

Рисунок 5 – Сравнительный анализ точности двух кинематических методов

Верхние две кривые – минимальное и максимальное повышение точности метода 3, изложенного выше и использующего производную \dot{a}_{BH} .

Заключение. Использована производная от ускорения внедрения в приближенном кинематическом методе нахождения точек на огибающей, когда найдены точки на обволакивающей. На простом примере показано, что в этом случае точность кинематического метода вычисления координат при том же числе резцов увеличивается на 3-6 порядков. Полагаем, что в общем случае, применение производной \dot{a}_{BH} повышает точность не на 3-6, а лишь на 2-3 порядка, т.к. была рассмотрена в качестве огибающей эвольвента, а при ее образовании вторая производная $\ddot{a}_{BH}=0$. В других же зацеплениях, особенно в пространственных, четвертая производная может быть не нулевой, что приведет к снижению точности вычислений.

Список литературы: 1. Бабичев Д.Т., Бабичев Д.А., Панков Д.Н., Панфилова Е.Б. Кинематический метод нахождения точек на огибающей, зная точки на обволакивающей // Вісник Національного Технічного університету "ХПІ". Збірник наукових праць. Тематичний випуск "Проблеми механічного приводу". – Харків: НТУ "ХПІ". – 2010. – №20. – С.6–9. 2. Шевелева Г.И. Теория формообразования и контакта движущихся тел. – М.: Мосстанкин, 1999. – 494с. 3. Шевелева Г.И. Метод степенных рядов в теории зубчатых зацеплений с точечным контактом // Машиноведение. – 1969. – №4. – С.58–65. 4. Бабичев Д.Т. Развитие теории зацеплений и формообразования поверхностей на основе новых геометрокинematicких представлений: Автореферат дисс. ... д-ра техн. наук. – Тюмень: ТюмГНГУ. – 2005. – 47с. 5. Шнико В.А. Образование поверхностей резанием по методу обкатки. – М.: Машгиз. 1951. – 150с. 6. Бабичев Д.Т., Бабичев Д.А., Панков Д.Н. Анализ формообразования зубьев методами огибания изломами на производящих поверхностях и линиях // Вісник Національного Технічного університету "ХПІ". Збірник наукових праць. Тематичний випуск "Проблеми механічного приводу". – Харків: НТУ "ХПІ". – 2009. – №20. – С.32–44.

Поступила в редколлегию 14.05.10

УДК 621.822.6.001

С.В. БЕЛОДЕДЕНКО, к.т.н., доцент каф. МАМП НМетАУ, г. Днепропетровск
Г.Н. БИЛИЧЕНКО, ассистент каф. МАМП НМетАУ
В.И. ГАНУШ, ассистент каф. МАМП НМетАУ

ВЫБОР ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ И ОЦЕНКА ИХ НАДЕЖНОСТИ С УЧЕТОМ ВАРИАЦИИ УСЛОВИЙ НАГРУЖЕНИЯ

Надійність опорних вузлів механічних передач можливо забезпечити на стадії проектування шляхом вибору підшипників кочення з урахуванням конструкційної та експлуатаційної нестаціонарності навантаження. В роботі приведено моделі для еквівалентного навантаження підшипників різних типів, а також алгоритм пошуку їх функцій розподілу довговічностей з урахуванням розсіювання механічних властивостей та варіації умов навантаження.

The reliability of reference sites of gears can be achieved at the design stage by selecting the rolling bearings in the light of structural and service variable loading. The paper presents a model for the equivalent load bearings of various types, as well as the algorithm for finding the distribution functions of their longevity in the light scattering of mechanical properties and the variation of loading conditions.

Актуальность темы и постановка задачи. Подшипники качения являются традиционным местом сосредоточения значительных затрат на техническое обслуживание и ремонт оборудования горно-металлургического комплекса. Их меняют, как по факту отказов, так и профилактически, превентивно. Первая ситуация характерна для опорно-ходовых систем непрерывного транспорта, где может не функционировать до половины имеющихся подшипников. Вторая ситуация присуща ответственным редукторам, плановый ремонт которых включает принудительную замену части подшипников безотносительно к их фактическому техническому состоянию. Кроме того, на многих предприятиях подшипниковые узлы подвергаются виброактивным методам диагностики, что с одной стороны призвано увеличивать коэффициент использования оборудования, но с другой стороны, возрастают расходы на техническое обслуживание.

Активное развитие в последние годы методов вибродиагностики подшипниковых узлов не снимает вопросов их эксплуатационного ресурса, но свидетельствует о сложности и тотальности данной проблемы. Ее истоки приходятся на этап проектирования, когда конструктор недостаточно внимания уделяет долговечности подшипников. Это при том, что характеристики сопротивления циклическому нагружению (динамическая грузоподъемность C , показатель наклона m) для них достаточно надежно определены, и что их отличает от других стандартных и нестандартных узлов и деталей. Следовательно, неверно (не вполне точно) прогнозируются действующие нагрузки. В частности, пренебрегается влиянием нестационарности нагружения. Сложно-

сти формирования режима нагружения являются субъективными, поскольку имеются рекомендации по выбору коэффициентов вариации передаваемой приводами машин нагрузки и, таким образом, эксплуатационная нестационарность может быть отражена в расчетах. Из поля зрения конструкторов часто выпадает фактор конструкционной нестационарности нагружения, обусловленный изменением местоприложения и направления нагрузки, действующей на подшипник.

Если для опорных узлов зубчатых передач этот фактор менее значим, чем эксплуатационная нестационарность, то для опорных узлов фрикционных передач (ролики, ходовые колеса), наоборот, конструкционная нестационарность становится доминирующей. Поэтому формирование режима нагружения **отдельно** взятых подшипников необходимо производить с учетом обоих составляющих факторов нестационарности.

Для оценки надежности механических систем по надежности ее структурных элементов актуальна функция распределения долговечностей (ФРД) подшипников, методика получения которой должна быть гармонизирована с алгоритмом поиска ФРД сопрягаемых деталей (зубчатых колес, валов). Разработка такого алгоритма для подшипников является целью данной работы.

Эквивалентная нагрузка. Профильным специалистам известно, что грамотный выбор подшипников из более 50 их видов имеет много особенностей. В то же время конструкторы, как правило, считают это тривиальной задачей, поскольку их усилия направлены на обеспечение функционирования исполнительных механизмов. Поэтому целесообразно выбор подшипников осуществлять с помощью автоматизированных систем.

Для двухопорной схемы установки подшипников качения при их нагружении поперечной Q и осевой A силами, приложенными между опорами Q_1 и Q_2 (неконсольно), разработан алгоритм нахождения эквивалентной приведенной нагрузки на каждый подшипник P_{e1} и P_{e2} (рисунок 1). Данный алгоритм реализован в программе для персонального компьютера на языке C++ (рисунок 2). В ней учитывается тип подшипников и их взаиморасположение ("враспор", "враспяжку"), вариация нагрузки Q и точки ее приложения b по нормальным законам, заданное число оборотов подшипников за срок службы n_3 , в диапазоне от 10^6 до 10^8 . Исходными данными являются величины Q и A в кН, база установки h и расстояние точки приложения до оси y , коэффициенты вариации поперечной и осевой нагрузки V_Q и V_A . Изменение местоприложения нагрузки задается по коэффициенту вариации величины $k_b=b/h$ равной $V_b=0,167$.

Посредством данной программы был проведен вычислительный полный факторный эксперимент 2^5 , позволивший оценить степень влияния на эквивалентную нагрузку таких факторов, как абсолютная величина поперечной нагрузки Q , коэффициент ее вариации V_Q , относительная величина осевой нагрузки $k_A=A/Q$ ($k_A < 1$), относительных размеров $k_h=y/h$ и $k_b=b/h$ ($k_b < 1$). В результате были получены модели вида:

$$P_{e1(2)} = P_{01(2)} + b_Q \cdot Q + b_A \cdot k_A + b_h \cdot k_h + b_b \cdot k_b + b_{QA} \cdot Q \cdot k_A + b_{Qh} \cdot Q \cdot k_h + b_{Ah} \cdot k_A \cdot k_h + b_{Ab} \cdot k_A \cdot k_b, \quad (1)$$

где коэффициенты b_{jk} оценивают чувствительность эквивалентной нагрузки к влиянию соответствующего фактора. Их значения приведены в таблице 1 для величин $n_3=10^8$ оборотов, $V_A=0,3$, углов контакта в радиально-упорных подшипниках $\alpha=12^\circ$ (шарикоподшипники); 14° (сферические и конические роликоподшипники); 10° (сферические шарикоподшипники); при вращающемся внутреннем кольце. Точность моделей находится в пределах $\pm 10\text{кН}$.

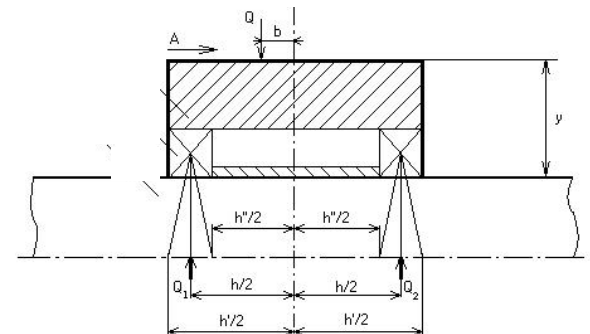


Рисунок 1 – Расчетная схема к определению эквивалентной нагрузки: Q – поперечная (вертикальная) нагрузка, Q_1, Q_2 – радиальная нагрузка на подшипник, A – осевая (горизонтальная) нагрузка, h, h' – база подшипников, соответственно, радиального и радиально-упорных, установленных враспяжку и враспор

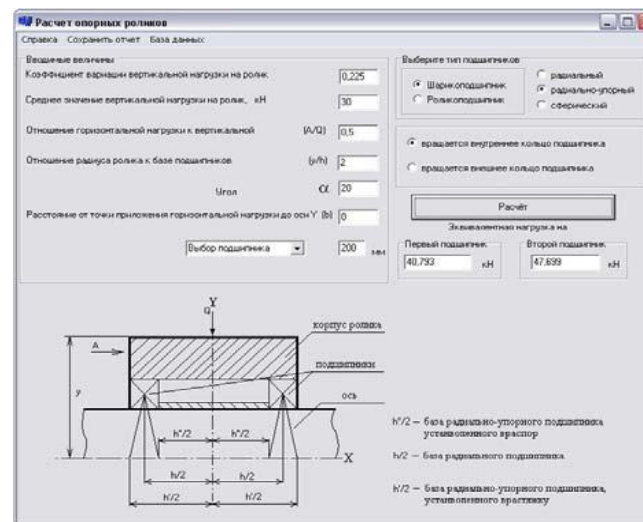


Рисунок 2 – Интерфейс программы расчета подшипников

По исследованиям моделей P_{ei} можно сделать такие выводы. Как и ожидалось, наиболее значимым оказывается фактор поперечной нагрузки. Однако, и величина k_A (фактор осевой нагрузки) имеет почти такую же значимость, особенно, для 2-го подшипника (P_{e2}). Несколько меньше значимость конструктивного параметра k_h , хотя для 1-го подшипника он остается таким же значимым, как и фактор k_A . Вариация поперечной нагрузки (фактор V_O), практически, не влияет на величину P_e .

Таблица 1 – Коэффициенты моделей эквивалентной нагрузки подшипников в кН

| № модели | Тип подшипника | $P_{e1(2)}$ | $P_{o1(2)}$ | b_Q | b_A | b_h | b_b | b_{QA} | b_{Qh} | b_{Qb} | b_{Ah} | b_{Ab} |
|----------|---|-------------|-------------|-------|--------|-------|-------|----------|----------|----------|----------|----------|
| 1 | Радиальные шарикоподшипники, радиально-упорные шарикоподшипники | P_{e1} | 29,6 | 0,41 | 57,9 | 14,7 | 1,4 | 2,0 | 0,5 | -1,2 | 30,5 | 0 |
| 2 | Радиальные шарикоподшипники | P_{e2} | 14,3 | 0,41 | -53,2 | -10,4 | 40 | 0,6 | 40 | 0 | 40 | -58,4 |
| 3 | Радиально-упорные шарикоподшипники | P_{e2} | 27,7 | -0,83 | -55,6 | -13,9 | -0,4 | 3,9 | 0,53 | -0,8 | 28,9 | 0 |
| 4 | Радиально-упорные роликоподшипники | P_{e2} | 21,2 | -0,72 | -42,6 | -10,7 | 0,2 | 4,3 | 0,47 | -0,7 | 21,3 | 0 |
| 5 | Сферические шарикоподшипники | P_{e1} | 51,6 | -0,84 | -103,2 | -25,8 | -36,6 | 3,4 | 0,85 | -0,8 | 51,6 | 0 |
| 6 | Сферические шарикоподшипники | P_{e2} | 34,9 | -1,12 | -70,0 | -16,0 | -36,6 | 8,6 | 0,81 | -1,1 | 32,0 | 73,6 |
| 7 | Сферические роликоподшипники | P_{e2} | 36,8 | -1,18 | -71,6 | -17,8 | -30,6 | 7,1 | 0,77 | -1,1 | 35,6 | 60,0 |

Функция распределения долговечности (ФРД). Полученная эквивалентная нагрузка P_e соответствует уровню надежности $R=0,9$. Чтобы оценить надежность всей механической системы, необходимо воспроизвести полностью ФРД для подшипника по сопротивлению контактной усталости. Данный алгоритм должен учитывать, как изменчивость свойств самого подшипника (внутренний фактор), так и вариацию внешнего фактора, который рассмотрен выше.

Нахождению эквивалентной нагрузки P_e предшествует ее ступенчатая аппроксимация в виде графика приведенная нагрузка P_i – относительная длительность c_i . При этом также определяется среднеквадратическое отклонение (СКО) нагрузки, действующей на каждый подшипник $S_{P1(2)}$.

Для каждой ступени устанавливаются медианные долговечности при стационарном режиме:

$$N_i = 10^{6+m \cdot (\lg C - \lg P_i) + 1,28 \cdot S_{\lg N}}, \quad (2)$$

где $S_{\lg N}$ – СКО логарифма долговечности (таблица 2).

Тогда итоговая долговечность (число оборотов при различных уровнях нагрузки) будет $n_0 = 1/\Sigma(c_i/N_i)$.

Таблица 2 – Величина $S_{\lg N}$ для подшипников качения

| Диаметр тела качения, мм | Шарикоподшипники | Роликоподшипники |
|--------------------------|------------------|------------------|
| $d < 25,4$ | 0,38 | 0,32 |
| $d > 25,4$ | 0,44 | 0,37 |

Установив коэффициент вариации внутреннего фактора, как 2,3 $S_{\lg N}$, получаем СКО логарифма итоговой долговечности:

$$S_{\lg n_0} = \sqrt{V_A^2 + V_Q^2} / 2,3. \quad (3)$$

Тогда ФРД логнормального вида будет:

$$\lg n_{0,p} = (\lg n_0 - 1,15 \cdot S_{\lg n_0}^2) \pm u_p \cdot S_{\lg n_0}, \quad (4)$$

где u_p – квантиль нормального распределения.

Выводы. Низкая надежность опорных узлов механических передач обслуживания горно-металлургического комплекса в значительной мере обусловлена недостатками в выборе подшипников при проектировании. Избежать этого можно за счет формирования режима нагружения каждого подшипника с учетом конструкционной и эксплуатационной нестационарности нагружения. Для этой цели разработана программа нахождения эквивалентной нагрузки, а также для нее получены полиномиальные модели, позволяющие выбрать подшипники наиболее употребимых типов.

ФРД подшипников, алгоритм поиска которой отличается тем, что в нем учтены стохастические свойства подшипников и нагрузки, позволяет определить их гарантированный ресурс. В результате появляется возможность обоснованно планировать сроки и объем ремонта опорных узлов.

Поступила в редколлегию 03.05.10