

СОВРЕМЕННЫЕ ПОДХОДЫ К РАСЧЕТУ РЕСУРСА ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Номинальный ресурс подшипников L_{10} , который соответствует 90 % вероятности безотказной работы и определяется для подшипников, изготовленных из широко используемого материала хорошего качества при хорошем качестве изготовления и работающих в нормальных условиях эксплуатации, может значительно отличаться от реального срока службы современных высококачественных подшипников в определённых условиях эксплуатации. Реальный срок службы подшипника зависит от таких факторов, как условия смазывания, степень загрязнённости, наличие перекоса, правильность монтажа.

При нагрузке ниже некоторого определенного значения современные высококачественные подшипники могут достигать бесконечного ресурса, если условия смазки, чистота и другие условия эксплуатации являются благоприятными.

Для подшипников качения из обычно используемого материала хорошего качества и при хорошем качестве изготовления предел усталостного напряжения достигается при контактном напряжении, приблизительно равном 1500 МПа [1]. При практическом использовании подшипников контактные напряжения оказываются больше, чем 1500 МПа, при этом условия эксплуатации вызывают дополнительные напряжения, что приводит к дальнейшему снижению ресурса подшипника.

Для упрощения практических расчетов вместо предела усталостного напряжения введено понятие предела усталостной нагрузки C_u , который определяется как нагрузка, при которой в наиболее нагруженном контакте дорожки качения достигается предел усталостного напряжения σ_u .

Если смазочный материал загрязнен твердыми частицами, то в результате перекачивания этих частиц могут образовываться остаточные вмятины на дорожке качения. В местах этих вмятин происходит повышение локального напряжения, которое ведет к снижению ресурса подшипника. Это снижение ресурса вследствие загрязнения масляной пленки учитывается коэффициентом загрязнения e_c . Снижение ресурса в результате присутствия твердых частиц в масляной пленке зависит от таких факторов, как тип, размер, твердость и количество частиц; толщина масляной пленки; размер подшипника.

Эффективность смазочного материала главным образом определяется степенью разделения контактирующих поверхностей качения. Для образования соответствующей разделительной смазочной пленки смазочный материал должен обладать определенной минимальной вязкостью при достижении подшипником рабочей температуры. Условие разделения смазочным материалом характеризуется относительной вязкостью k , являющейся отношением фактической кинематической вязкости ν к номинальной кинематической вязкости ν_1 , необходимых для достижения надлежащих условий смазки. Значение кинематической вязкости ν принимают при рабочей температуре смазочного материала.

Для учета данных факторов в стандарте ГОСТ 18855-2013 (ISO 281:2007) [1] определяется модифицированный ресурс подшипников

$$L_{nm} = a_1 a_{ISO} L_{10}, \quad (1)$$

где a_1 – коэффициент модификации ресурса по вероятности безотказной работы;

a_{ISO} – системный коэффициент модификации ресурса;

L_{10} – номинальный ресурс, миллион оборотов.

Системный коэффициент модификации ресурса a_{ISO} учитывает следующие факторы: тип подшипника; предел усталостной нагрузки C_u ; эквивалентную динамическую нагрузку подшипника P ; условия смазки (тип смазочного материала, вязкость, частота вращения подшипника, размер подшипника, присадки); влияние окружающей среды (уровень загрязнения, уплотнения); параметры частиц загрязняющего вещества (твердость и размер частиц по отношению к размеру подшипника, метод смазывания, фильтрация); качество монтажа (соблюдение чистоты во время монтажа, например, тщательная промывка узла, фильтрация поставляемого масла).

Коэффициент a_{ISO} можно выразить в виде функции

$$a_{ISO} = f(e_c C_u / P; k), \quad (2)$$

где e_c – коэффициент загрязнения; k – относительная вязкость;

v – фактическая кинематическая вязкость при рабочей температуре, $\text{мм}^2/\text{с}$;

$$k = v / v_1, \quad (3)$$

где v_1 – номинальная кинематическая вязкость, необходимая для достижения надлежащих условий смазки, $\text{мм}^2/\text{с}$.

При расчете предела усталостной нагрузки C_u учитывается влияние следующих факторов: тип, размер и внутреннюю геометрию подшипника; профиль тел качения и дорожек качения; качество изготовления; предел усталостного напряжения материала дорожек качения. Некоторые мировые производители подшипников, например шведская фирма SKF, в каталоге подшипников указывают предел усталостной прочности для конкретного типоразмера подшипника [2].

В ГОСТ 18855-2013 [1] приводятся усовершенствованный и упрощенный метод расчета предела усталостной нагрузки C_u , а также методы расчета коэффициента загрязнений, относительной вязкости k и коэффициента модификации ресурса a_{ISO} . На практике коэффициент модификации ресурса следует ограничить $a_{ISO} \leq 50$.

Ранее в соответствии с ГОСТ 18855-94 вместо понятия модифицированного ресурса использовался скорректированный расчетный ресурс $L_{на}$ [3]:

$$L_{на} = a_1 a_2 a_3 L_{10}, \quad (4)$$

где a_2 – коэффициент, корректирующий ресурс в зависимости от особых свойств материала и (или) конструкции подшипника;

a_3 – коэффициент режима смазки, корректирующий ресурс в зависимости от условий работы подшипника. В связи с тем, что коэффициенты a_2 и a_3 взаимосвязаны, в расчетах было принято использовать их произведение – коэффициент a_{23} [3]:

$$L_{на} = a_1 a_{23} L_{10}. \quad (5)$$

Рассмотрим особенности расчета коэффициента модификации ресурса a_{150} и отличие его величины от ранее используемого коэффициента a_{23} на примере установленного на тихоходном валу двухступенчатого коническо-цилиндрического горизонтального редуктора роликового конического одно-рядного подшипника легкой серии 7216А по ГОСТ 27365-87, который имеет следующие параметры: $d = 80$ мм; $D = 140$ мм; статическая грузоподъемность $C_{ор} = 114$ кН; частота вращения внутреннего кольца подшипника $n = 80$ мин⁻¹; эквивалентная динамическая нагрузка $P_r = 28,8$ кН. Параметры нагружения подшипника взяты из примера из пособия [4]. Для конического роликоподшипника для обычных условий работы, подшипник из стали ШХ15, полученной по обычной технологии, коэффициент $a_{23} = 0,65$ [3, 4].

Для расчета коэффициента модификации ресурса a_{150} определяем предел усталостной нагрузки C_u по упрощенной методике расчета [1, 2]. Для роликовых подшипников с $D_{pw} > 100$ мм формула имеет вид:

$$C_u = C_0 / 8,2 \cdot (100 / D_{pw})^{0,5}, \quad (6)$$

где C_0 – статическая грузоподъемность подшипника, кН;

D_{pw} – диаметр центральной окружности шариков или роликов, мм. Для подшипника 7216А $C_u = 13,26$ кН.

Определяем номинальную кинематическую вязкость ν_1 , необходимую для достижения надлежащих условий смазки по графику на рисунке 2 [1] в зависимости от частоты вращения кольца подшипника n и диаметра центральной окружности шариков или роликов D_{pw} . Для примера $\nu_1 = 11,3$ мм²/с.

Находим фактическую кинематическую вязкость ν при рабочей температуре по диаграмме [2] для рабочей температуры подшипника 70 °С. Для примера требуется смазка класса вязкости ISO VG 32 с минимальной фактической вязкостью $\nu = 32$ мм²/с при номинальной температуре 40 °С. В примере в редукторе использовалось масло индустриальное И-Г-А-46 по ГОСТ 17479.4-87 с фактической вязкостью $\nu = 46$ мм²/с при температуре 40 °С.

Далее определяется относительная вязкость k по формуле (3). Для примера относительная вязкость $k = 4,07$. В случае, если $k > 4$, следует принять $k = 4$.

Сложность в применении методики расчета модифицированного ресурса подшипников заключается в отсутствии точной информации о коэффициенте загрязнений для конкретных условий работы.

В работе [2] рекомендуется использовать ориентировочные значения коэффициента загрязнений e_c по [1]. Для типичного загрязнения при типичных условиях для подшипников без встроенных уплотнений, при проточной фильтра-

ции, наличии частиц износа и загрязнения из окружающей среды при $D_{pw} \geq 100$ мм коэффициента загрязнений e_c принимается от 0,2 до 0,4.

Далее определяем коэффициент модификации ресурса для радиальных и радиально-упорных роликовых подшипников по графику (см. рисунок 1) [1].

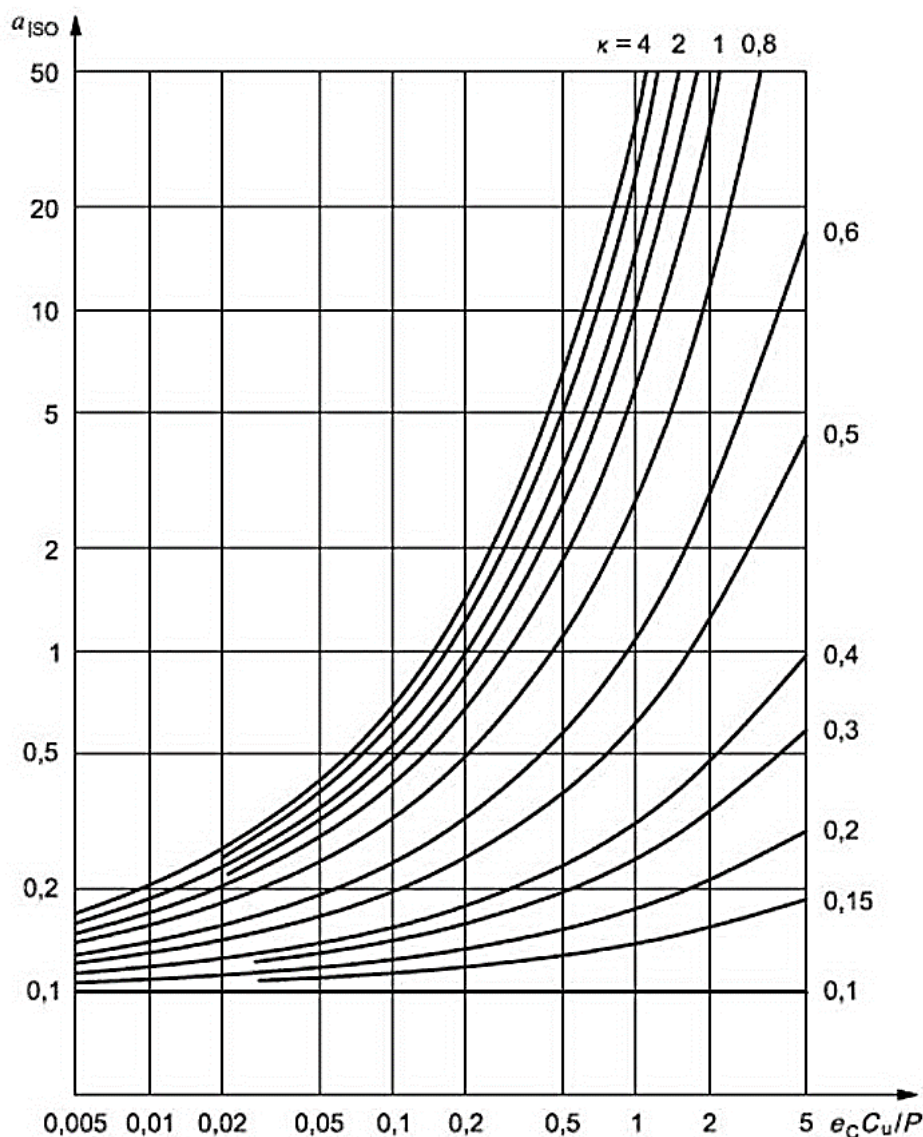


Рисунок 1 – Коэффициент модификации ресурса a_{150} для радиальных и радиально-упорных роликовых подшипников [1]

Для примера $a_{150} = 0,89$, что в 1,37 раза больше, чем применяемый ранее коэффициент $a_{23} = 0,65$. За счет использования системного коэффициента модификации ресурса a_{150} , учитывающего загрязнение и условия смазки, модифицированный ресурс подшипника при тех же условиях работы оказывается в 1,37 раза больше, что позволяет использовать подшипники более легких размерных серий.

Коэффициент $a_{23} = 0,9$ (т. е. практически совпадает с рассчитанным коэффициентом a_{150}), если принимать его для следующих условий применения подшипников: гарантированное наличие гидродинамического режима смазки и отсутствие повышенных перекосов колец [3].

Методика расчета модифицированного ресурса подшипников по ГОСТ 18855-2013 (ISO 281:2007) [1] может использоваться в учебный процесс при выполнении курсового проектирования по дисциплине «Детали машин».

Список использованных источников

1. Подшипники качения. Динамическая грузоподъемность и номинальный ресурс: ГОСТ 18855-2013 (ISO 281:2007, MOD). – Взамен ГОСТ 18855-94 ; введ. 01.08.2016. – Минск : Госстандарт : БелГИСС, 2016. – 49 с. : ил., табл.
2. Монтик, С. В. Особенности расчета модифицированного ресурса подшипников качения / С. В. Монтик // Новые технологии и материалы, автоматизация производства : сборник статей / Брестский государственный технический университет – Брест : Издательство БрГТУ, 2021. – С. 170–174.
3. Детали машин : учебник для вузов / Л. А. Андриенко [и др.]; под ред. О. А. Ряховского. – 4-е изд., перераб. и доп. – М : Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2014. – 465 с. : ил.
4. Санюкевич, Ф. М. Детали машин. Курсовое проектирование: учебное пособие / Ф. М. Санюкевич. – 2-е изд., испр. и доп. – Брест : БрГТУ, 2004. – 473 с.

УДК 681.5

Коваль И. В.

Научный руководитель: к. т. н., доцент Прокопеня О. Н.

АДАПТИВНАЯ СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ ПРИВОДОМ ПОВОРОТА ЗВЕНА МАНИПУЛЯЦИОННОГО РОБОТА

К приводам манипуляционных роботов предъявляются повышенные требования по точности и качеству переходных процессов. Переходные характеристики должны быть монотонными (без перерегулирования). Это должно обеспечиваться при любом положении руки робота и во всем диапазоне изменения масс манипулируемых объектов, что можно рассматривать как изменяющиеся в широких пределах внешние условия. В этом случае целесообразно применение адаптивных приводов, способных приспосабливаться к изменению внешних условий. Принципы построения данных приводов известны [1]. Учитывая, что параметры объекта управления заранее известны, целесообразно использовать самонастраивающуюся беспоисковую систему с эталонной моделью [2]. Эталонная модель может быть задана в виде передаточной функции апериодического звена, для которого переходная характеристика монотонна. Длительность переходного процесса в этом случае определяется постоянной времени звена, которую можно задавать по своему усмотрению.

Соответствующая математическая модель привода на основе двигателя постоянного тока, построенная в приложении SIMULINK программного пакета MATLAB представлена на рисунке 1. В данном приводе управляющее воздействие подается одновременно на эталонную модель и на вход системы. Выходной сигнал системы вычитается из выходного сигнала эталонной модели, а усиленный сигнал ошибки подается непосредственно на вход системы как компенсирующий. С увеличением коэффициента усиления выходной сигнал привода приближается к эталонному. Принятый способ адаптации является до-