобных предприятиях приходится иметь дело с восстановлением изношенных механизмов и узлов трения самой разнообразной техники.

Многие узлы трения технических средств сервиса имеют детали, которые совершают как возвратно-поворотное движение, так и движение в плоскости или пространстве совместно со звеньями механизма, например в механизме кривошипно-шатунного механизма двигателя внутреннего сгорания (ДВС) автомобиля, где элемент кинематической пары – шейка кривошип коленчатого вала вращается по окружности, а головка шатуна совершает сложное плоскопараллельное движение. Внутренняя поверхность головки шатуна и внешняя поверхность шейки кривошипа изнашиваются за счет относительного движения этих сопряженных элементов узла трения. Подобные узлы трения имеют сложный характер нагружения деталей. В общем случае для этих узлов нагружение имеет вид годографа сил, где два или три вектора являются превалирующими.

В связи с этим рационально вести расчеты деталей на износ с учетом только этих основных нагрузок, а скорости скольжения деталей фиксировать на среднем уровне [1].

Так для узла трения (рис. 1) в зоне второй четверти действуют три основных вектора сил $P(1,2,3)$ со стороны детали 1 на деталь 2. Поэтому, для первого максимального вектора силы $P_{\text{износ детали 1}} - \delta_1$ образуется за счет действия реакции R_2 со стороны детали 2, равной, но противоположно направленной, и распределяется в пределах угла $\psi_1 = \pm 90^\circ$.

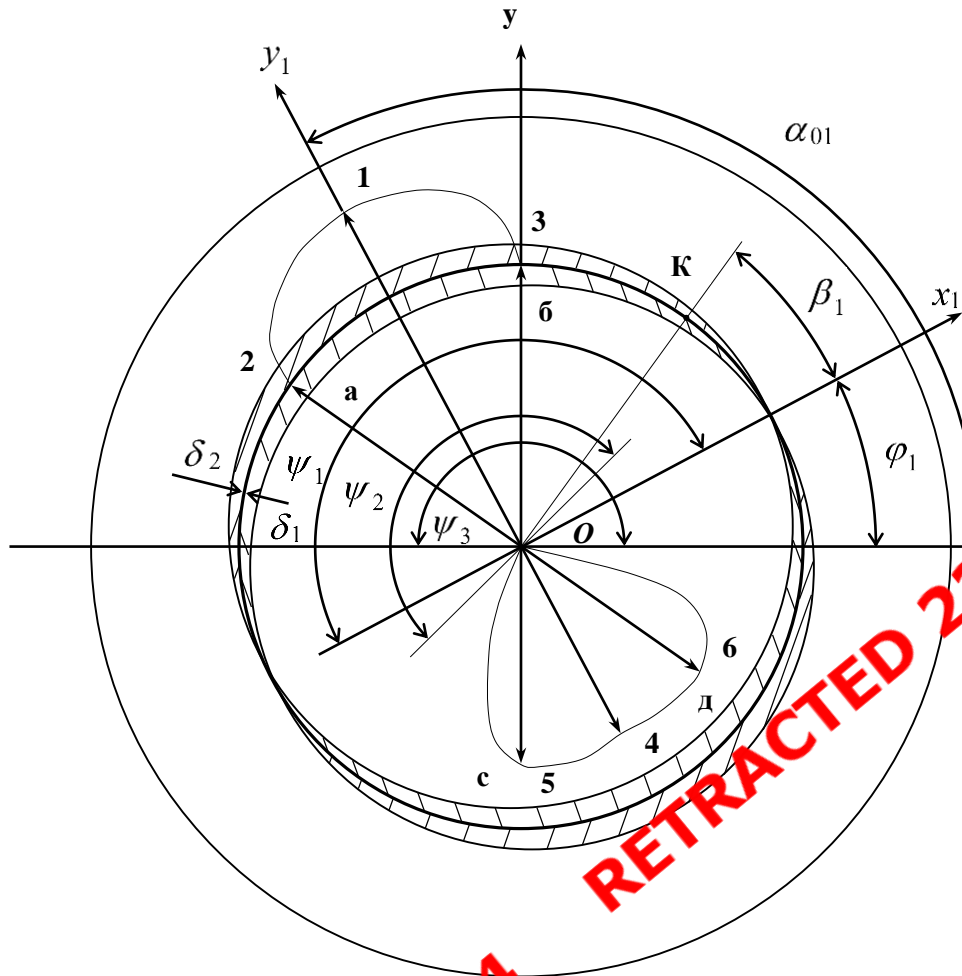


Рисунок 1. Узел трения, включающий деталь-шейка кривошипа и деталь - головка шатуна

Для вектора силы P2 износ детали 1 образуется за счет действия реакции R2 в пределах угла $\psi_2 = \pm 90^\circ$. Соответственно для вектора силы P3 деталь 1 изнашивается от действия реакции R2 в пределах $\psi_3 = \pm 90^\circ$.

Деталь 2 также будет изнашиваться от действия указанных сил. Износ δ_2 будет находиться в пределах углов ψ_1, ψ_2, ψ_3 . Общий износ узла трения соответственно будет равен $\delta_{\text{общ}} = \delta_1 + \delta_2$.

Известно [1] что износ в некоторой точке узла трения можно выразить следующим образом: $\delta_i = \delta_{\text{max}} \cdot \cos \psi$. То же можно отнести и к давлению на поверхности трения:

$g_i = g_{\text{max}} \cdot \cos \psi$, где δ_{max} и g_{max} действуют на линии максимального вектора силы P1.

Для определения значения g_{max} берется элементарная площадка на поверхности трения, например, на детали 1 с параметрами $r_1 d\psi$ и протяженностью b_1 . В этом случае элементарная сила реакции в направлении нормали к поверхности трения будет от действия детали 2 на деталь 1:

$$d R_{(2-1)1} = g_i \cdot r_1 \cdot b_1 \cdot d\psi = g_{1\text{max}} \cdot r_1 \cdot b_1 \cdot d\psi \cdot \cos \psi_1. \quad (1)$$

Результирующая сила определится из зависимости

$$R_{2-1} = 2 \int_0^{0,5\pi} d R_{(2-1)1} \cdot \cos \psi_1 \cdot d \psi = 2 g_{1\max} \cdot r_1 \cdot b_1 \cdot 0,25 \pi . \quad (2)$$

Откуда

$$g_{1\max} = \frac{2 R_{2-1}}{\pi \cdot b_1 \cdot r_1} . \quad (3)$$

С учетом начальных условий узла трения в положении исследуемой на износ точки поверхности трения (в неподвижной системе координат OXY) угловая координата детали 1 есть ψ_1 , а угловая координата реакции R_{2-1} есть α_{2-1} . В подвижной же системе детали 1 имеет угловую координату β_{2-1} . В этом случае давление, например, в точке K от действия вектора R_{2-1} определяется таким образом:

$$g_{1K} = g_{1\max} \cdot \cos \psi'_1, \quad (4)$$

где $\psi'_1 = \alpha_{01} - (\varphi_1 + \beta_1)$.

От действия вектора R_{2-2} :

$$g_{2K} = g_{2\max} \cdot \cos \psi'_2, \quad (5)$$

где $\psi'_2 = \alpha_{02} - (\varphi_2 + \beta_2)$.

От действия вектора R_{2-3} :

$$g_{3K} = g_{3\max} \cdot \cos \psi'_3, \quad (6)$$

где $\psi'_3 = \alpha_{03} - (\varphi_3 + \beta_3)$.

Скорость скольжения элементов пары в точке

$$v_{ck} = \omega_{1-2} \cdot r_1, \quad (7)$$

где $\omega_{1-2} = |\omega_1| \mp |\omega_2|$, причем справа в этом выражении, соответственно, угловые скорости детали 1 и 2 узла трения в положениях, где действуют векторы $P_{(2-1)1}$, $P_{(2-1)2}$, $P_{(2-1)3}$. Скорости же принимают значения: $\omega_{(1)1}$, $\omega_{(1)2}$, $\omega_{(1)3}$, $\omega_{(2)1}$, $\omega_{(2)2}$, $\omega_{(2)3}$.

После этого величина износа детали 1 от действия указанных сил в искомой точке K определяется по формулам:

$$\begin{aligned} \delta_{1(K)1} &= K_{1H} \int_0^t g_{1K} \cdot \omega_{(1-2)1} \cdot r_1 \cdot dt \\ \delta_{1(K)2} &= K_{1H} \int_0^t g_{2K} \cdot \omega_{(1-2)2} \cdot r_1 \cdot dt \\ \delta_{1(K)3} &= K_{1H} \int_0^t g_{3K} \cdot \omega_{(1-2)3} \cdot r_1 \cdot dt \end{aligned} \quad (8)$$

Аналогичным образом определяются значения износа детали 2:

$$\begin{aligned}\delta_{2(K)1} &= K_{2H} \int_0^t g_{1K} \cdot \omega_{(2-1)1} \cdot r_2 \cdot dt \\ \delta_{2(K)2} &= K_{2H} \int_0^t g_{2K} \cdot \omega_{(2-1)2} \cdot r_2 \cdot dt \\ \delta_{2(K)3} &= K_{2H} \int_0^t g_{3K} \cdot \omega_{(2-1)3} \cdot r_2 \cdot dt\end{aligned}\tag{9}$$

В формулах 8 и 9 K_{1H} и K_{2H} , соответственно, коэффициенты износа деталей 1 и 2 узла трения за цикл его работы.

Определив износ в нескольких точках исследуемой зоны, можно построить эпюры износа деталей 1 и 2 и общий износ узла трения. Ту же методику расчета износа применяем и для зоны $c - d$.

Известно, что силы, определяющие процесс изнашивания узлов трения, сами зависят от скоростного режима механизмов. Следовательно, важной задачей является адаптация узлов и систем смазки к условиям функционирования и, в частности, к скоростному режиму машин.

Известно, что в механизмах, совершают возвратные движение, можно использовать силы инерции звеньев для подачи смазки к узлам трения, что значительно повышает надежность как системы смазки, так и узлов трения.

Но, как известно, силы инерции зависят от скоростного режима механизмов. Следовательно, параметром адаптации системы смазки в данном случае можно считать скоростной режим механизмов. В данном случае машины.

Обычно в подвижном звене, обеспечивающим подачу смазки за счет сил инерции выполняется специальная проточка и канал, например в охватываемой детали узла трения [6]. Канал, например радиуса R , имеет площадь сечения $S = \pi R^2$. При диаметре канала D и при отсутствии охватывающей детали узла трения из центрального канала под действием сил инерции может выйти столбик смазки, например, высотой $H = D$, объем которого $V = \pi R^2 \cdot D$ и масса $m = \rho \cdot V$, где ρ - плотность жидкой смазки.

Учитывая, что смазка выходит из канала охватываемой детали в крайнем ее положении, где смазка получает импульс движения, можно записать $mv = \pi \rho R^2 \cdot D \cdot V$. Время передачи импульса движения можно принять равным $t = D/v$, где v - средняя скорость движения охватываемой детали узла.

Тогда сила, передаваемая объемом смазки на стенку полости охватываемой детали, будет равна $F = mv/t$, так как $F \cdot t = mv$.

Давление же в столбике смазки, обеспечивающее подачу и циркуляцию смазки, будет равно

$$g = \rho v^2.\tag{10}$$

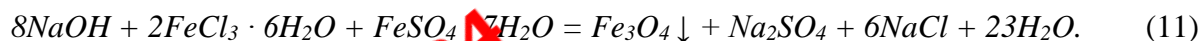
В узлах трения с возвратно-поворотным и с возвратно-поступательным движением деталей, установленных в механизмах с повышенными требованиями к удержанию смазки в

зоне трения и герметичности их подвижных элементов, используют магнитную жидкость в качестве смазочного материала.

В этих случаях в зоне расположения уплотняющего сальника узла трения размещают либо металлический постоянный, либо дополнительную уплотняющую прокладку из магнитного полимерного материала, магнитные силовые линии которых замыкаются через неподвижное звено или деталь узла трения. Между этими элементами образуется слой магнитной жидкости, который обеспечивает смазку поверхностей трения и герметичность замкнутого пространства пары трения; такой смазочный слой обладает несущей способностью, как в вертикальной плоскости, так и в горизонтальной.

В технических средствах сферы быта и сервиса встречаются узлы, где одна из деталей имеет значительное перемещение относительно второй неподвижной (гидро- или пневмоприводы, амортизаторы, направляющие станков и др.). В этом случае удобно в неподвижной детали узла иметь полость, в которую помещается магнитная жидкость. Канал, связывающий полость с подвижным элементом узла, служит для подачи смазки в зону трения. Подвижная деталь узла имеет в специальной полости постоянный магнит, который ориентирован в сторону поверхности трения. Магнитная жидкость захватывается магнитными силами из полости неподвижной детали, удерживается и обеспечивает необходимый режим смазывания трущихся поверхностей. Важно в данном случае подобрать оптимальные условия системы смазки.

Эффективность работы данной системы смазки зависит от следующих параметров: m – массы смазки в зоне трения, $m = f(I, \varepsilon)$, где I – параметры магнитного силового поля; ε – параметры магнитной жидкости. Чаще всего магнитная жидкость – это коллоидный раствор магнетита в индустриальной смазочной среде. Магнетит же получают по реакции В.К. Библика [2].



Известно, что магнитная жидкость в качестве смазочного материала может работать с медьсодержащими присадками [2] и реализовывать явление избирательного переноса в тяжело нагруженных узлах трения. Однако требуются дополнительные исследования в этой области. Снижение изнашивания в этом случае можно объяснить тем, что в начальный момент работы пары трения на поверхностях микронеровностей образуются медные пленки, которые снижают коэффициент трения.

В период приработки узла трения медные пленки с вершин микронеровностей деталей смещаются вместе с частицами основного материала во впадины, выравнивая поверхности и уменьшая относительный износ сопряженных поверхностей.

Медные пленки пластичны и могут многократно выдерживать сдвиговые деформации без разрушения и отделения частиц. За счет устранения острых кромок микронеровностей сопряженных поверхностей в паре трения, медные пленки вновь образуются теперь уже практически на всей поверхности зоны трения узла, повышается стойкость медных пленок, что обеспечит необходимую долговечность узла трения.

Более детально рассматривая роль разделяющих медных пленок в зоне трения деталей узла, можно отметить, что соприкосновение сопряженных деталей узла трения происходит по некоторой поверхности, что обусловлено деформациями пленки в зоне контакта. Максимальное давление g_{\max} будет вблизи средней линии данной контактной поверхности.

Это давление можно определить по формуле

$$g_{\max} = H \cdot \beta, \quad (12)$$

где H – максимальная контактная деформация поверхности трения, β – удельная жесткость материала в зоне трения.

На расстоянии l от средней линии деформируемой поверхности сопряженных деталей деформация будет определяться зависимостью

$$H_l = H - \gamma l, \quad (13)$$

где γ – длин дуги деформируемой, а удельное давление:

$$g_l = \beta (H - \gamma l). \quad (14)$$

Элементарная сила $d P_a$ будет уравновешена в этой зоне так:

$$d P_a = g_l \cdot d l = \beta (H - \gamma l) \cdot d l. \quad (15)$$

Общая деформирующая сила на расстоянии от средней линии деформируемой поверхности

$$P_a = \int_0^l d P_a = \beta H l - 0,5 \beta \gamma l^2.$$

Тогда

$$H = (P_a / \beta l) + 0,5 \gamma l \quad (16)$$

При наличии в зоне контакта деталей пластичных медных пленок β будет ниже, чем без их присутствия. По этой причине увеличится деформация H контактной зоны, что снижает g_{\max} , а это повышает несущую способность зон трения сопряженных поверхностей.

Таким образом, одним из перспективных способов повышения качества обслуживания и ремонта технических средств может стать создание базы данных по условиям функционирования механических частей, системам смазки и технологиям восстановления работоспособности узлов трения, а также знаний и умений применения новых конструкционных материалов, например магнитной жидкости и магнитных полимеров.

ЛИТЕРАТУРА

1. Проников А.С. Надежность машин. М.: Машиностроение, 1978, 592 с.
2. Фертман В.Е. Магнитные жидкости. М.: Высшая школа, 1988, 184 с.
3. Крагельский И.В., Михин Н.М. Узлы трения машин. М.: Машиностроение, 1984, 231 с.
4. Решетов Д.Н. Работоспособность и надежность деталей машин. М.: Высшая школа, 1974, 206 с.
5. Трибология и надежность машин. Сб. науч. трудов ин-та машиноведения им. А.А. Благонравова / под ред. акад. В.С. Адуевского, д.т.н. Ю.П. Дроздова / М.: Наука, 1990, 145 с.
6. Сучилин В.А. Применение магнитной жидкости в узлах трения. «Вестник машиностроения», №9, 1997, с. 52-53.
7. Сучилин В.А. и др. Применение магнитной жидкости в технологиях сервиса транспортных средств. // Электротехнические и информационные комплексы и системы. 2011. №4, т.7. С. 41-45.

RETRACTED 22.10.2024

ОТЗВАНА 22.10.2024

Tyumenev Yuriy Yakubovich

Russian State University of Tourism and Service, Russia, Moscow
E-mail: mite1339@rambler.ru

Suchilin Vladimir Alekseevich

Russian State University of Tourism and Service, Russia, Moscow
E-mail: suchilinv@mail.ru

Features of the loading and wear of friction units in the technical service industry

Abstract. The article discusses issues related to the calculation of the forces on the parts of friction assemblies in the technical means of consumer service and service. The possibilities of blurring the friction of the magnetic fluid. The estimation of influence of copper-containing additives to reduce the process of wear of friction unit parts.

Keywords: magnetic fluid; the friction; wear; copper-containing additive, lubricating system; operation of friction units

REFERENCES

1. Pronikov A.S. Nadezhnost' mashin. M.: Mashinostroenie, 1978, 592 s.
2. Fertman V.E. Magnitnye zhidkosti. M.: Vysshaja shkola, 1988, 184 s.
3. Kragel'skij I.V., Mihin N.M. Uzly trenija mashin. M.: Mashinostroenie, 1984, 231 s.
4. Reshetov D.N. Rabotosposobnost' i nadezhnost' detalej mashin. M.: Vysshaja shkola, 1974, 206 s.
5. Tribologija i nadezhnost' mashin. Sb. nauch. trudov in-ta mashinovedenija im. A.A. Blagonravova / pod red. akad. V.S. Aduevskogo, d.t.n. Ju.P. Drozdova / M.: Nauka, 1990, 145 s.
6. Suchilin V.A. Primenenie magnitnoj zhidkosti v uzlah trenija. «Vestnik mashinostroenija», №9, 1997, s. 52-53.
7. Suchilin V.A. i dr. Primenenie magnitnoj zhidkosti v tehnologijah servisa transportnyh sredstv. // Jeletrotehnicheskie i informacionnye komplekсы i sistemy. 2011. №4, t.7. S. 41-45.