



Взаимосвязи внешнего воздействия с адаптивной системой шкворневого узла



Александр ДЕМЬЯНОВ
Alexander A. DEMIANOV

Борис ПАВЛИЦКИЙ
Boris I. PAVLITSKY



*Демьянов Александр Анатольевич — доктор технических наук, профессор кафедры «Основы проектирования машин» Ростовского государственного университета путей сообщения (РГУПС), Ростов-на-Дону, Россия.
Павлицкий Борис Игоревич — аспирант РГУПС, Ростов-на-Дону, Россия.*

В системе железнодорожного вагона узел «пятник-подпятник» относится к наиболее ответственным в конструкциях ходовых тележек. Одним из перспективных способов решения проблемы повышения долговечности, снижения интенсивности износа упорной и опорной поверхностей пятника и подпятника является реализация принципов адаптивного управления в механических системах. Для поиска оптимального режима работы узла, при котором процессы трения будут происходить в смазочном слое, что обеспечит минимальное значение коэффициента трения и интенсивности износа, были проведены теоретические исследования. Их результаты представлены в публикуемой статье.

Ключевые слова: железнодорожный транспорт, трибология, интеллектуальное управление, вагон, пятник-подпятник, кинематический контакт, внешние воздействия, износ, адаптивная система.

В программе реализации стратегических направлений научно-технического развития ОАО «РЖД» одним из базовых положений стала разработка проектов, связанных с интеллектуальными (адаптивными) системами управления [2]. К таким проектам относится и предлагаемая конструкция самоорганизующейся системы шкворневого узла (рис. 1).

Особенностью конструкции является то, что на упорной и опорной поверхностях пятника и подпятника вагонной тележки предусмотрены выемки, заполненные композиционным смазочным материалом [3].

Принцип работы конструкции состоит в следующем: при скольжении пятника относительно подпятника по мере изнашивания рабочей поверхности в зону контакта будет попадать смазка, которая покроет поверхности трения и снизит интенсивность их износа [3, 6]. По ходу разрушения смазочного слоя процесс будет повторяться, обеспечивая постоянную подачу смазки в течение всего времени эксплуатации.

Для оптимизации работы конструкции нужно определить зависимость внешних воздействий (нагрузочно-скоростного режима) на работу шкворневого узла с адаптивной

системой. Нагрузочно-скоростной режим будет определяться скоростью V_B движения вагона и вертикальной силой F , передаваемой от рамы на ходовую тележку.

В системе «пятник-подпятник» эти параметры реализуются соответственно через скорость V_{II} относительно перемещения пятника и подпятника и контактного давления P , распределенного по сопряженным поверхностям. При этом, поскольку каждый из указанных параметров в условиях эксплуатации и конструктивного исполнения шкворневого узла имеет дисперсионно-аналитическое описание, его работа должна рассматриваться как функция случайных аргументов. Все это в рамках выбранного подхода к решению задачи будет соответствовать возбужденному движению объекта.

Исходя из современных представлений об особенностях кинематического контакта плоских поверхностей, к которым относится и система «пятник-подпятник», аналитическое описание обязано учитывать в первую очередь характер распределения давлений по сопряженным поверхностям, изменение их взаимного положения, являющегося результатом деформации и износа, а в конечном итоге связывать эти параметры с эксплуатационными, конструктивными и геометрическими параметрами шкворневого узла.

В работе [4] установлено, что при кинематическом контакте плоских поверхностей в ходе вращения колес тележки распределение контактных давлений, значение скоростей и условия изнашивания не сохраняются постоянными для всех точек сопряженных тел. Это обстоятельство еще более усложняется наличием систематически возникающих перекосов при реверсивном движении с малыми амплитудами. Кроме того, рассматриваемая конструкция предполагает наличие на рабочих поверхностях отверстий разных диаметров, меняющих характер контакта, и это вносит принципиальное отличие в решение по отношению к типовой задаче [4] для плоских сплошных поверхностей.

Автором [4] предложена методика решения таких задач, основанная на условии касания поверхностей, под которым понимается особенность протекания износа сопряжения, то есть при любой форме изношенных поверхностей деталей наблюдается полный контакт сопряженных зон контакта.

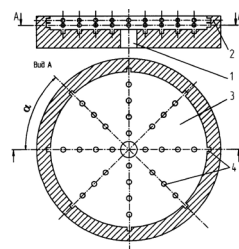


Рис. 1. Подпятник: 1 – отверстие под шкворень; 2 – упорная поверхность; 3 – опорная поверхность; 4 – выемки.

В приложении к шкворневому узлу условие касания будет заключаться в том, что сумма износа U_{1-2} пятника U_1 и подпятника U_2 , измеренная в направлении сближения по оси ОУ, будет постоянной:

$$U_1 + U_2 = U_{1-2} \rightarrow const. \quad (1)$$

Таким образом, для любой точки сопряженных поверхностей пятника и подпятника при соблюдении условия касания сохранится равенство:

$$J_{1-2} = J_1 + J_2, \quad (2)$$

где J_1 , J_2 – соответственно интенсивность износа пятника и подпятника.

Если k_1 , k_2 характеризуют материал, P_1 , P_2 – контактное давление, V_1 , V_2 – скорость пятника и подпятника, то:

$$J_1 = k_1 \cdot P_1^m \cdot V_1; \quad (3)$$

$$J_2 = k_2 \cdot P_2^m \cdot V_2. \quad (4)$$

Для точек пятника и подпятника, имеющих одинаковые координаты, $P_1 = P_2 = P$, $V_1 = V_2 = V$, и следовательно:

$$J_1 = k_1 \cdot P^m \cdot V; \quad (5)$$

$$J_2 = k_2 \cdot P^m \cdot V. \quad (6)$$

Подставим (5) и (6) в (2):

$$J_{1-2} = k_1 \cdot P^m \cdot V + k_2 \cdot P^m \cdot V = P^m \cdot V \cdot (k_1 + k_2). \quad (7)$$

Для шкворневого узла характерен абразивный вид изнашивания в сочетании с окислительными процессами [5], для которых имеет место линейная зависимость интенсивности изнашивания от давления [4, 5], при которой показатель степени $m=1$. В этом случае уравнение (7) примет более простой вид:

$$J_{1-2} = P \cdot V \cdot (k_1 + k_2). \quad (8)$$

Решим (8) относительно P :





$$P = \frac{J_{1-2}}{V \cdot (k_1 + k_2)}. \quad (9)$$

Каждая точка на поверхности рассматриваемой системы имеет свою окружную скорость V , которая зависит от расстояния R_i до центра вращения и частоты n вращения. При этом если R_i равно текущему радиусу ρ , то:

$$V = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot \rho. \quad (10)$$

$$\text{Тогда} \quad P = \frac{J_{1-2}}{2 \cdot \pi \cdot n \cdot \rho \cdot (k_1 + k_2)}. \quad (11)$$

Вертикальная сила F будет связана с давлением P в системе «пятник-подпятник», имеющих контактную поверхность A , соотношением

$$F = \int_A P dA = P \cdot A. \quad (12)$$

Согласно нашему изобретению [3, 6], площадь контакта A связана с общей площадью A_1 и суммарной площадью отверстий A_2 :

$$A = A_1 - A_2; \quad (13)$$

$$A_2 = \psi \cdot A_1; \quad (14)$$

$$A = A_1 - A_1 \cdot \psi = A_1 \cdot (1 - \psi), \quad (15)$$

где ψ — коэффициент соотношения площади выемок к общей площади поверхности.

Тогда:

$$F = P \cdot A_1 \cdot (1 - \psi). \quad (16)$$

Автором [4] предлагается методика расчета площади контакта плоских тел, вращающихся относительно центральной оси и формирующих в процессе износа сопряжения, с учетом гиперболического характера эпюры износа для сплошных поверхностей. В нашем случае это поверхность A_1 :

$$A_1 = 2 \cdot \pi \cdot (R - r) \cdot \rho. \quad (17)$$

где R , r — соответственно наибольший и наименьший радиусы контактной поверхности; ρ — текущий радиус поверхности.

Составим (16) с учетом (17):

$$F = 2 \cdot \pi \cdot (R - r) \cdot (1 - \psi) \cdot \rho \cdot P. \quad (18)$$

Отсюда:

$$P = \frac{F}{2 \cdot \pi \cdot (R - r) \cdot (1 - \psi) \cdot \rho}. \quad (19)$$

Из равенства уравнений (11) и (19):

$$P = \frac{J_{1-2}}{2 \cdot \pi \cdot n \cdot \rho \cdot (k_1 + k_2)} = \frac{F}{2 \cdot \pi \cdot (R - r) \cdot (1 - \psi) \cdot \rho}. \quad (20)$$

Определим интенсивность износа:

$$J_{1-2} = \frac{F \cdot n \cdot (k_1 + k_2)}{(R - r) \cdot (1 - \psi)}. \quad (21)$$

Если рабочие поверхности пятника и подпятника выполнены из одинаковых или близких по своим характеристикам материалов, то можно принять $k_1 = k_2 = 1$, тогда (21) примет более простой вид:

$$J_{1-2} = \frac{F \cdot n \cdot k}{(R - r) \cdot (1 - \psi)}. \quad (22)$$

В этом случае суммарный износ сопряжения за некоторое время t составит:

$$U_{1-2} = J_{1-2} \cdot t = \frac{F \cdot n \cdot k}{(R - r) \cdot (1 - \psi)} \cdot t. \quad (23)$$

Однако изменение формы поверхностей, находящихся во фрикционном контакте, происходит не только в результате изнашивания материалов, но и за счет деформации поверхностных слоев [5]. Для большинства вариантов зависимость контактного перемещения δ от давления P на поверхности можно описать степенной зависимостью [4]: $\delta = \lambda \cdot P^n$, где λ , n — контакты, зависящие от геометрии поверхности и свойств материалов.

Подставив в (24) значение давления (19), получим уравнение, позволяющее оценивать форму поверхности трения после снятия нагрузки в любой точке:

$$\delta = \lambda \cdot \left[\frac{F}{2 \cdot \pi \cdot (R - r) \cdot (1 - \psi) \cdot \rho} \right]^n. \quad (25)$$

Таким образом, эпюры давлений и формы поверхности при износе будут иметь гиперболический характер, что совпадает с ранее полученными результатами в работах [4] для сплошных поверхностей.

Тем не менее характер ее изменения будет другой. Так, гиперболическая форма эпюры P у изношенного сопряжения означает, что поверхностные слои в зоне больших значений ρ будут подвергаться меньшей деформации, на величину которой окажет влияние параметр ψ . И чем меньше значение ψ , тем меньше деформация, а чем

больше ψ , тем больше деформация. При этом подбирая значения ψ и ρ , можно получить более равномерное распределение давлений и деформаций по контактным поверхностям. То есть возникает возможность управления контактными процессами. Это положение полезно иметь в виду при проектировании шкворневого узла с адаптивным регулятором.

Теперь рассмотрим условия в приложении к системе «пятник-подпятник» при одновременном действии контактных деформаций и износа.

Поскольку по условию касания изношенные и деформированные поверхности сопряжения должны совпадать, то для любой точки поверхности трения будет выполняться условие:

$$(\delta_1 + \delta_2) + (U_1 + U_2) = \Delta = \text{const}, \quad (26)$$

где δ_1 , δ_2 — деформация пятника и подпятника.

Пусть λ_1 , λ_2 учитывают особенности геометрии поверхности контакта пятника и подпятника. Если при этом учесть, что согласно рассматриваемому конструктивному исполнению шкворневого узла эти поверхности имеют одинаковую форму, то можно записать $\lambda_1 = \lambda_2 = \lambda$, а значит:

$$\delta_1 = \delta_2 = P^n \cdot \lambda_1 = P^n \cdot \lambda_2 = P^n \cdot \lambda. \quad (27)$$

После этого выразим износы пятника и подпятника через соответствующие интенсивности износа с учетом (5) и (6) за время t :

$$U_1 = J_1 \cdot t = k_1 \cdot P^m \cdot V \cdot t; \quad (28)$$

$$U_2 = J_2 \cdot t = k_2 \cdot P^m \cdot V \cdot t. \quad (29)$$

Поставим (27), (28) и (29) в (26):

$$(P^n \cdot \lambda_1 + P^n \cdot \lambda_2) + (k_1 \cdot P^m \cdot V \cdot t + k_2 \cdot P^m \cdot V \cdot t) = 0. \quad (30)$$

При линейных законах деформирования и изнашивания, характерных, как уже отмечалось, для системы «пятник-подпятник», $m = n = 1$, тогда уравнение (30) приобретет более простой вид:

$$(\lambda_1 + \lambda_2) \cdot P + (k_1 + k_2) \cdot P \cdot V \cdot t = 0, \quad (31)$$

а при включении значения скорости (10) соответственно:

$$(\lambda_1 + \lambda_2) \cdot P + (k_1 + k_2) \cdot 2 \cdot \pi \cdot n \cdot \rho \cdot P \cdot t = 0. \quad (32)$$

В другой форме:

$$(\lambda_1 + \lambda_2) \cdot P + 2 \cdot \pi \cdot n \cdot t \cdot (k_1 + k_2) \cdot (\rho \cdot P) = 0. \quad (33)$$

Последний множитель второго члена возможен в расширенном варианте:

$$\rho \cdot P = \frac{1}{2}(\rho \cdot P + \rho \cdot P), \quad (34)$$

тогда (33) примет вид:

$$(\lambda_1 + \lambda_2) \cdot P + \pi \cdot n \cdot t \cdot (k_1 + k_2) \cdot (\rho \cdot P + \rho \cdot P) = 0. \quad (35)$$

Продифференцируем это равенство по ρ , учитывая, что P является функцией ρ :

$$(\lambda_1 + \lambda_2) \frac{dP}{d\rho} + \pi \cdot n \cdot t \cdot (k_1 + k_2) \cdot \left(\frac{dP}{d\rho} \cdot \rho + P \right) = 0. \quad (36)$$

Учитывая теоретические исследования [4], преобразуем уравнение (36), выделив параметры, не зависящие от ρ и P . Для этого разделим уравнение (36) на $\pi \cdot n \cdot t \cdot (k_1 + k_2)$:

$$\left(\frac{(\lambda_1 + \lambda_2)}{\pi \cdot n \cdot t \cdot (k_1 + k_2)} \right) \frac{dP}{d\rho} + \left(\frac{dP}{d\rho} \cdot \rho + P \right) = 0, \quad (37)$$

и обозначив через B :

$$B = \frac{(\lambda_1 + \lambda_2)}{\pi \cdot n \cdot t \cdot (k_1 + k_2)}, \quad (38)$$

получим:

$$B \frac{dP}{d\rho} + \left(\frac{dP}{d\rho} \cdot \rho + P \right) = 0. \quad (39)$$

Преобразуем

$$B \frac{dP}{d\rho} = - \left(\frac{dP}{d\rho} \cdot \rho + P \right) \quad (40)$$

и проинтегрируем

$$B \cdot P = -P \cdot \rho + C = 0. \quad (41)$$

Преобразуем еще раз —

$$B \cdot P + P \cdot \rho = C, \quad (42)$$

или

$$P \cdot (B + \rho) = C. \quad (43)$$

Отсюда

$$P = \frac{C}{(B + \rho)}. \quad (44)$$

Выразим левую часть через (19):

$$\frac{F}{2 \cdot \pi \cdot (R - r) \cdot (1 - \phi) \cdot \rho} = \frac{C}{(B + \rho)}, \quad (45)$$

и определим C :

$$C = \frac{F \cdot (B + \rho)}{2 \cdot \pi \cdot (R - r) \cdot (1 - \phi) \cdot \rho}. \quad (46)$$

Таким образом, C выступает величиной, связывающей внешнее воздействие (вер-





тикальную силу F) и скорость относительного перемещения пятника и подпятника с четырьмя конструктивно-технологическими параметрами. То есть C — это комплексный параметр, позволяющий определять область устойчивой работы адаптивного регулятора шкворневого узла. Иными словами, задавая значения входящих в него переменных и постоянных величин, можно получить матрицу чисел уравнения регулятора в матричной форме, обеспечивающего устойчивое движение объекта управления.

ЛИТЕРАТУРА

1. Погорелый Б. Г., Козлов Г. И. Устройство и ремонт вагонов. — М.: Транспорт, 1982. — 248 с.
2. Стратегия инновационного развития ОАО «РЖД» на период до 2015 года — Белая книга ОАО «РЖД».
3. Шкворневая система устройства, перемещающегося по рельсам: патент 2389627 Рос. Федерации: 6 В61F 5/00 / А. А. Демьянов. — № 2008101712/11; заявл. 16.01.2008; опубл. 20.05.2010. Бюл. № 14. — 7 с.
4. Проников А. С. Надежность машин. — М.: Машиностроение, 1978. — 592 с.
5. Евстафьев Б. С., Чебененко В. М., Юдин В. А., Францев А. Н. О механизме износа пятникового узла // Труды МИИТ. — Вып. 453. — М., 1974. — С. 96–102.
6. Павлицкий Б. И. Особенности адаптивного управления подачей смазки в шкворневом узле // Вагоны и вагонное хозяйство. — 2013. — № 3. — С. 48. ●

INTERRELATION BETWEEN EXTERNAL EXPOSURE AND ADAPTIVE SYSTEM OF A PIVOT NODE

Demianov, Alexander A. — D. Sc. (Tech), professor at the department of fundamentals of machines' designing of Rostov State University of Railway Engineering (RGUPS), Rostov-on-Don, Russia.

Pavlit'sky, Boris I. — Ph. D. student of Rostov State University of Railway Engineering (RGUPS), Rostov-on-Don, Russia.

ABSTRACT

In a system of a railcar the node «center plate – center pad» is one of the most responsible in the bogies. One of the promising ways to solve the problem of increasing longevity, reducing a wear rate of thrust and bearing surfaces of a center plate and a center pad is to implement the principles of adaptive control in mechanical systems. Theoretical studies were carried out to find an optimal mode of node's functioning, in which the processes of friction will occur in the lubricating layer that provides a minimum value of a coefficient of friction and wear rate. Their results are presented in this article.

ENGLISH SUMMARY

Background. Development of projects related to intelligent control systems is among main provisions of the program of implementation of the strategic guidelines of scientific and technical development of JSC «Russian Railways» [2]. These projects include a proposed design of a self-organizing system of a pivot node (Pic. 1).

Objective. The objective of the authors is to investigate the principles of adaptive control in relation to a node «center plate-center pad».

Methods. The authors use modeling, mathematical methods and analysis.

Results. Design feature envisages pits, filled with composition lubricants, on thrust and bearing surfaces of a center plate and a center pad of a bogie [3].

The principle of functioning is as follows: when a center plate is sliding to a center pad as the wear of a working surface occurs, a lubricant will get into a contact area and will cover the surface of friction and reduce a wear rate [3, 6]. In the course of destruction of a lubricating layer this process will be repeated, providing a constant supply of lubricant at all times during operation.

To optimize functioning of this structure it is necessary to determine the dependence of external influences (load-speed mode) on work of a pivot node with an adaptive system. Load-speed mode is determined by speed V_b of a car and a vertical force F transmitted from a frame on an undercarriage.

In the system «center plate- center pad» these parameters are denoted, respectively, via speed V_n in relation to movement of a center plate and a center pad and contact pressure P distributed over mating surfaces. At the same time, since each of these parameters in the operating conditions and a design of a pivot node has a precipitation-analytical description, its functioning should be considered as a function of random arguments. All within the framework of a chosen approach to solving the problem will correspond to excited motion of an object.

Based on current understanding of characteristics of a kinematic contact of flat surfaces, which include a system «center plate-center pad», an analytical description should take into account first of all the nature of the pressure distribution on mating surfaces, the change in their relative position, which is the result of deformation and wear, but eventually should link these parameters with operational, structural and geometrical parameters of a pivot node.

In [4] it was found out that in case of kinematic contact of flat surfaces during rotation of bogie's wheels distribution of contact pressure, velocities and conditions of wear do not remain constant for all points of conjugate bodies. This situation is further complicated by the presence of systematic distortions arising with reverse motion with small amplitudes. In addition, a considered design presupposes the presence on working surfaces of holes of different diameters, changing the nature of the contact, and it makes a fundamental difference for decision with respect to a model problem [4] for flat solid surfaces.

The author [4] offers a method for solution of these tasks, based on the condition of contact surfaces, which refers to the features of process of conjugation wear, presuming that for any form of the worn surfaces of parts we observe a full contact of conjugate contact zones.

As for a pivot node a contact condition will mean that a sum of wear U_{1-2} of a center plate U_1 and a center pad U_2 , measured in the direction of convergence on the axis of a controlled object, is constant:

$$U_1 + U_2 = U_{1-2} \rightarrow \text{const.} \quad (1)$$