

3D-МОДЕЛИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ ПРИВОДА ОБРАБАТЫВАЮЩЕГО ЦЕНТРА

Кроль О. С., Кроль А. А., Бельков М. А.

Разработан комплекс 3D-моделей привода главного движения обрабатывающего центра в среде КОМПАС-3D с использованием прикладных конструкторских библиотек и модуля рендеринга. Предложена процедура параметрического моделирования поперечных компоновок привода в САПР АРМ WinMachine. Приведено решение задачи определения податливости шпиндельного узла многооперационного станка с применением проектного модуля АРМ SHAFT для случая жестких и упругих опор.

Розроблено комплекс 3D-моделей приводу головного руху обробного центру в середовищі КОМПАС-3D з використанням прикладних конструкторських бібліотек і модуля рендеринга. Запропонована процедура параметричного моделювання поперечних компоновок приводу в САПР АРМ WinMachine. Наведено рішення задачі визначення податливості шпиндельного вузла багатоопераційного верстата із застосуванням проектного модуля АРМ SHAFT для випадку жорстких і пружних опор.

The complex 3D-models of main drive machining center in an environment of KOMPAS-3D using application design libraries and module of rendering are created. The procedure of parametric modeling of transverse drive layouts in CAD WinMachine is suggested. The solution of the problem of determining compliance spindle assembly multioperational machine using the project module ARM SHAFT for the case of rigid and elastic supports is given.

Кроль О. С.

канд. техн. наук, проф. ВНУ

Кроль А. А.

ст. преп. ВНУ

Бельков М. А.

студент ВНУ

ВНУ – Восточноукраинский национальный университет им. В. Даля,
г. Северодонецк.

УДК 621.9.06

Кроль О. С., Кроль А. А., Бельков М. А.

3D-МОДЕЛИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ ПРИВОДА ОБРАБАТЫВАЮЩЕГО ЦЕНТРА

Приводы главного движения обрабатывающих центров (ОЦ) представляют собой сложные механические системы, состоящие из упругих элементов, объединенных в упругую систему, которая может быть реализована различными типами конструкций.

Выделяют ряд существенных факторов [1, 2], влияющих на процесс создания рационального варианта привода. К ним относятся ряд конструкторско-технологических характеристик: компоновка узла; геометрия, входящих в него деталей; свойства материалов деталей (модуль упругости, плотность, коэффициент демпфирования и др.); осевые натяги подшипников и способы их создания и другие. Кроме того, на принятие решений проектировщика влияют технологические характеристики: погрешности деталей (разноразмерность, шероховатость, отклонение от круглости и др.) и погрешности сборки. Наконец, немаловажно влияние условий эксплуатации (внешние нагрузки, параметры смазки, теплопроводность и др.).

Часто сменяемый вспомогательный режущий инструмент и выдвигаемые требования к повышению точности изготавливаемых изделий приводит к необходимости проведения исследований по обеспечению жесткости шпиндельных узлов.

В ряде работ рассматриваются вопросы определения жесткости формообразующих узлов обрабатывающих центров среднего типоразмера [3], упругой системы «патрон-деталь» в токарных прутковых автоматах [4].

В работе [3] приводится численная оценка изменения жесткости с привязкой к координатам детали и координатам инструмента и оценивается ее связь с принятой компоновкой для данного типоразмера. Такая оценка получена для конкретного варианта оснастки главного привода и не отражает влияние типа оснастки на изменения базисной жесткости, что характерно для многооперационных станков.

На параметры жесткости станка значительное влияние оказывает компоненты системы «оснастка-инструмент» или «оснастка-деталь». Исследование такой упругой системы как «патрон-деталь» представлено в работе [4]. Предложена расчетная модель зажимного патрона в виде «балка с заделкой», рассматриваемая как упруго-фрикционный шарнир, позволяющий повысить точность в расчете деформационных характеристик станка. Вместе с тем, по сравнению с токарными прутковыми автоматами в многоцелевых станках значительно расширяется типы применяемой оснастки.

В качестве цели рассматривается совершенствование процесса 3D-моделирования и исследования привода обрабатывающего центра с использованием инструментария параметризации в среде интегрированных САПР КОМПАС и АРМ WinMachine.

Для достижения данной цели решаются взаимосвязанные задачи, которые формулируются следующим образом:

1. Разработать 3D-модель привода с использованием САПР КОМПАС-3D.
2. Выполнить исследование характеристик жесткости шпиндельного узла в среде САПР АРМ WinMachine.

В связи с повсеместным распространением автоматизированного металлообрабатывающего оборудования, появляется необходимость решения задачи – определение и исследование характеристик жесткости для многооперационного станка с разнообразными комплектами оснастки.

В качестве базовой конструкции рассмотрим модель обрабатывающего центра МЦ200, к особенностям которого относятся:

- монтаж всех узлов и механизмов на жесткой станине коробчатой формы, без закрепления на фундаменте;
- поворотный стол, механизм смены столов-спутников и стойка, на которой крепится магазин инструментов;
- лобовая безконсольная шпиндельная бабка, смонтированная на стойке порталного типа, имеющей вертикальное (ось Y) и горизонтальное (ось X) перемещения.

Для комплексного исследования привода МЦ200 в среде интегрированной САПР КОМПАС-3D [5] построена твердотельная модель его конструкции с порталом (рис. 1).

В приводе главного движения ОЦ применяется регулируемый привод с двигателем постоянного тока и тиристорным преобразованием напряжения. Необходимость регулирования частоты вращения при постоянном моменте в одной части диапазона изменения, и с постоянной максимально допустимой мощностью в другой приводит к необходимости двухзонного регулирования.

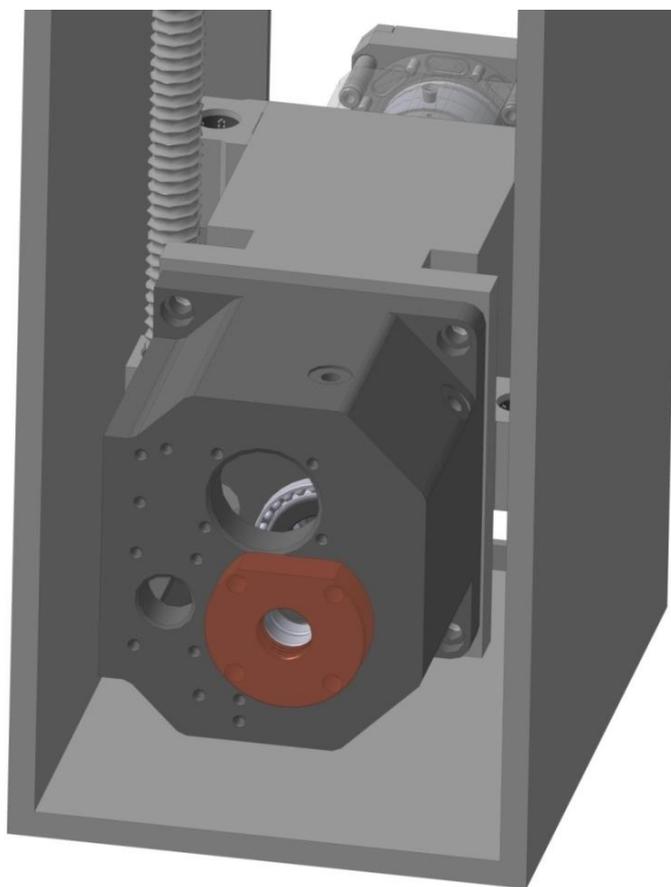


Рис. 1. 3D-модель конструкции привода с порталом

Движение от электродвигателя через зубчато-ременную передачу, зубчатые передачи (понижающая и повышающая передачи) и зубчатую муфту передается на шпиндель станка. Контроль числа оборотов и положения шпинделя осуществляется с использованием датчика обратной связи – энкодера модели ROD 700, фирмы HEIDENHAIN, который основан на оптоэлектронном методе считывания.

В данной работе с использованием прикладных библиотек КОМПАС создана 3D-модель продольной развертки привода в сборе со шпиндельным узлом (рис. 2).

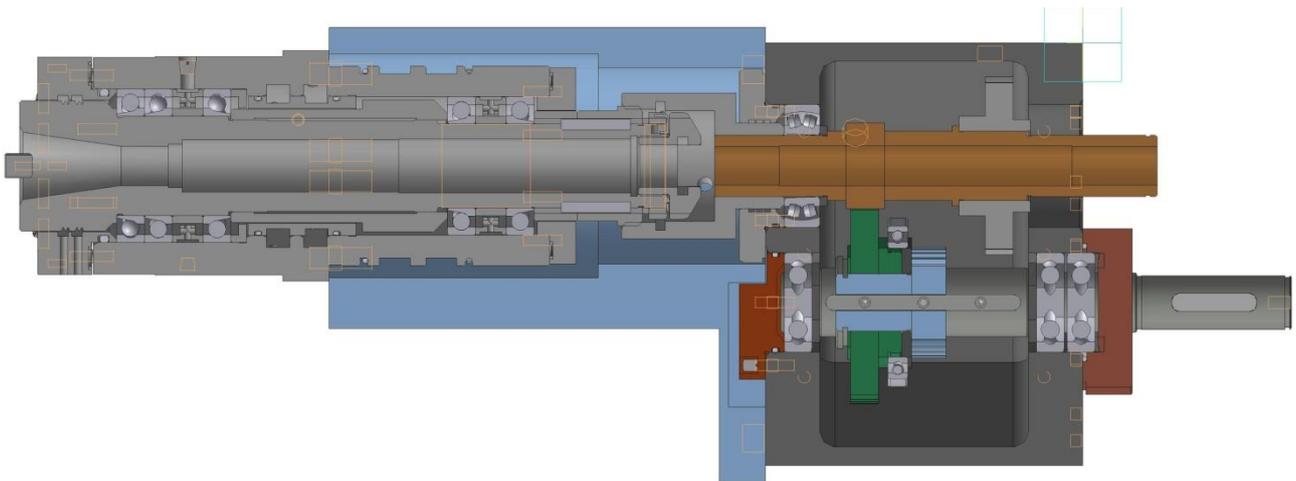
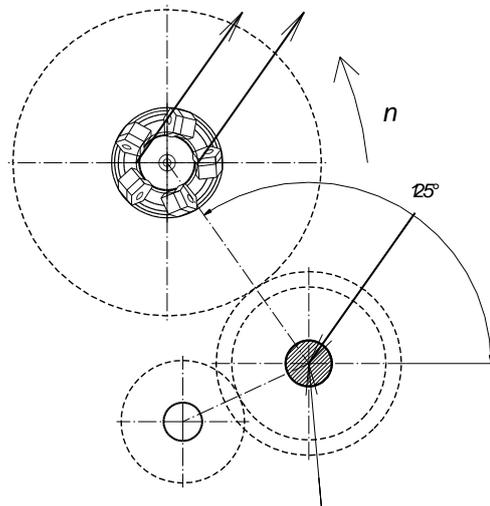


Рис. 2. Продольная развертка формообразующего узла с приводом

Эффективность проектирования привода главного движения зависит от принятой поперечной компоновки (свертки), в том числе от положения выходного вала. При определении пространственного положения зубчатых колес в механических передачах, передающих крутящий момент на шпиндель, необходимо учесть два взаимоисключающих критерия: максимальная жесткость и минимальная приведенная нагрузка на переднюю опору шпинделя.

Совершенствование процедуры построения пространственной компоновки возможно за счет инструментария параметризации [6]. На рис. 3 представлена программа определения пространственного положения валов в коробке скоростей ОЦ200, составленная в модуле АРМ Graph (рис. 3, а) и оптимальный вариант поперечной компоновки по критерию жесткости (рис. 3, б).

Переменная	Выражение	Значение	Комментарий
dw1		120	шестерня на входном валу
dw2		100	колесо на выходном валу
dw3		200	колесо на шпинделе
dw4		80	шестерня на промежуточном валу
a0		60	угол силы резания
a1	$((90-a0)+20)$	50	угол наклона ведущего вала к силе резания и в
a		140	угол между силами на ведущем валу
a2	$90-a0$	30	Угол наклона силы P1 к вертикали
a3	$180-(a2+a)$	10	Угол наклона силы P2 к вертикали (вертикаль
a4	$a3+20$	30	Угол наклона промежуточного вала от горизон



а

б

Рис. 3. Параметрическое моделирование поперечной компоновки:

а – пространственное положение валов; б – фрагмент программы параметризации

Рассмотрим технологическую операцию «Попутное фрезерование» с использованием концевой фрезы 2223-2721 типа 1 (с нормальным зубом) диаметром $d_{a0} = 20$ мм и числом зубьев $z_0 = 6$ с материалом режущей части Т15К6.

Экспериментальным образом установлено, что величина нагружения для вышеприведенной технологической операции от усилий резания составляет:

$$- P_{sx} = 1515 \text{ Н} (P_{sx} \approx 0,8 \cdot P);$$

$$- P_{sy} = 1316 \text{ Н} (P_{sy} \approx 0,7 \cdot P).$$

При таком соотношении сил P_{sx} и P_{sy} угол наклона результирующей силы составит порядка 40° . Это значение будет учтено при нахождении положения выходного вала в коробке скоростей ОЦ200.

На основе расчетных данных и применения параметрического моделирования предложена поперечная компоновка обрабатывающего центра ОЦ200 (рис. 4). Именно при таком соотношении геометрических и силовых параметров наблюдается максимальная жесткость шпиндельного узла. В свою очередь, как следствие увеличенной жесткости, повышается точность обработки на станках с ЧПУ, расширяется сфера рационального использования оснастки и срок ее безотказной работы.

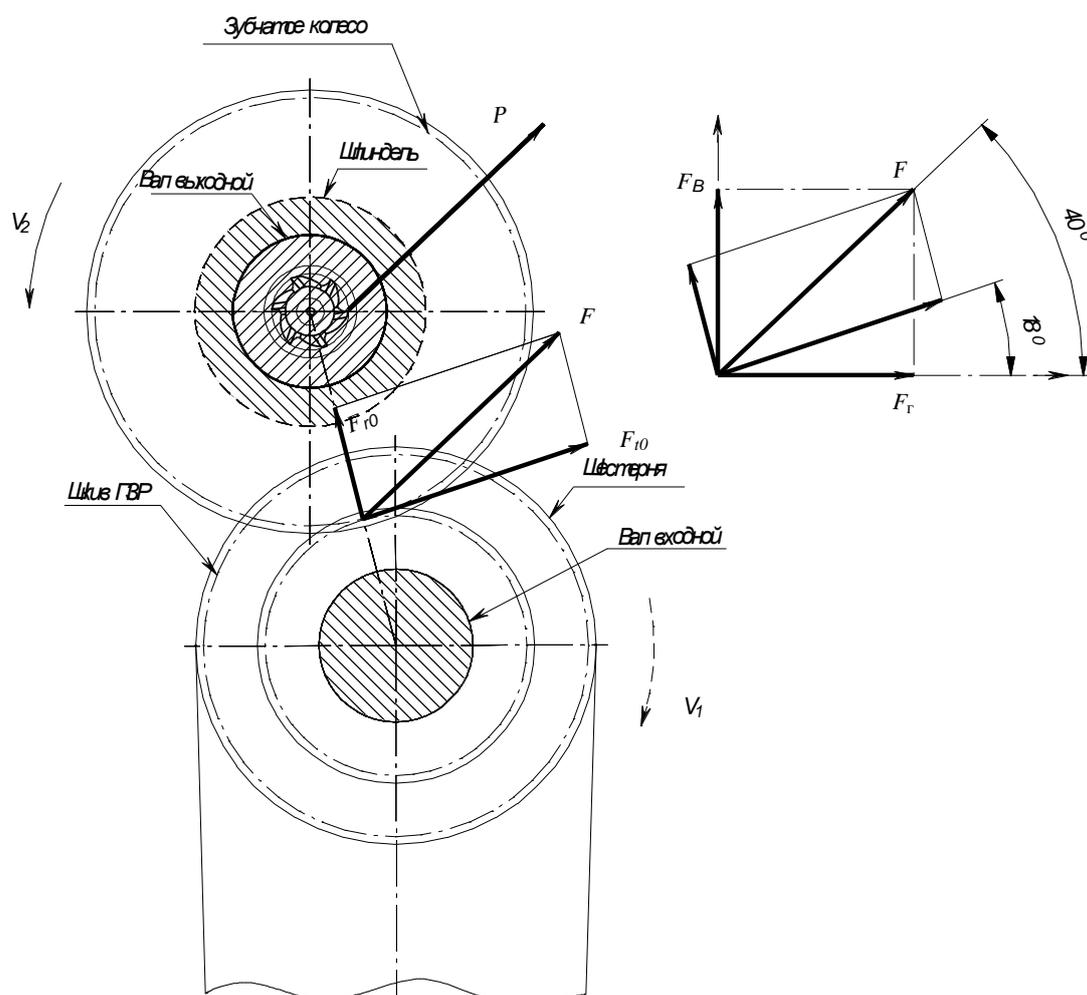


Рис. 4. Поперечная компоновка коробки скоростей ОЦ200

Основным формообразующим узлом обрабатывающего центра является шпиндельный узел (ШУ), который представляет двухопорную конструкцию, смонтированную на двух опорах качения:

- передняя опора в виде триплекса – комплект из трех радиально-упорных подшипников 2-46113, установленных по схеме «Тандем – X» с предварительным натягом в виде двух разновысотных втулок;

- задняя опора представляет собой комплект из двух радиально-упорных подшипников 2-46111, установленных по схеме «X – образной схеме» с предварительным натягом в виде двух разновысотных втулок.

На базе разработанных твердотельных моделей отдельных деталей в среде КОМПАС-3D (рис. 5) создана 3D-модель конструкции шпиндельного устройства. Данная модель состоит из 149 деталей. Разработана графическая база данных «шпиндельный узел» и на базе сопряжений компонентов, входящих в ШУ, создана сборка в системе КОМПАС.

Затем, используя формат преобразования STEP, была выполнена конвертация в САПР SolidWorks, где создана сборка/разборка шпиндельного узла и, используя модуль фото-360, был создан наиболее фотореалистичный вариант (рендеринг) ШУ (рис. 5, а). Использование данной процедуры позволяет уменьшить количество ошибок при проектировании, создавать более наглядные проекты, что способствует продвижению продукции на рынке. Вторым эффектом является сокращение времени проектирования, в задачах проекционного черчения, т. е. создания проекционных видов из 3D-модели со связями и формирования параметрических моделей.

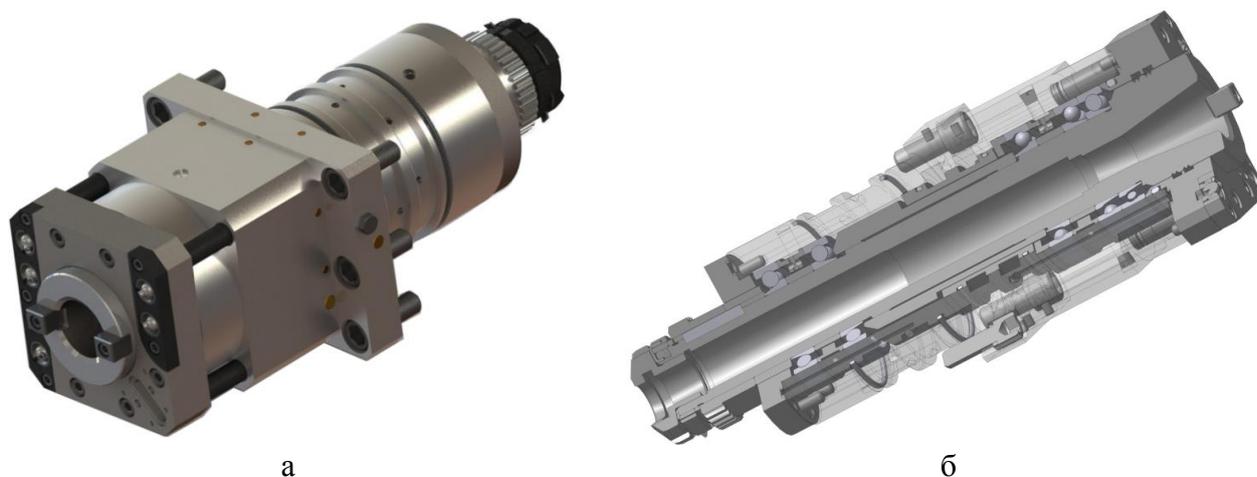


Рис. 5. 3D-модель шпиндельного узла:

а – рендеринг узла; б – сечение шпиндельного узла

Основным лимитирующим фактором, определяющим работоспособность шпиндельного узла, является его жесткость. Для оценки ее характеристик использован модуль проектирования валов и осей APM Shaft [7]. Этот модуль оперирует специальным набором примитивов, к которым относятся основные элементы конструкции шпинделя (рис. 6)

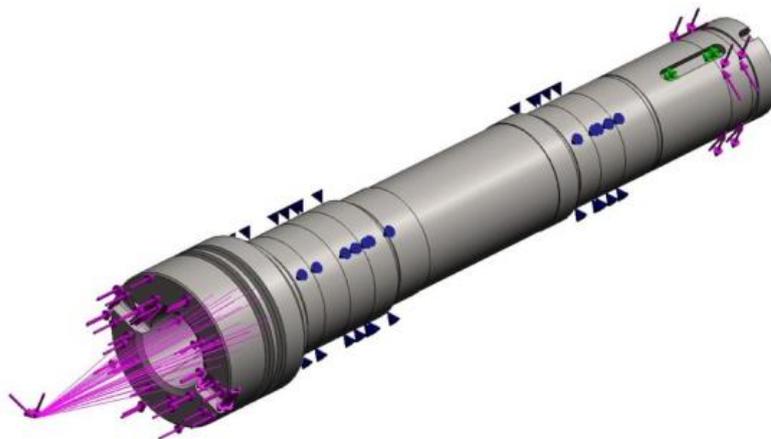


Рис. 6. Твердотельная модель шпинделя

В общем случае данную конструктивную схему (рис. 7, а) следует рассматривать как статически неопределимую балку на четырех опорах (подшипник-опора), которые в общем случае обладают линейными A и угловыми a податливостями. Расчетная схема узла представлена на рис. 7, б. Для уменьшения трудоемкости достаточно корректно заменить двойные подшипники одной опорой, переходя к двухопорной расчетной схеме, нагруженной силами и моментами (рис. 7, в).

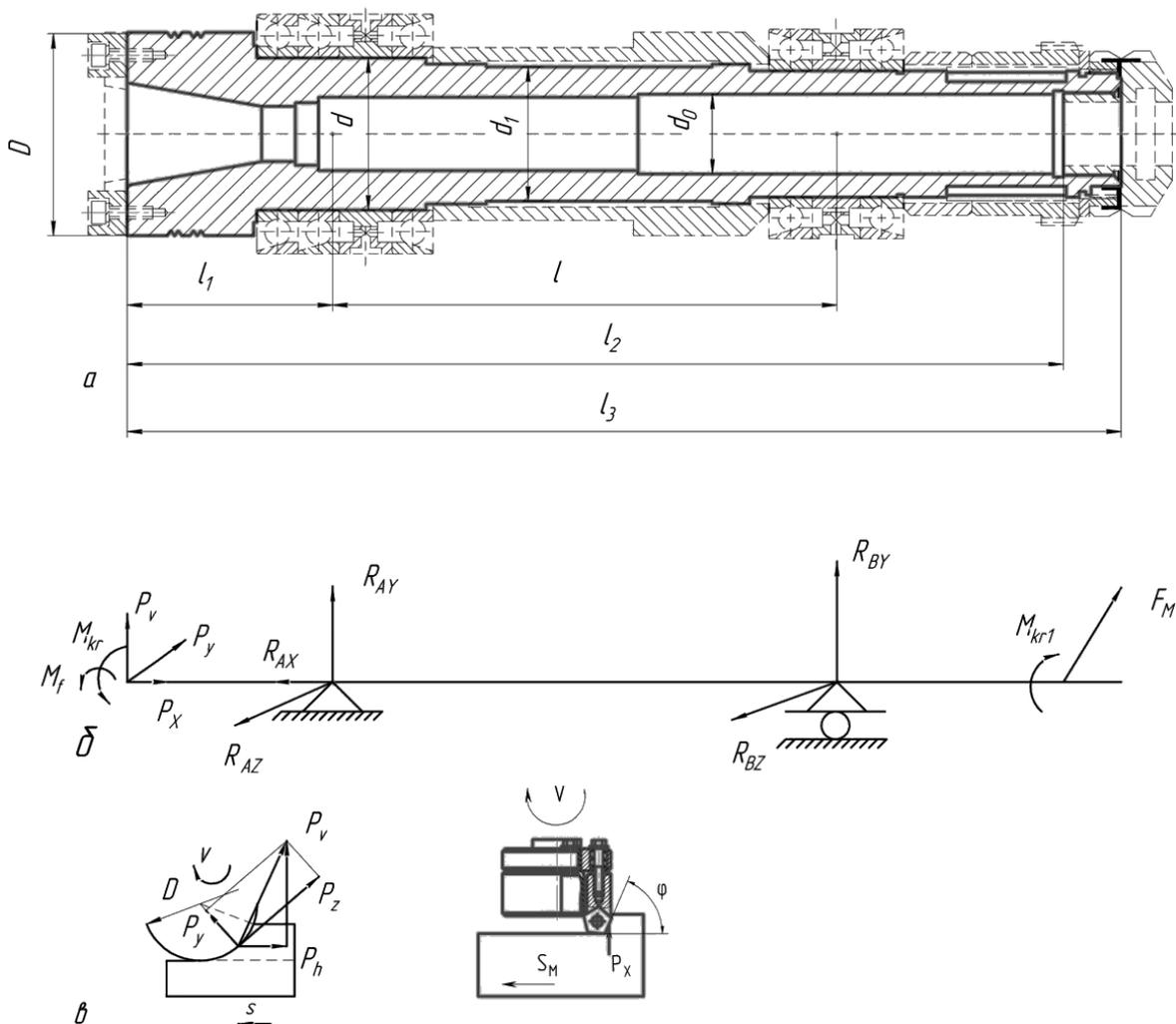


Рис. 7. Схема шпиндельного узла:

а – конструктивная схема; б – расчетная схема; в – силы резания

В результате расчетов напряженно-деформированного состояния по методу Мора были оценены перемещения шпиндельного узла под действием сил резания и силе, которая может возникнуть в зубчатой муфте в случае несоосности валов. Был просчитан самый сложный случай, когда сила резания и сила, действующая в кулачковой муфте, действуют в одном направлении

На рис. 8 представлены эпюры перемещений шпинделя.

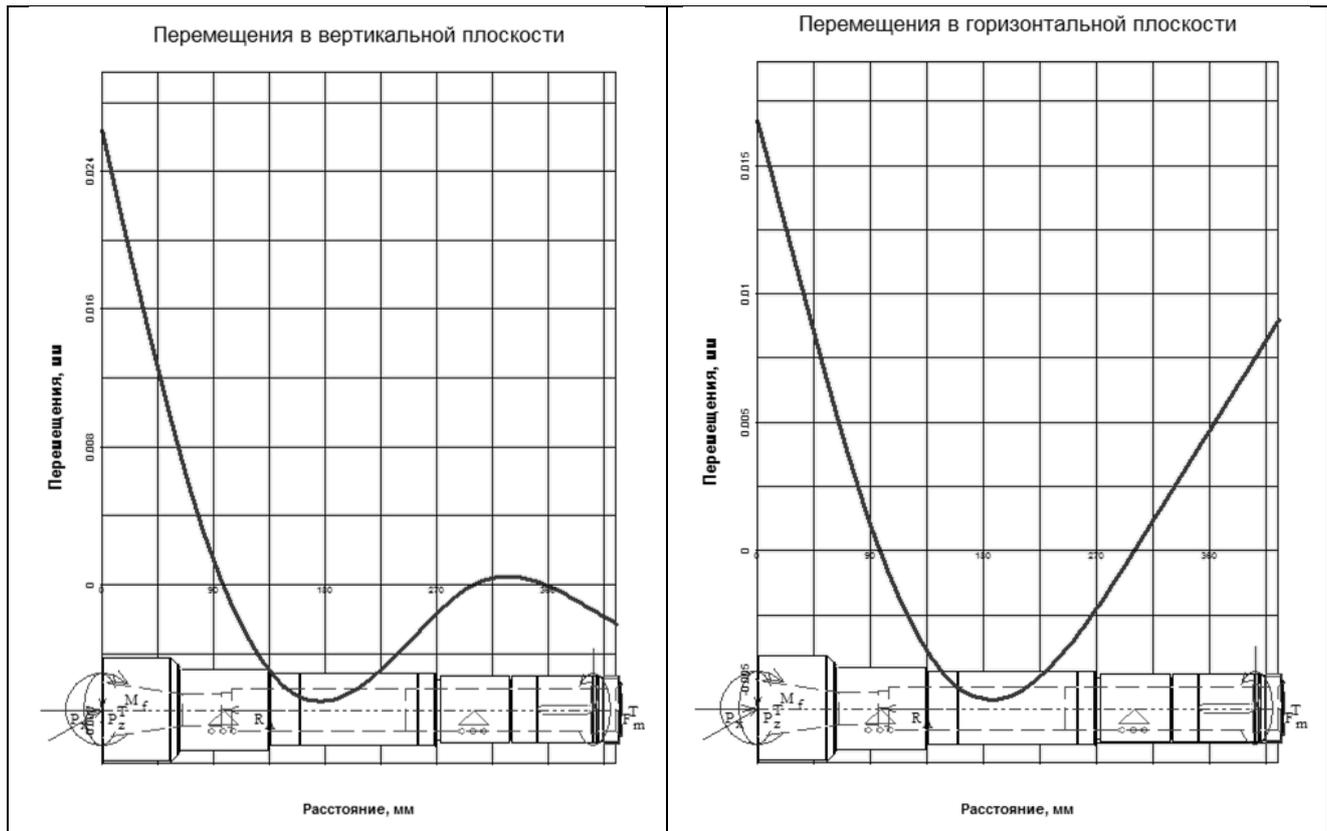


Рис. 8. Перемещения шпинделя в вертикальной и горизонтальной плоскостях

Суммарный прогиб находится по формуле:

$$y_{\Sigma} = \sqrt{y_z^2 + y_e^2} = \sqrt{0,017^2 + 0,027^2} = 0,031 \text{ мм.}$$

При допустимом прогибе, равном 0,04 мм, можно утверждать, что необходимая жесткость обеспечивается.

Приведенная упругая линия шпинделя соответствует расчетной схеме с жесткими опорами. Учет податливости опор [1] несколько изменяет картину напряженно-деформированного состояния, характеристики которого представлены в табл. 1.

Таблица 1

Сводная таблица характеристик жесткости шпинделя

Коорд. сечения, мм	Перемещения, мм						Углы изгиба, град			
	неподвижная опора			упругая опора			доп	неподв. опора	упругая опора	допустим.
	верт.	гор.	сумм.	верт.	гор.	сумм.		сумм.	сумм.	
0	0,027	0,017	0,031	0,075	0,084	0,113	0,04	0,022	0,045	0,06
98	-	-	-	0,017	0,041	0,044		0,012	0,036	

Согласно расчетам, перемещения в передней опоре на трех радиально опорных подшипниках (при фиксированной жесткости $j = 98000 \text{ Н/мм}$ [1]) незначительно превышают допустимые. Вместе с тем, наличие деталей, обеспечивающих осевую фиксацию (распорные втулки, кольца) повышают жесткость шпиндельного устройства, что позволяет считать рассматриваемый вариант конструкции удовлетворяющим критерию жесткости.

Результаты исследований:

1. Реализована комплексная процедура моделирования и анализа конструкции привода обрабатывающего центра фрезерно-сверлильно-расточного типа модели ОЦ 200 с помощью САПР КОМПАС и APM WinMachine.

2. Разработаны параметрические модели пространственных компоновок коробки скоростей по критериям максимальной жесткости и минимальной приведенной нагрузки на переднюю опору шпиндельного узла.

3. Построены твердотельные модели основных деталей привода в среде САПР КОМПАС-3D. V14. На основе 3D – моделей комплектующих реализована сборка узлов привода с использованием процедур наложения реалистичных текстур в модуле Photo360.

4. Созданы конструктивная и расчетная схемы шпиндельного узла как балки на двух шарнирных опорах. Осуществлен расчет напряженно-деформированного состояния и определены перемещения шпинделя как в случае неподвижных, так и упругих опор. Подтверждена работоспособность рассматриваемой конструкции по критерию жесткости.

5. Показана эффективность применения модуля комплексного анализа моделирования валов APM Shaft в режиме многовариантного проектирования шпиндельных узлов.

ВЫВОДЫ

Анализ полученных результатов свидетельствует об эффективности комплексной процедуры 3D-моделирования в САПР КОМПАС-3D, параметрического моделирования поперечных компоновок привода обрабатывающего центра и расчета напряженно-деформированного состояния шпинделя станка в среде модуля APM Shaft. Такой подход позволяет реализовать процедуру многовариантного проектирования и осуществлять поиск оптимальной конструкции шпиндельного узла по критерию жесткости.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бальмонт В. Б. *Расчеты высокоскоростных шпиндельных узлов* / В. Б. Бальмонт, И. Г. Горелик, А. М. Фигатнер // НИИТЭМР. – 1987. – Серия 1. – Вып. 1. – 52 с.
2. Пуш А. В. *Шпиндельные узлы. Качество и надежность* / А. В. Пуш. – М. : Машиностроение, 1992. – 288 с.
3. Угринов П. *Жесткость обрабатывающих центров среднего типоразмера* / П. Угринов // Автоматизация и управление в машиностроении. – 2001. – № 5. – С. 43–47.
4. Кузнецов Ю. Н. *Новое в теории и практике проектирование зажимных механизмов* / Ю. Н. Кузнецов // Вестник Киевского национального технического университета Украины «Киевский политехнический институт». «Машиностроение». – 1998. – Выпуск 33. – С. 85–106.
5. Ганин Н. Б. *Трехмерное проектирование в КОМПАС-3D* / Н. Б. Ганин. – М. : ДМК. – 2012. – 774 с.
6. Кроть О. С. *Параметрическое моделирование металлорежущих станков и инструментов : монография* / О. С. Кроть. – Луганск : изд-во ВНУ им. В. Даля, 2012. – 116 с.
7. Замрий А. А. *Практический учебный курс САД/САЕ АРМ WinMachine. Учебно-методическое пособие* / А. А. Замрий. – М. : Изд-во АПМ, 2007. – 144 с.

Статья поступила в редакцию 15.06.2015 г