

УДК 621.9.06

ЗАМЕЧАНИЯ К РАСЧЕТУ ШПИНДЕЛЬНЫХ УЛОВ НА ОПОРАХ КАЧЕНИЯ

Ломов Михаил Викторович

*Студент 6-го курса, гр. МТ1-Д2, кафедра “Металлорежущие станки”,
МГТУ им. Н.Э. Баумана*

*Научный руководитель: П.М. Чернянский,
д.т.н., профессор кафедры “Металлорежущие станки” МГТУ им. Н.Э.
Баумана.*

Физически обоснованный, проектный расчет шпиндельных узлов стал возможен с одновременным учетом жесткости шпинделя и его опор. Инженер Попович Б.Г. в 1956 г. приводит расчетные схемы двухопорных шпиндельных узлов, в которых отдельно учитываются деформации шпинделя и подшипников качения. При этом уравнения смещения переднего конца шпинделя были приведены в общем виде.

Одновременно Б. Хвала [1] опубликовал развернутый расчет прогиба переднего конца шпинделя как статически определимой задачи, решаемой для двухопорного шпинделя, в котором так же учитывались собственная деформация шпинделя и жесткость подшипников качения. В дальнейшем этот использовался проф. Ачерканом А.С. в опубликованном конспекте лекций, Фигатнером А.М. и другими отечественными и зарубежными специалистами [30,42,33,15,16].

В 1969 г. проф. Чернянский П.М. предложил принципиально новый метод расчета шпиндельных узлов, в том числе прогиба y и угла наклона θ оси шпинделя [2]. В основу расчета положено дифференциальное уравнение упругой линии балки, лежащей на упругом основании.

$$Ely(z) = p(z), \quad (1)$$

где E – модуль упругости первого рода материала шпинделя; I – момент инерции сечения относительно оси x ; y – смещение оси шпинделя по длине z , $p(z)$ – функция, вид которой зависит от внешней нагрузки.

Применительно к шпиндельным узлам, рис.1, решение дифференциального уравнения (1) содержит только два постоянных коэффициента, которые определяются исходя из граничных условий над опорами.

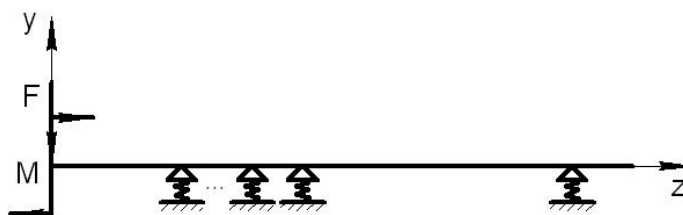


Рис. 1. Расчетная схема шпиндельного узла с несколькими подшипниками в опоре

$$EIy(z) = A_0 + A_1 + \Phi(z)$$

$$EI\theta(z) = A_1 + \frac{d\Phi(z)}{dz} \quad , \quad (2)$$

где $\Phi(z)$ – частное решение уравнения (1), которое зависит от характера приложенной внешней нагрузки.

Предложенный метод расчета универсален, и ранее полученные зависимости являются его частным случаем. Он впервые делает возможным расчет шпиндельных узлов (валов) с любым числом подшипников в опорах и позволяет определить: оптимальное расстояние между подшипниками шпинделя, оптимальное число подшипников в опорах, жесткость шпиндельных узлов, нагрузку на каждый подшипник в опорах, прогиб и угол наклона оси шпинделя в любом его сечении. Так же с помощью данного метода возможно оценить необходимость использования простановочных колец и уточнить расчетную схему при использовании двухрядных цилиндрических подшипников в опорах и жестком креплении шкивов на шпинделе для многоопорных шпиндельных узлов.

Метод расчета прошел экспериментальную проверку [3]. Если точно известна жесткость опор-подшипников, то расчетные и экспериментальные результаты исследования практически совпадают. При этом выполняется расчет с учетом нелинейной жесткости опор.

Рассмотрим существующие методы расчета шпиндельных узлов. Для удобства изложения запишем уравнение прогиба y_{11} переднего конца двухопорного шпинделя от силы F , приложенной в той же точке, полученное с помощью предлагаемого метода.

$$y_{11} = F \left[\frac{1}{k_1} \left(\frac{a+b}{a} \right)^2 + \frac{1}{k_2} \left(\frac{b}{a} \right)^2 + \frac{b^3}{3 \cdot E \cdot I_b} + \frac{a \cdot b^2}{3 \cdot E \cdot I_a} \right] \quad (3)$$

В технической литературе по деталям машин преобладает расчет валов как балок на жестких опорах, при этом прогиб переднего конца оценивается как:

$$y_{11} = F \left[\frac{b^3}{3 \cdot E \cdot I_b} + \frac{a \cdot b^2}{3 \cdot E \cdot I_a} \right] \quad (4)$$

В литературе по металлорежущим станкам так же встречаются рекомендации, по которым опоры шпинделя рассматриваются как абсолютно жесткие. Так например при «одном роликоподшипнике или двух подшипниках» в передней опоре шпинделя расчетная схема рекомендуется в

виде жесткой заделки, и прогиб определяется только деформацией вылета шпинделя:

$$y_{11} = F \frac{b^3}{3 \cdot E \cdot I_b} \quad (5)$$

Для шпинделей металлорежущих станков подобный подход не приемлем и дает результаты, которые далеко не соответствуют действительной картине деформаций. Так как в упругом смещении шпинделя могут преобладать как деформации вала, так и деформации опор. Даже при установке двух и более подшипников в передней опоре их деформация всегда существенно скажется на смещении переднего конца шпинделя. Всегда, когда нас интересует точность, недопустимо использовать такие понятия как «жесткая опора» или «жесткая заделка» независимо от использования опор качения или скольжения в широком смысле этих понятий. Это строго доказано в теории силовых смещений.

Обширные и глубокие исследования шпиндельных узлов и подшипников качения для них выполнены фирмами SKF и FAG. В своих публикациях они приводят результаты исследования двухопорных и многоопорных шпиндельных узлов разных компоновок.

Фирма SKF приводит уравнения, по которым может быть выполнен расчет прогиба и угла наклона оси двухопорного шпинделя на упругих опорах [4].

$$\delta = \frac{F \cdot b - M}{3 \cdot E} \cdot \left[\frac{a \cdot b}{I_1} + \frac{6 \cdot \nu_1 \cdot (m+1) \cdot b}{m \cdot A_1 \cdot a} \right] + \frac{F \cdot b}{3 \cdot E} \cdot \left[\frac{b^2}{I_2} + \frac{6 \cdot \nu_2 \cdot (m+1)}{m \cdot A_2} \right] - \frac{M \cdot b^2}{2 \cdot E \cdot I_2} + (F \cdot (a+b) - M) \cdot \frac{a+b}{k_1 \cdot a^2} + (F \cdot b - M) \cdot \frac{b}{k_2 \cdot a^2} \quad (6)$$

Аналогичные зависимости выводятся и с помощью предлагаемого метода расчета. Фирма так же приводит графики зависимости прогиба и угла наклона оси шпинделя от межопорного расстояния, построенные для двух компоновок шпиндельного узла (первая: обе опоры на роликовых двухрядных подшипниках; вторая: передняя опора на роликовом двухрядном подшипнике, а вторая – шариковый радиально-упорный подшипник), рис 2б. Они практически совпадают с графиками, построенными для аналогичных компоновок с использованием предлагаемого метода, рис.2 а.

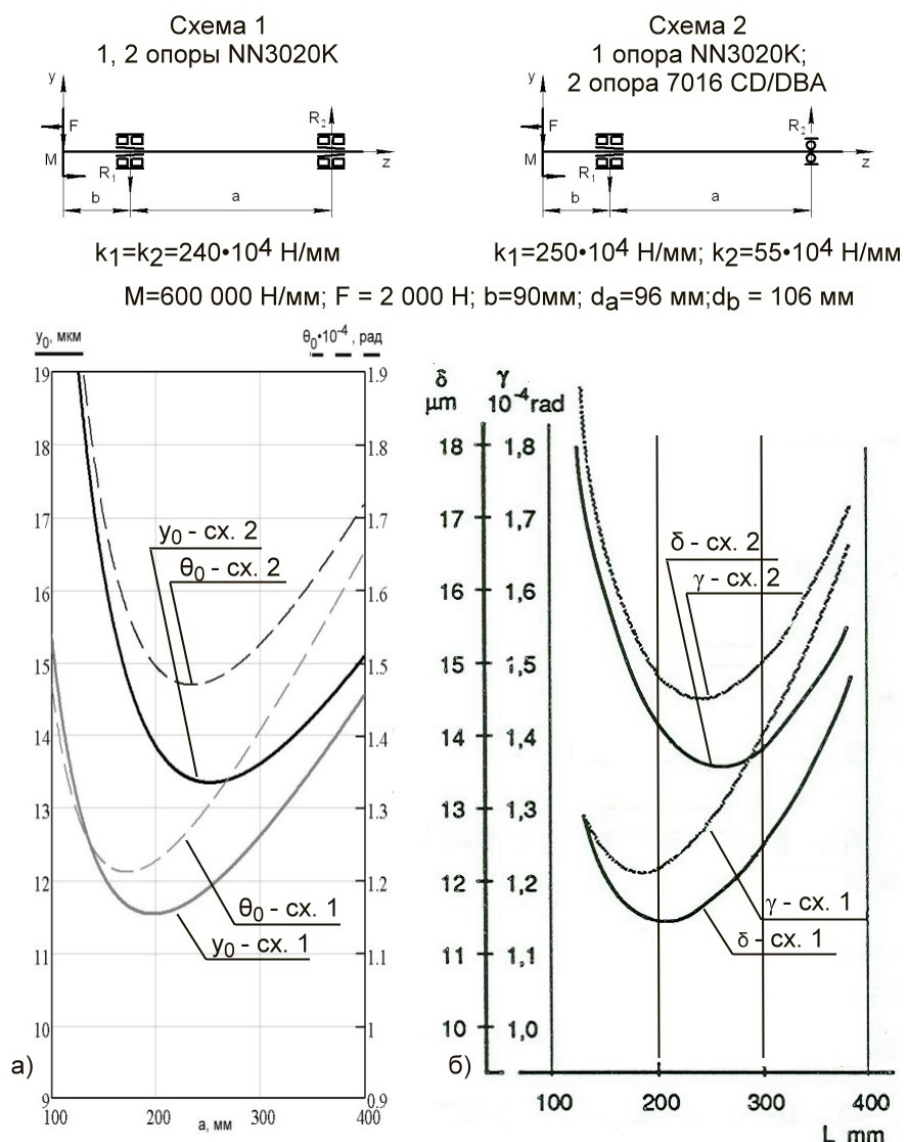


Рис. 2. Графики зависимости прогиба и угла наклона оси шпинделя от межопорного расстояния

Что касается расчета многоопорных шпиндельных узлов, то в материалах инофирм говорится о существовании специальных программ, но об исходных принципах их ничего не сообщается.

В России в последние годы В.А. Лизагубом и А.Е. Бедняшиным выполнены две фундаментальные работы, которые поводят некоторый итог исследованиям российских и иностранных специалистов.

В первой работе [5] приводятся результаты многолетних исследований шпиндельных узлов на опорах качения с целью повышения точности и технологической производительности металлорежущих станков. Автор использует известный метод расчета двухопорных шпиндельных узлов [1] и дополняет его «... с учетом действия заземляющего момента в передней опоре и деформации сдвига шпинделя».

При этом влияние деформации сдвига хорошо известно из курса «Сопротивление материалов». Фирма SKF учитывает деформацию сдвига при расчете шпиндельных узлов и приводит готовое уравнение. Проф. Пуш

В.Э. считает, что на долю деформации сдвига приходится 3...6% от общих смещений шпинделя, и ими можно пренебречь. Предлагаемый метод расчета [2] для каждой конструкции позволяет точно оценить удельное влияние деформаций сдвига не только для двухопорных, но и для многоопорных шпинделей.

Удельный вес смещений сдвига в общем балансе зависит от многих параметров конструкции. Для некоторых частных конструктивных решений, рис 3, определено удельное влияние смещений сдвига, изгиба и опор. Для шпинделей на двухрядных цилиндрических подшипниках, т. е для самых жестких подшипников, влияние деформаций сдвига достигает 17%, рис 3а, а для шпинделей на шарикоподшипниках – 6%, рис 3 б.

$$y_{оп} = -\frac{R_1}{k_1} \left(1 + \frac{b}{a}\right) - \frac{R_2}{k_2} \frac{b}{a}; y_{изг} = \frac{F}{3EI} b^3 (a+1); y_{сдв} = \frac{kF}{GS} \frac{b}{a} (a+b), \quad (7)$$

где S – площадь сечения шпинделя, G – модуль упругости второго рода.

Смещение сдвига следует оценивать, но в целом его влияние на фоне смещений изгиба и деформации опор невелико, рис 3. В любом случае метод расчета не изменяется. Учитывается известный метод деформаций независимо от принятого метода расчета.

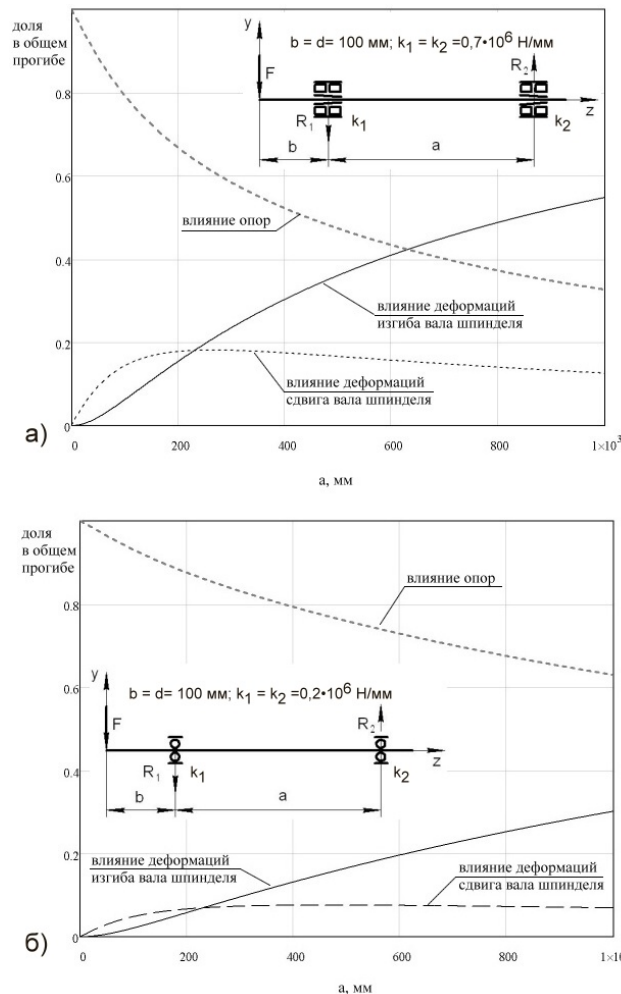


Рис. 3. Баланс различных видов упругих деформаций конструкции ШУ в зависимости от межопорного расстояния

Введение в расчет «защемляющего момента в передней опоре» аналогично использованию «угловой податливости» или «угловой жесткости». Принимается условие, что «каждая опора, состоящая из комплекта сдвоенных подшипников, рассматривается как упругая заделка, не имеющая радиального смещения». Угловая податливость определяется экспериментально.

Этот искусственный метод расчета неудобен уже тем, что угловая жесткость не задается производителем подшипников, так зависит от конкретной конструкции и компоновки шпиндельного узла. задается только радиальная и осевая жесткость подшипников. Необходимость использования угловой жесткости не позволяет использовать метод расчета на стадии проектирования.

Может быть показано, что даже при четырех шариковых подшипниках в передней опоре все «опорные реакции» имеют одинаковое направление. То же самое мы наблюдаем и при установке в передней опоре двухрядного цилиндрического подшипника. Наличие реакций одного знака у всех подшипников, устанавливаемых в передней опоре, делает необоснованным допущение, что «каждая опора ... не имеет радиального смещения». Если есть сила реакции подшипника, то есть и его жесткость, есть и смещение.

Для оценки упругих деформаций в шпиндельных узлах и влияния на них конструктивных параметров может использоваться так же метод конечных элементов [6]. Но при этом нет сопоставимых исследований с другими методами расчета. Перечень задач статического исследования шпиндельных узлов с помощью МКЭ не перекрывает перечисленных выше возможностей предлагаемого метода. При использовании метода МКЭ при всяком изменении конструкции шпиндельного узла необходимо составлять новую конечно-элементную модель, в то время как при использовании предлагаемого метода только вводятся, исключаются или изменяются параметры, что выполняется оперативно. К тому же не очень ясна проблема ввода в расчет контактных деформаций в опорах качения при использовании метода МКЭ.

Таким образом, предлагаемый метод расчета позволяет создать физически обоснованную модель шпиндельного узла и не противоречит уже существующим методам. При этом он мобилен и прост в использовании, дает наглядную дифференцированную картину формирования линейных и угловых смещений шпинделя, жесткости и других параметров необходимых для оптимизации конструкции шпиндельных узлов.

Литература

1. *Chvála V.* Nejvýhodnější vzdálenost ložisek vřeteha Souftryhy «Strojiren stvi», 1956 г., т. 6, №4, с. 239-243.
2. *Чернянский П.М.* Жесткость металлорежущих станков. Учебное пособие. изд. МВТУ М.: 1969 г.
3. *Чернянский П.М., Краснов И.Д.* Оптимальные параметры шпиндельных узлов с учетом нелинейной жесткости опор. Известия вузов. «Машиностроение», 1982г., №2, с. 123-127.
4. *Левин, Халл* Шпиндельные узлы для станков с высокими эксплуатационными свойствами. Прецизионные подшипники SKF. Швеция, 1992г., 142 с.
5. *Левина З.М., Зверев И.А.* Расчет статических и динамических характеристик шпиндельных узлов методом конечных элементов. Станки и инструмент., 1986г., №10