Тащилин Л.Н.
Трение в винтовой кинематической паре

(Россия, Санкт-Петербург)

doi: 10.18411/lj-05-2019-43

idsp: ljjournal-05-2019-43

Аннотация

Статья посвящена исследованию трения в винтовых кинематических парах. На примере винтового конвейера представлена конструктивная схема рабочего органа механизма, также с целью уменьшения трения предложено использовать антифрикционные втулки. Кроме того, в статье уточнен метод определения сводного коэффициента трения, который имеет теоретическое и практическое значение и дает новое представление о закономерностях трения между телами с криволинейными рабочими поверхностями.

Ключевые слова: трение, кинематическая пара, коэффициент, втулки, рабочие поверхности, надежность.

Abstract

The article is devoted to the study of friction in screw kinematic pairs. On the example of a screw conveyor, a constructive scheme of the working body of the mechanism is presented, and in order to reduce friction, it is proposed to use antifriction sleeves. In addition, the article clarifies the method of determining the composite coefficient of friction, which has theoretical and practical significance and gives a new picture of the laws of friction between bodies with curvilinear working surfaces.

Keywords: friction, kinematic pair, coefficient, bushings, working surfaces, reliability.

Определение надежности механических систем современных конструкций приводов требует одновременного рассмотрения работы всех звеньев, учета воздействий внешних и внутренних факторов, с использованием аналитического метода прогнозирования износа в кинематических парах и формированием на этой основе аналитического аппарата оценки надежности систем [1].

Вопросы износа являются центральными в общей проблеме трения. Каждый новый шаг по развитию машин, механизмов и приборов связан с изучением явлений, происходящих на контакте сопряженных деталей, с учетом прочности поверхности и их разрушения. Необходимость исследования износостойкости деталей машин обусловлена и экономическим фактором. Одной из главных причин отказов является собственно износ подвижных сопряжений машин. Потери в машиностроении высокоразвитых государств вследствие износа и трения достигают 11% национального дохода [2].

Сегодня используются различные способы повышения износостойкости и долговечности деталей машин. Ведущая роль в создании долговечных и надежных конструкций механизмов принадлежит конструкторам и технологам, которые на всех этапах их создания (конструирование, изготовление, улучшение) непосредственно влияют на технические характеристики машин и работоспособность их отдельных узлов и деталей.

Особую актуальность вопрос трения в настоящее время приобретает для винтовых пар, поскольку они нашли свое широкое распространение в самых различных механизмах и машинах. Винтовые пары довольно часто применяются в крепежных резьбовых соединениях (крепежные болты), в токарных станках (ходовые винты), в домкратах, прессах и т.д. Так, например, удельный вес винтовых конвейеров в погрузочно-разгрузочных работах подавляющего большинства сельскохозяйственных, дорожных, строительных, перерабатывающих и других машин составляет около 40-45% [3].

В то же время нерешенной остается проблема, заключающаяся в создании и обосновании конструктивных, технологических и кинематических параметров гибких винтовых рабочих органов, обеспечивающих высокие эксплуатационные и ресурсные

показатели механизмов при низкой материалоемкости рабочего устройства, обеспечивающего снижение энергозатрат на транспортировку.

Для повышения надежности выполнения технологических процессов, при разработке и исследовании рабочих органов, необходимо учитывать: секционный метод изготовления комплектующих (для устранения знакопеременных циклических нагрузок), увеличение площади контакта между узлами передачи крутящего момента, что позволит уменьшить внутренние напряжения, также следует минимизировать усилия в парах трения за счет увеличения плеча передачи крутящего момента; при работе в абразивных средах целесообразно использовать пару трения пластмасса-металл.

Таким образом, указанные обстоятельства обуславливают актуальность исследований по уменьшению трения в винтовой кинематической паре, что даст возможность сократить потери энергии, а также обеспечит высокую редукцию винтовой передачи.

В настоящее время проблемами обеспечения допустимого уровня контактных напряжений в парах трения, недопущения их интенсивного износа, удешевления изготовления рабочих органов занимаются такие ученые как Ф. Г. Ванкель, Г. Хюттлин, П. Хофбауэр, В. А. Грачев, Ю. А. Долматовский и др.

Разработке направлений решения вопросов устойчивости винтовых спиралей при работе технологических магистралей на малых радиусах кривизны посвящены труды Кожевникова С., Перфильева П., Чудакова Е., Вахламова В. и др.

Вместе с тем, анализ литературных источников и патентной информации показывает, что многие аспекты, касающиеся уменьшения трения в винтовых кинематических парах, остаются открытым, даже в отношении классификации предохранительных фрикционных муфт нет единого мнения.

Таким образом, с учетом вышеизложенного, цель статьи состоит в обобщении и дополнении имеющейся информации по совершенствованию конструктивной схемы рабочего органа механизма с винтовой парой с целью повышения его долговечности, а также в разработке предложений, касающихся уточнения методики прогнозирования износа.

На основе принципиальной схемы секционного шарнирного вала рассмотрим конструкцию рабочего органа гибкого винтового конвейера с автономным упругим шариковым зацеплением шарнирных секций (рис. 1).

Рис. 1 Конструктивная схема рабочего органа винтового конвейера

Представленный на рис. 1 конвейер, содержит секции спиралей, торцевые поверхности которых шарнирно взаимосвязаны между собой. Каждая секция выполнена в виде пары торцевых шайб 1, соединенных прутьями 2, к которым жестко закреплено винтовое ребро 3. Между соседними секциями установлена промежуточная шайба 4, в которой выполнено четыре отверстия, равномерно расположенных в окружном направлении. В торцевых шайбах диаметрально противоположно выполнены два отверстия с шариками 5, которые с другой стороны установлены в паре отверстий промежуточных шайб, причем линии, соединяющие центры отверстий соседних торцевых шайб, расположены взаимно перпендикулярно. Секции винтовых спиралей зажаты между собой автономным упругим механизмом, который выполнен в виде центрального стержня 6 с фланцем 7. Стержень установлен в центральном отверстии промежуточной шайбы, а с внутренней стороны соседних торцевых шайб расположены пружины 8, величина деформации которых регулируется нажимной шайбой 9 и гайками 10. Торцевые шайбы установлены с зазором по отношению к центральному стержню. Как

вариант, между отверстиями промежуточной шайбы и отверстиями торцевых шайб могут устанавливаться ступенчатые антифрикционные втулки.

Наличие упругих механизмов сжатия шариковых зацеплений исключает возможность появления люфтов в процессе приработки пар трения, что обеспечивает плавность передачи крутящего момента и соответственно повышение долговечности рабочего органа [4].

Установлено, что на малых радиусах кривизны сила трения между поверхностью рабочего органа и поверхностью кожуха является доминирующей, а значение объемной плотности материала не имеет существенного влияния на энергосиловые параметры процесса транспортировки. Также доказано, что при уменьшении радиуса кривизны транспортировки до величин, не превышающих 240 ... 220 мм, силы трения приобретают критические значения, что приводит к буксировке узлов привода.

Наиболее приемлемым способом уменьшения трения является применение антифрикционных втулок, изготовленных из полиамидов, армированных стеклянным волокном. Такая схема зацепления является наиболее приемлемой с точки зрения минимизации контактных напряжений, а пары трения металл - пластмасса эффективно работают в абразивных средах.

При проектировании винтовых конвейеров с упругими валами исходными данными является производительность, параметры зоны обслуживания, а именно, длина конвейера L , коэффициент технологической гибкости $k_T = L/R_{min}$, характеристики транспортируемого материала (коэффициент внешнего трения μ , угол внутреннего трения $\varphi_{вн}$, зернистость a и высота H подъема груза).

Критерием оптимизации при проектировании целесообразно выбрать массу или объем упругого рабочего органа единичной длины, минимизация которого приводит к уменьшению себестоимости конвейера, а также уменьшению повреждения транспортируемого материала, повышение производительности и расширение сферы применения гибких конвейеров, поскольку масса подвижного рабочего органа является основным параметром, который ограничивает увеличение диаметра гибких винтовых конвейеров.

Для стабильной работы приводного вала конвейера необходимо, чтобы в момент динамических нагрузок сумма углов смещения элементов α и вхождения шарика φ была меньше угла трения, то есть $\alpha + \varphi \leq \varphi_T$. Соответствующее условие примет следующий вид:

$$H - 2\mu r - \frac{2}{R_{min}}(B + H)r \leq 0$$

где μ - коэффициент трения между шариком и лункой.

В основу прогнозирования износа в кинематических парах положим гипотезу фрикционной усталости, считая, что: имеет место постоянство фрикционных характеристик соединений, при условии стабильной внешней среды (стационарный режим); номинальное давление и скорость скольжения равномерно распределены по поверхности трения; в зоне контакта не возникает температурных изменений и имеет место равномерное температурное поле; на поверхности трения отсутствуют заусенцы и явления кавитации; кинематические пары находятся вне агрессивной среды.

В процессе изнашивания взаимодействие тела, которое стирается, и контртела в кинематической паре носит дискретный характер [5], соприкосновения отдельных участков в сумме образуют фактическую площадь контакта. При этом шероховатые поверхности погружаются одна в другую и разрушаются под воздействием нормальной нагрузки. На фактической площади контакта возникают деформации и соответствующие напряжения. В зависимости от распространения износа, фрикционные соединения принято делить на [6]: соединения, в которых рассматривается изнашивание обоих звеньев; соединения, где исследуется изнашивание только одного звена.

Поскольку в рамках проводимого исследования анализируется изнашивание в кинематических парах механической части привода, в дальнейшем будем рассматривать изнашивание в соединениях первой категории. Изучая усталостное изнашивание, представляется целесообразным придерживаться метода жесткого изнашивания, считая,

что в любой момент его протекания в кинематической паре контакт поверхностей трения не нарушается.

Известно, что иногда для расчета износа соединений первой категории применяется и метод мягкого изнашивания [7]. Однако считаем, что его использование не является рациональным, по причине необходимости решения контактной задачи теории упругости с переменными во времени начальными условиями. Построение репрезентативной оценки надежности механической части привода предусматривает формирование соответствующей математической модели изнашивания в кинематических парах. Практика эксплуатации современных конструкций приводов доказывает, что элементы кинематических пар их звеньев не выдерживают сверхвысоких динамических нагрузок и существенных тепловых воздействий, в результате чего подвержены усталостному изнашиванию [8].

Величину износа будем определять в направлении осевой движущей силы спирального винта. Определим это направление единичным вектором $\vec{l}$. Свяжем вектор $\vec{l}$ системой координат (будем считать ее абсолютной $\vec{l} \{1,0,0\}$, в которой будем вести пересчет всех векторов, направив ось OX вдоль вектора $\vec{l}$. Обозначим через $\vec{\delta}_k(T, q)$ вектор накопленного за время T износа в k -ой кинематической паре, выраженный в абсолютной системе координат. Этот вектор представим также функцией от обобщенных координат $\vec{q}_i$ в относительной системе координат, связанной с k -ой кинематической парой. Для вращательной кинематической пары выделим плоскость, по которой проходят векторы угловой скорости $\vec{\omega}$ и $\vec{l}$, обозначив $\vec{\delta}_k^\pm(T, q_i)$ износ в k -й кинематической паре в направлении нормали к поверхности вала, расположенной в указанной плоскости (см. рис. 2).

Рис. 2 Схема износа во вращательной кинематической паре

Вектор $\vec{\delta}_k^+(T, q_i)$ образует острый угол φ^+ с вектором $\vec{l}$, а вектор $\vec{\delta}_k^-(T, q_i)$ - тупой угол; $\varphi^- = \pi - \varphi^+$ (см. рис. 3).

Рис. 3 Схема износа в поступательной кинематической паре

Для поступательной кинематической пары через $\vec{\delta}_k^+(T, q_i)$ обозначим вектор износа одной из поверхностей, которая образует острый угол с вектором $\vec{l}$, а через $\vec{\delta}_k^-(T, q_i)$ вектор износа второй поверхности, образующей тупой угол с вектором $\vec{l}$. Осуществим преобразования векторов $\vec{\delta}_k^\pm$, выраженных в k -й системе координат, в некую «абсолютную» систему, связанную со стойкой.

Оси координат данной системы согласуем с направлением одиночного вектора $\vec{l}$. Нумерацию относительных систем и кинематических пар, с которыми эти системы связаны, будем вести последовательно от абсолютной системы.

Введем расширенный вектор положения:

$\vec{q}^i = \begin{pmatrix} \vec{q}^{i*} \\ 1 \end{pmatrix}$, где $\vec{q}^{i*} = \begin{pmatrix} x^i \\ y^i \\ z^i \end{pmatrix}$ - вектор положения в каждой относительной системе координат.

Пусть i -я система координат получена из $(i-1)$ -го вращения вокруг начала координат, с последующим смещением начала координат на вектор: $\vec{\beta}_i = \begin{pmatrix} \beta_1^i \\ \beta_2^i \\ \beta_3^i \end{pmatrix}$.

Вращение может быть полностью описано матрицей вращения:

$$P_k = \begin{pmatrix} \alpha_{ij}^i \end{pmatrix}_k, \quad j=1$$

$$\text{где, } \alpha_{ij}^i = (\vec{e}_i^i \cdot \vec{e}_i^i - 1) = \cos(\vec{e}_i^i \cdot \vec{e}_i^i - 1)$$

Связь между расширенными векторами положений в i -й и $(i-1)$ -й системах координат может быть представлена в виде $\vec{q}^i = A_i \vec{q}^{i-1}$, где A_i - блочная матрица:

$$A_i = \begin{pmatrix} P_i & B_i^T \\ 0 & 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \alpha_{11}^i & \alpha_{12}^i & \alpha_{13}^i & \beta_1^i \\ \alpha_{21}^i & \alpha_{22}^i & \alpha_{23}^i & \beta_2^i \\ \alpha_{31}^i & \alpha_{32}^i & \alpha_{33}^i & \beta_3^i \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

Обратная связь также имеет место: $\vec{r}^{i-1} = A_i^{-1} \vec{r}_i^i$. Итак, вектор износа в k -й кинематической паре, выраженный в i -й системе координат:

$$\vec{\delta}_k^i = \vec{r}_1^i - \vec{r}_2^i = \begin{pmatrix} \vec{\delta}_{1k}^{i-1} \\ \vec{\delta}_{2k}^i \\ \vec{\delta}_{3k}^i \\ 0 \end{pmatrix} \text{ может быть пересчитан в } (i-1) \text{ систему координат,}$$

согласно зависимости $\vec{\delta}_k^{i-1} = A_i^{-1} \vec{\delta}_k^i$, а затем последовательно в абсолютную систему координат $\vec{\delta}_k = A_1^{-1} \cdot A_2^{-1} \cdot \dots \cdot A_i^{-1} \vec{\delta}_k^{i-1}$. Обозначив $T_i = A_1^{-1} \cdot A_2^{-1} \cdot \dots \cdot A_i^{-1}$, получаем:

$$\vec{\delta}_k = T_i \vec{\delta}_k^{i-1}.$$

Перемещение в кинематической цепи механической части привода, обусловленное износом в каждой кинематической паре $X_{U_k}^{\mp}$, обозначим «+» в случае

когда они совпадают с направлением $\vec{l}$, «-» когда они имеют противоположное направление.

Исходя из специального выбора расположения абсолютной системы координат, элементарные перемещения в k -й кинематической паре $X_{U_k}^{\mp}$ совпадают с первой

координатой векторов $\vec{\delta}_k^{\mp} = (T_i, q_i)$. Тогда: $X_{U_k}^{\mp} = Pr_i \vec{\delta}_k^{\mp} = Pr_{ox} \vec{\delta}_k^{\mp}$; где

$Pr_i \vec{\delta}_k^{\mp}$ проекция вектора $\vec{\delta}_k^{\mp}$ на ось $\vec{l}$; $Pr_{ox} \vec{\delta}_k^{\mp}$ - проекция вектора $\vec{\delta}_k^{\mp}$ на ось $\vec{X}$.

Суммарные перемещения в кинематической цепи можно представить суммой элементарных перемещений $X_{\Sigma}^{\mp} = \sum X_{U_k}^{\mp}$. Будем считать, что $X_{\Sigma}^{\mp}$ является

максимально возможным перемещением, вызванным усталостным износом в кинематических парах, исходя из отсутствия учета возможной взаимной частичной компенсации перемещений в кинематической цепи.

Итак, представленная модель позволяет получить репрезентативную оценку точности положения выходного звена механической части электропередачи; сформулировать выводы по результатам решения контактной задачи теории упругости для определения номинального давления в зоне контакта звеньев; ввести линейную интегральную интенсивность изнашивания оценки величины износа в кинематической цепи.

Таким образом, подводя итоги, следует отметить, что сегодня с трением и износом деталей связана одна из наиболее острых проблем современности - повышение надежности и долговечности машин и механизмов, которая определяется в основном сохранением размеров их динамических элементов, качеством и прочностью поверхностей сопряжений. Подавляющее большинство выходов из строя подвижных деталей машин и механизмов (от 80 до 90%) происходит в результате разрушения поверхностей трения.

В процессе исследования рассматривалось трение в винтовой кинематической паре. С этой целью была представлена конструктивная схема рабочего органа винтового конвейера, а также предложено использовать антифрикционные втулки для уменьшения трения и износа. Также уточнен метод определения сводного коэффициента трения, который имеет теоретическое и практическое значение, и позволяет получить новое представление о закономерностях трения между телами с криволинейными рабочими поверхностями.

1. Мигранов М.Ш. Износостойкость узлов трения винтового компрессора // Сборка в машиностроении, приборостроении. - 2018. - №10. - С. 464-468.
 2. Филатов А.А. Конструкционные особенности и методика расчета рабочих параметров анкерных устройств нового типа // Территория Нефтегаз. - 2018. - №11. - С. 78-81.
 2. Манжосов В.К., Самсонов А.А. Анализ движения винтового механизма как аналога клинового механизма // Вестник Ульяновского государственного технического университета. - 2018. - №2(82). - С. 23-26.
 3. Нигматуллин Р.Г. Повышение эффективности работы винтового компрессора на основе исследования внешних факторов, влияющих на износ узлов трения // Кузнечно-штамповочное производство. Обработка материалов давлением. - 2017. - №6. - С. 43-48.
 4. Мигранов М.Ш. Исследование внешних факторов влияющих на износ узлов трения винтового компрессора // Трение и износ. - 2017. - №6. - С. 556-561.
 5. Бородина М.Б. Влияние трения в кинематических парах гидромеханической муфты с дифференциальным передаточным механизмом на динамику её работы // Вестник Брянского государственного технического университета. - 2016. - №4(52). - С. 75-82.
 6. Гончаревич И.Ф. Совершенствование оборудования и процессов вибрационного перемещения грузов // Подъемно-транспортное дело. - 2016. - №4-5. - С. 2-4.
 7. Кузиев Д.А. Исследование параметров нагружения приводов шнековых исполнительных органов очистного комбайна // Горный информационно-аналитический бюллетень. - 2017. - №2. - С. 93-101.
-