



РАСЧЕТ ВЫХОДНОЙ ТОЧНОСТИ ШАРИКОПОДШИПНИКА ШПИНДЕЛЬНОГО УЗЛА ТОКАРНОГО СТАНКА НТ-250 М

Каримов К.А.¹[0009-0001-4183-4955], Эгамбердиев И.П.²[0000-0002-7549-2156],
Яхшиев Ш.Н.³[0000-0003-3259-9735], Абдуллаев К.С.⁴[0009-0005-0924-572X],
Мамадияров А.Ж.⁵[0000-0002-8658-6166]

¹Ташкентский государственный технический университет имени Ислама Каримова
kamolxon.karimov@gmail.com.

²Навоийский государственный горно-технологический университет ilhom1977@mail.ru.

³Навоийский государственный горно-технологический университет
sheraliyaxshiyev1978@mail.ru.

⁴ПО Навоийский машиностроительный завод KS.Abdullaev@ngmk.uz.

⁵Навоийский государственный горно-технологический университет
amadiyarov09@gmail.com.

Аннотация. Статья посвящена анализу динамических свойств шпиндельного узла. Нами было изучено упругие свойства опор и их математическое моделирование. Рассчитаны контактные и упругие деформации в роликовых подшипниках. Также рассмотрено моделирование контактно-упругих перемещений высокоточного роликоподшипника. На основе математической модели показано, что амплитуда колебаний частоты вращения шпинделя существенно влияет на качество работы. Показано нелинейное демпфирование подшипника качения из-за нелинейности коэффициентов изгиба и периодического изменения параметров.

Ключевые слова: Металлорежущие станки, зубчатые колеса, подшипник, долговечность, прогнозирование, техническое состояние, вибродиагностика, спектральный анализ, динамические модели.

Annotatsiya: Maqola shpindel uzeling dinamik xususiyatlarini tahlil qilishga bag'ishlangan. Biz tayanchlarning elastik xususiyatlarini va ularni matematik modellashtirishni o'rganib chiqdik. Rolikli podshipniklardagi kontakt va elastik deformatsiyalar hisoblanadi. Yuqori aniqlikdagi podshipnikning kontakt-elastik siljishlarini modellashtirish ham ko'rib chiqiladi. Matematik modelga asoslanib, shpindelning aylanish chastotasi tebranishlarining amplitudasi ish sifatiga sezilarli ta'sir ko'rsatishi ko'rsatilgan. Dumalash podshipnikning chiziqsiz amortizatsiyalanishi, egilish koeffitsientlarining chiziqsizligi va parametrlarning davriy o'zgarishi ko'rsatilgan.

Kalit so'zlar: metall kesish dastgohlari, tishli g'ildirak, podshipniklar, chidamlilik, baholash, texnik holat, tebranish diagnostikasi, spektral tahlil, dinamik modellar.

Annotation. The article is devoted to the analysis of the dynamic properties of the spindle assembly. We have studied the elastic properties of the supports and their mathematical modeling. Contact and elastic deformations in roller bearings are calculated. Modeling of contact-elastic displacements of a high-precision roller bearing is also considered. Based on the mathematical model, it is shown that the amplitude of the spindle rotation frequency fluctuations significantly affects the quality of work. The nonlinear damping of the rolling bearing is shown due to the nonlinearity of the bending coefficients and periodic changes in the parameters.

Key words: Metal cutting machines, gears, bearing, durability, forecasting, technical condition, vibration diagnostics, spectral analysis, dynamic models.

Введение

Точность шпиндельного узла является одним из важнейших показателей точности станка, оказывающим непосредственное влияние на параметры обрабатываемого изделия. Методы контроля точности шпиндельных узлов по ГОСТ 22267—76, а также стандарты на нормы точности и жесткости для отдельных типов станков, предусматривают комплекс проверок, результаты которых дают возможность



оценить только геометрические параметры станка. Между тем известно, что такие проверки недостаточны для обоснованного заключения о выходной точности станка. Так, преувеличении радиального биения шпинделя точность обработки может в ряде случаев не ухудшаться.

В связи с этим целесообразна разработка такой системы расчетов, которая непосредственно связывала бы погрешности элементов шпиндельного узла с погрешностями обрабатываемых поверхностей. При этом шпиндельный узел следует рассматривать как часть формообразующей системы станка, а все ее звенья и их относительные перемещения (кроме элементов шпиндельного узла) — как абсолютно точные.

Методология и методы

Здесь такая задача решается на примере анализа влияния точности шпиндельных опор на комплекс выходных параметров станка: геометрическую точность, отклонения формы, положения и размеров обработанной поверхности. Цель анализа — разработка требований к точности опорных подшипников, а также установление взаимосвязи между входными и выходными погрешностями станка для типовых схем токарной обработки. Разработана математическая модель точности шпиндельного узла, которая учитывает геометрические и статические погрешности элементов опор. В основу построения модели положены формулы, в которых все входные погрешности, кроме погрешностей шпиндельного узла, приняты равными нулю. При построении расчетной модели опоры шпиндельного узла представляются системой пружин. Тогда шесть составляющих погрешности положения системы координат шпинделя могут быть получены из шести условий статического равновесия, которые в соответствии с [1] имеют вид

$$C\Delta = P. (1)$$

Силы на тела качения при радиальной нагрузке подшипника распределяются неравномерно (рис.1). В восприятии нагрузки участвуют только тела качения, расположенные на дуге, не превышающей 180° (нагруженная зона. Наиболее нагруженным является шарик, расположенный по направлению действия силы на подшипник.

Задача распределения сил между телами качения является статически неопределимой.

Тела качения, расположенные симметрично относительно плоскости действия силы, нагружены одинаково. Обозначим силу на наиболее нагруженное тело качения через F_0 ; на тело, расположенное по отношению к плоскости нагрузки под углом γ (равным угловому шагу), — через F_1 , под углом 2γ — через F_2 , под углом $n\gamma$ — через F_n , где n — половина тел качения в нагруженной зоне.

Предполагаем для простоты, что тела качения располагаются симметрично относительно плоскости нагрузки.

Условие равновесия внутреннего кольца, нагруженного радиальной силой F_r :

$$F_r = F_0 + 2F_1 \cos \gamma + 2F_2 \cos 2\gamma + \dots + 2F_n \cos n\gamma \quad (2)$$

В дополнение к уравнению статики используем уравнение и перемещений. Пренебрегая изгибом колец и предполагая отсутствие радиального зазора в подшипнике, можно принять, что сближение тел качения и колец равны соответствующим проекциям полного смещения кольца δ_0 , т.е.

$$\delta_1 = \delta_0 \cos \gamma; \delta_2 = \delta_0 \cos 2\gamma; \delta_i = \delta_0 \cos i\gamma; \quad (3)$$

где i - номер тела качения.

Для шарикоподшипников зависимость между δ шариков и сжимающей нагрузкой F , как следует из задачи теории упругости о сжатии упругих тел,

$$\delta = cF^{\frac{2}{3}}; \quad (4)$$

где c – коэффициент пропорциональности.

Нелинейный характер зависимости объясняется ростом площадки контакта с ростом силы.

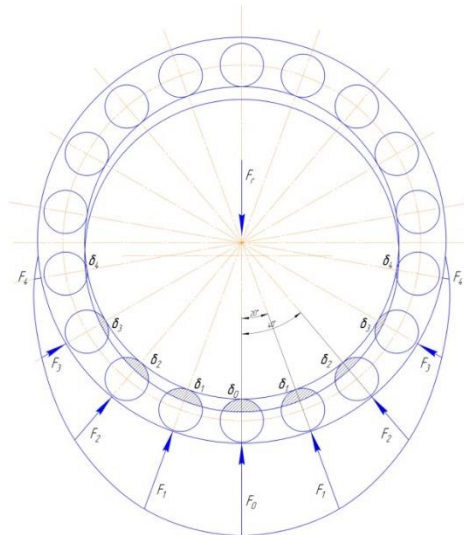


Рисунок 1. Схема распределения сил на подшипник.

Выражая в уравнениях перемещений сближения через силы, можно написать:

$$F_1 = F_0 \cos^{3/2} \gamma, \quad F_2 = F_0 \cos^{3/2} 2\gamma, \dots, \quad F_i = F_0 \cos^{3/2} i\gamma \quad (5)$$

Подставив эти зависимости в уравнение равновесия, получим

$$F_r = F_0 \left(1 + 2 \sum_1^n \cos^{5/2} i\gamma \right) \quad (6)$$

Отсюда определяем F_0 , причем одновременно умножаем числитель и знаменатель правой части на z и вводим обозначение

$$k = \frac{z}{1 + 2 \sum_1^n \cos^{5/2} i\gamma} \quad (7)$$

Тогда

$$F_0 = k \cdot F_r / z \quad (8)$$

где z – общее число тел качения.

Для подшипников с числом шариков $z=10...20$ $k=4.37 \pm 0.01$.

В подшипниках, эксплуатируемых в обычных условиях с зазором, в работе принимают участие шарики на дуге, меньшей 180° , и наиболее нагруженный шарик сжимается с силой, большей примерно 10% чем сила по этому расчету. В соответствии с этим для однорядных шарикоподшипников принимают $k=5$ и $F_0=5F_r/z$.

В сферических двухрядных шарикоподшипниках с учетом некоторой неравномерности распределения сил между рядами силу на наиболее нагруженный шарик оценивают $F_0=6F_r/z(\cos \alpha)$,

Где α -угол наклона линии контакта, z-число шариков в обоих рядах.

Распределение нагрузки между телами качения может быть несколько выравнено упругими деформациями корпусов. Отверстие должно принимать форму эллиптического цилиндра, вытянутого в направлении нагрузки. Это возможно при проектировании букс железнодорожного подвижного состава.

Осевая сила при точном изготовлении и отсутствии взаимного перекоса колец распределяется между телами качения равномерно.

Результаты

Расчет без учета влияния центробежных сил шариков

Диаметр наружной беговой дорожки

$$D_n = D_\epsilon + 2d \tag{9}$$

Приведенная кривизна внутреннего контакта

$$\sum \rho_\epsilon = \frac{2}{d} + \frac{2}{D_\epsilon} \tag{10}$$

Наружного контакта

$$\sum \rho_n = \frac{2}{d} + \frac{2}{D_n} \tag{11}$$

Скорость качения в контактах

$$(U_a + U_b) = \frac{\pi n}{60} \cdot D_\epsilon \frac{D_\epsilon + 2d}{D_\epsilon + d} \tag{12}$$

Нулевое приближение для усилия в контактах, приходящегося на единицу контактной длины шарика

$$\bar{P}_0 = \frac{\delta_\Sigma \cdot 10^8}{61 \cdot [14,832 - \lg(\sum \rho_\epsilon + \sum \rho_n)]} \tag{13}$$

Толщины смазочных слоев в контактах

$$h_{\epsilon(n)i} = 0.796 \frac{[\mu_0 \cdot (U_a + U_b)]^{0.75} \cdot \alpha^{0.6}}{[\rho_{\epsilon(n)i}]^{0.15} \cdot [\sum \rho_{\epsilon(n)}]^{0.4}} = \frac{B_{\epsilon(n)i}}{[\rho_{\epsilon(n)i}]^{0.15}} \tag{14}$$

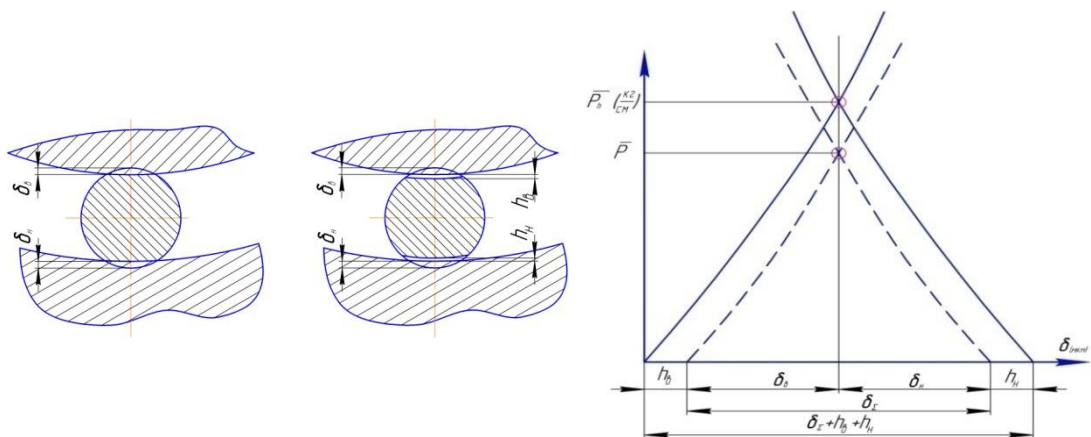


Рисунок 2. Усилия в контактах без учета центробежных сил шариков.

$$\bar{P}_0 = \frac{(\delta_{\Sigma} + h_{e_{i-1}} + h_{h_{i-1}}) \cdot 10^8}{61 \cdot [15,7 - \lg((\bar{P}_{i-1}) \sum \rho_e \cdot \sum \rho_n)]} \quad (15)$$

Здесь $\delta_{\Sigma} + h_{e_{i-1}} + h_{h_{i-1}}$ - суммарный натяг по шарикку с учетом влияния расклинивающего действия смазочного слоя в контактах. Расчет усилий ведется методом инерции по (15) с одновременным уточнением толщин слоев по (14) $i=1.2.3.4...$

до $\frac{P_i - P_{i-1}}{P_i} \leq 0,00001$.

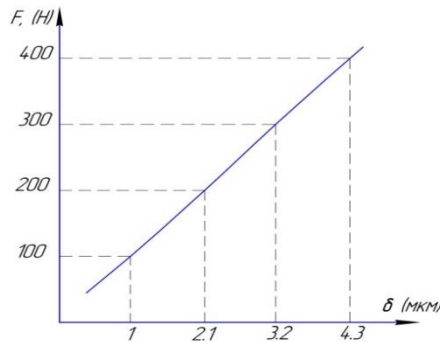


Рисунок 3. График зависимости контактных деформаций шарика в зависимости от его нагружения.

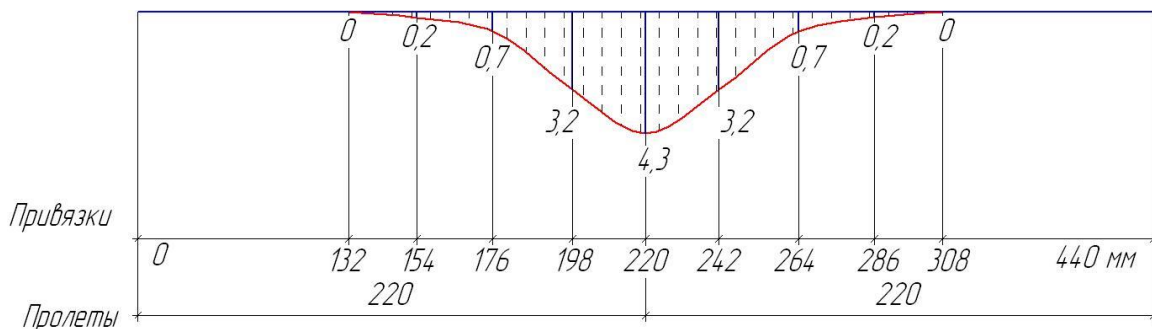


Рисунок 4. График распределения контактных деформаций на наружной обойме подшипника.

Производим статический расчёт балки с одной промежуточной опорой под действием сосредоточенных сил, действующих на наружную обойму подшипника, расположенных в вертикальной плоскости.

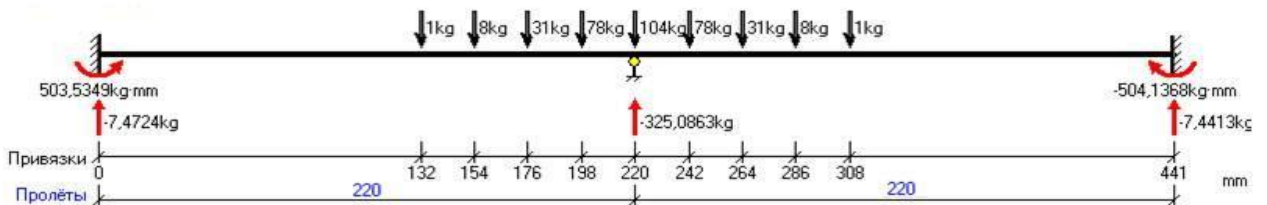


Рисунок 5. Геометрическая схема балки с установленными нагрузками.

Граничные условия

Граничные условия на каждом краю могут быть:

- жёсткая заделка;
- шарнир;



· свободный край.

Соотношения между Прогибом, углом поворота сечения и эпюрами M и Q

Из курса «Сопроотивление материалов» известны очень интересные соотношения, а именно:

· угол поворота сечения U есть производная от вертикального перемещения w

· изгибающий момент в сечении M есть производная от угла поворота U, умноженного на EJx;

· перерезывающая сила в сечении Q есть производная от изгибающего момента M;

· распределённая нагрузка q есть производная от перерезывающей силы Q

Таким образом, имеют место равенства:

$$U(z) = w'(z); \tag{16}$$

$$M(z) = EJ_x \cdot U'(z); \tag{17}$$

$$Q(z) = M'(z); \tag{18}$$

$$q(z) = Q'(z). \tag{19}$$

При построении эпюр будем руководствоваться формулами (41-44).

Балка является статически неопределимой: неизвестные реакции промежуточных опор и силовые факторы на концах балки не могут быть найдены из уравнений статики. Для решения задачи применён метод начальных параметров. Дифференциальное уравнение изогнутой оси балки при этом имеет вид:

$$EJ_x w(z) = EJ_x w_0 + EJ_x \theta_0 z + M_0 \frac{z^2}{2} + Q_0 \frac{z^3}{6} + \sum_{x_k < z} M_k \frac{(z-x_k)^2}{2} + \sum_{x_k < z} F_k \frac{(z-x_k)^3}{6} + \sum_{x_k^n < z} q_k \frac{(z-x_k^n)^4}{24} - \sum_{x_k^k < z} q_k \frac{(z-x_k^k)^4}{24} \tag{20}$$

где:

$EJ_x w_0$ - прогиб в левом сечении (с точностью до множителя EJ_x);

$EJ_x \theta_0$ - угол поворота левого сечения (также с точностью до множителя EJ_x);

M_0 и Q_0 - изгибающий момент и перерезывающая сила в левом сечении.

Все эти параметры (они называются начальными) - неизвестны. В каждой из сумм суммирование проводится по всем силовым факторам, расположенным слева от текущего сечения. Во второй сумме (сосредоточенных усилий F_k) учитываются неизвестные реакции опор R_1, R_2, \dots . Таким образом, в уравнении (45) - $n+4$ неизвестных, где n - количество промежуточных опор. Если все эти неизвестные будут найдены, то будет возможно построить эпюру перемещений по формуле (45) и другие эпюры с помощью производных от (45), которые по (41-43) дают:

углы поворота:

$$EJ_x \theta(z) = EJ_x \theta_0 + M_0 z + Q_0 \frac{z^2}{2} + \sum_{x_k < z} M_k (z - x_k) + \sum_{x_k < z} F_k \frac{(z-x_k)^2}{2} + \sum_{x_k^n < z} q_k \frac{(z-x_k^n)^3}{6} - \sum_{x_k^k < z} q_k \frac{(z-x_k^k)^3}{6} \tag{21}$$

изгибающие моменты:

$$M(z) = M_0 + Q_0 z + \sum_{x_k < z} M_k + \sum_{x_k < z} F_k (z - x_k) + \sum_{x_k^n < z} q_k \frac{(z-x_k^n)^2}{2} - \sum_{x_k^k < z} q_k \frac{(z-x_k^k)^2}{2} \tag{22}$$

перерезывающие силы:

$$Q(z) = Q_0 + \sum_{x_k < z} F_k + \sum_{x_k^n < z} q_k (z - x_k^n) - \sum_{x_k^k < z} q_k (z - x_k^k) \tag{23}$$

Для нахождения этих $n+4$ неизвестных имеется столько же уравнений:

· под каждой опорой перемещение равно нулю - всего n уравнений вида (24) в тех точках, где расположены опоры;

· по 2 каких-либо параметра на каждом краю балки равны нулю - всего 4 уравнения.

В зависимости от вида граничных условий будут равны нулю:

· в жёсткой заделке - перемещение и угол поворота;

· при шарнирном закреплении - перемещение и изгибающий момент;

· на свободном краю - изгибающий момент и перерезывающая сила.

На Рис.1 составляется $n+4 = 3+4 = 7$ уравнений с 7-ю неизвестными.

Мы составили и решили эту систему уравнений методом Гаусса с выбором ведущего элемента по каждому столбцу.

После того, как составили и решили систему уравнений, описанных в предыдущем разделе, и вычислили все необходимые данные для формул (45-48), строим эпюры перемещений, углов поворота, изгибающих моментов и перерезывающих сил, при этом множитель EJ вычисляется в зависимости от текущего элемента сортамента. Зависят же от этого множителя, как видно из уравнений (45-48) только перемещения, то есть прогибы и углы поворота.

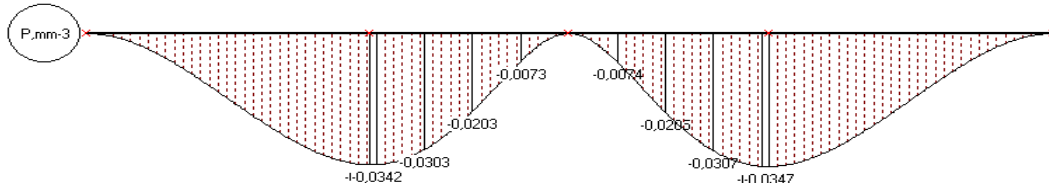


Рисунок 6. Эпюра углов поворота [град-2].

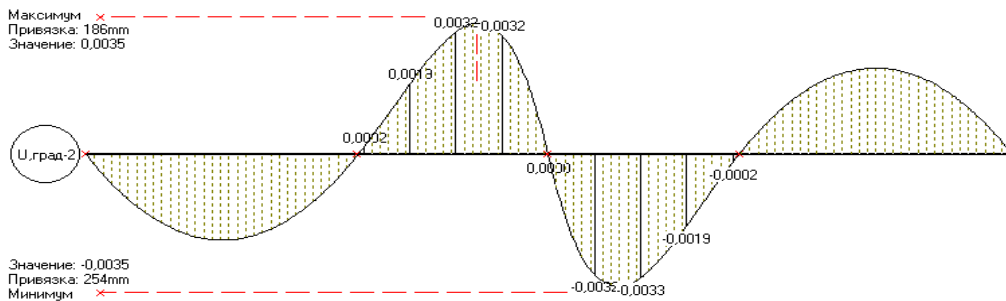


Рисунок 7. Эпюра изгибающих моментов [kg·mm].

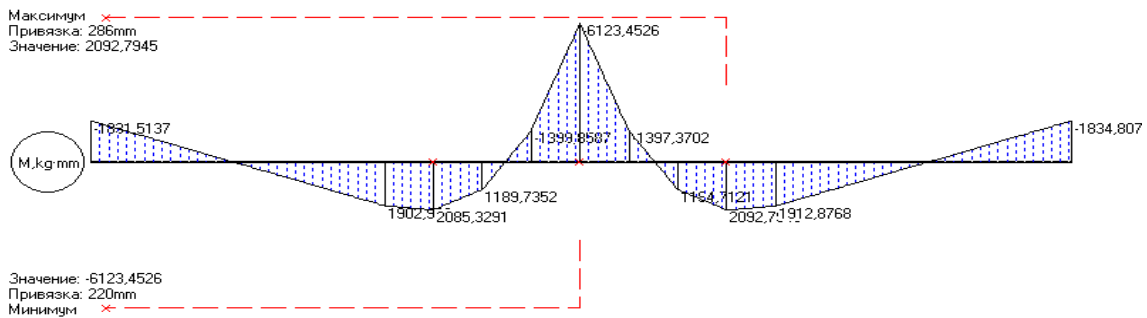


Рисунок 8. Эпюра поперечных сил [kg].

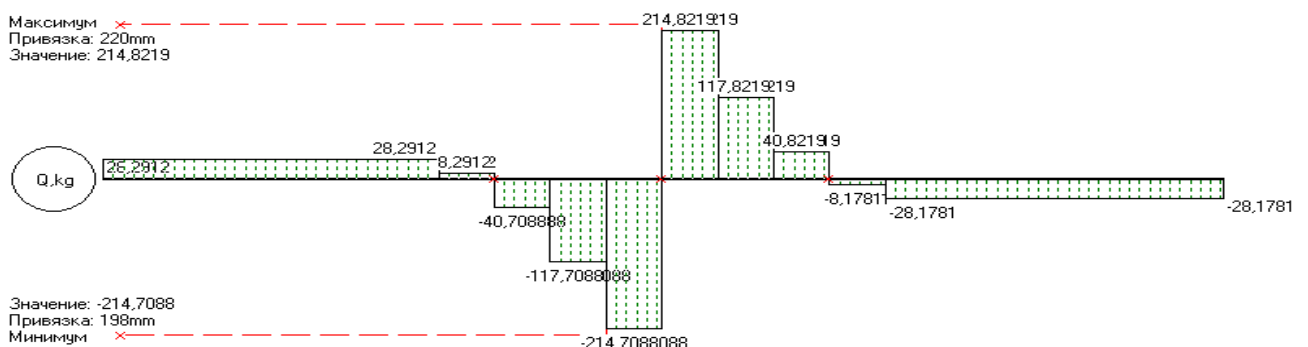


Рисунок 9. Результаты в разных значениях



Результаты расчёта:

Характеристики элемента:

Сортамент: Полоса 7х77

Масса 1 м.п. = 4,21 kg

Момент инерции, $J_x = 712,0000 \text{ см}^4$

Момент сопротивления, $W_x = 102,0000 \text{ см}^3$

Статический момент полусечения, $S_x = 58,4000 \text{ см}^3$

Марка стали – ШХ15 ГОСТ 801-78

Расчётное сопротивление стали, $R_y = 230 \text{ МПа}$

Расчётное сопротивление стали сдвигу, $R_s = 0,58 \cdot R_y = 133,40 \text{ МПа}$

Относительный прогиб - 1/250 пролёта

Модуль упругости, $E = 211000 \text{ МПа}$

Проверка условий прочности и жесткости:

Напряжения в балке:

нормальное = $M_{\max} / W_x = 0,5887 < R_y = 230 \text{ МПа}$

касательное = $Q_{\max} \cdot S_x / (J_x \cdot t_{\text{ст}}) = 3,1417 < R_s = 0,58 \cdot R_y = 133,4 \text{ МПа}$

Максимальный прогиб (с коэффициентом надёжности) = 0,0347 mm-3, что составляет 1/6373316 от максимального пролёта 221 mm.

Заключение

Упругая система шпиндельной группы включает изгибную систему заготовки, шпинделя, опор шпинделя, приспособлений для крепления заготовки (патрона, центров и т.п.) и крутильную систему (точнее изгибно-крутильную) передачи от двигателя к заготовке.

Степень влияния нагрузки от передачи на деформацию шпиндельного узла зависит от расположения передачи по отношению к опорам, от жесткости опор и их заземляющего действия, а также величины консоли, на которой рассматривается точка контакта резца и обрабатываемой заготовки.

Большая доля влияния изгибов валов в связи с их значительной длиной, необходимых для расположения и передвижения шестерен. Существенно специфической является большая доля контактных деформаций в шлицевых соединениях в общем балансе, что связано с применением в большом количестве передвижных шестерен. Таким образом шпиндель в процессе вращения меняет свое ориентирование относительно режущего инструмента.

В работе подшипников, которые применяются в качестве опор шпинделя, важное значение имеет обеспечение надежности. Ввиду быстротходности подшипников даже незначительные ненормальности в их работе приводят к быстрому разрушению подшипника. Обеспечение надежной работы подшипников невозможно без выполнения обширного комплекса мер. В их числе оптимальное конструирование подшипника занимает ведущее место. Однако необходимо констатировать серьезное отставание в этом вопросе. Передовые зарубежные фирмы уже давно перешли на проектирование подшипника «по месту», т.е. на проектирование с учетом конструктивных особенностей узла, теплового режима, условий подвода смазки, удобства сборки узла и др. Мы же вынуждены практически перетяжелить конструкцию, применяя «стандартные» подшипники, которые часто в конкретных условиях работы недостаточно надежны с точки зрения оптимальных соотношений параметров желобов.

В данной работе авторами описан расчет контактных и упругих деформаций в роликовых подшипниках, а также рассчитаны контактно-упругие перемещения



высокоточного роликового подшипника марки 2-697920Л2, установленного в шпиндельном узле токарного станка модели НТ- 250И.

Решетов Д.Н. выдвинул гипотезу о том, что отверстие должно принимать форму эллиптического цилиндра, вытянутого в направлении нагрузки. Однако конкретной формы предложено не было. Нами предложена форма отверстия. Геометрия которого была спроектирована с учетом деформации подшипника. В результате удалось минимизировать величины контактных и упругих перемещений, контактных перемещений в два раза, а упругих перемещений в 3 раза. Таким образом, для деталей диаметром до 50 мм появляется возможность достижения 8-9 квалитета точности.

Список использованные литературы:

- [1]. Кудинов В.А. Динамика станков. М.: Машиностроение, 1967. 359 с.
- [2]. Пуш В.Э. Металлорежущие станки. – М.: Машиностроение, 1985. 256 с.
- [3]. Пуш А.В., Зверев И.А. Шпиндельные узлы: Проектирование и исследование. // -М., «Станкин», -2000 г. –С. 197.
- [4]. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике. –М.: Мир, 1985 -542 с.
- [5]. Атауллаев А.О., Яхшиев Ш.Н., Мамадияров А.Ж. Методика расчета динамических характеристик шпиндельного узла Развитие науки и технологии БМТИ Узбекистан. ISSN 2181-8193-2020 г.
- [6]. Sh.N. Yaxshiyev, Kh. Kh. Ashurov, A. J. Mamadiyarov. Dynamics of spindle assembly of metal-cutting machine. International Journal of Engineering and Advanced Technology (IJEAT) ISSN: 2249 – 8958, Volume-9 Issue-3, February 2020