

## УПРАВЛЕНИЕ ТОЧНОСТЬЮ ТРАЕКТОРНЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ ГИДРОСТАТИЧЕСКИХ ОПОРНЫХ УЗЛОВ

**Ковалев В.Д., Пономаренко А.В., Васильченко Я.В.**

*(ДГМА, г. Краматорск, Украина)*

### Введение

Анализ информации, полученной при проектировании, изготовлении и эксплуатации станков, позволил выявить один из наиболее эффективных путей повышения точности, надежности и долговечности станков – оснащение их гидравлическими опорами и передачами с жидкостным режимом трения, а также необходимость совершенствования методик их исследований и расчетов.

При функционировании гидравлических опор имеет место рабочий процесс, обусловленный упругими деформациями элементов конструкции под воздействием внешних силовых факторов и давлений, возникающих в слое жидкости, течением смазочного материала между взаимосопрягаемыми поверхностями опор и тепловыми явлениями вследствие вязкого трения и прокачки смазочного материала под давлением. Для выявления рациональных и оптимальных конструктивных параметров опор, необходимо совместно рассмотреть перечисленные явления и их взаимное влияние.

### Основное содержание работы

Все основные величины, характеризующие эксплуатационные параметры опорных узлов, могут быть найдены лишь в том случае, если численно определены поля распределенных нагрузок в исследуемых областях, то есть, решено в них уравнение Рейнольдса с соответствующими граничными условиями. Для рассматриваемого класса опор вполне приемлема методика, полагающая течение смазочного материала между недеформируемыми сопрягаемыми поверхностями изотермическим с температурой, равной средней величине температур на его входе в исследуемую область и выходе из нее. Слой смазки имеет толщину во много раз меньшую, чем размеры его в двух других направлениях. Течение смазочного материала принимается ламинарным. Давление считается постоянным по толщине смазочного слоя. Напряжения в жидкости пропорциональны скоростям деформации, то есть смазка рассматривается как ньютоновская жидкость. Скольжение на границе между твердым телом и вязкой жидкостью отсутствует.

С целью общности представления алгоритма отыскания полей давлений в рассматриваемых областях и нахождения других величин, необходимых при расчете опор жидкостного трения, независимо от их геометрических форм и соотношений, оправдано представить уравнение Рейнольдса в цилиндрической системе координат:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right) + R^2 \frac{\partial}{\partial z} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = -6\mu UR \frac{\partial h}{\partial \varphi}, \quad (1)$$

где  $R$  - радиус сопрягаемых поверхностей;

$\varphi$  - угловая координата,  $0 \leq \varphi \leq 2\pi$ ,

$U$  - скорость в направлении  $\varphi$ .

При этом граничные условия запишутся как:

–  $p=0$  на  $0 \leq \varphi R \leq 2\pi R$  при  $z=0$ ,

$$\begin{aligned}
& 0 \leq \varphi R \leq 2\pi R \text{ при } z=L, \\
- \quad p=p_{0j} \text{ на } & \varphi_{1j}R \leq \varphi R \leq \varphi_{2j}R \text{ при } z=b_{1j}, \\
& \varphi_{1j}R \leq \varphi R \leq \varphi_{2j}R \text{ при } z=b_{1j}, \\
& b_{1j} \leq z \leq b_{2j} \text{ при } \varphi = \varphi_{1j}, \\
& b_{1j} \leq z \leq b_{2j} \text{ при } \varphi = \varphi_{2j}.
\end{aligned} \tag{2}$$

При этом в большинстве случаев для обеспечения прочтения соответствующих зависимостей  $j$  полагают равным 0 ( $j=0$ ).

При приведении уравнения (1) к безразмерному виду вводятся следующие обозначения:

$$\begin{aligned}
\bar{z} &= \frac{z}{R\Phi}, \text{ где } 0 \leq \bar{z} \leq D = \frac{L}{R\Phi} = \frac{L}{2\pi R}, \\
\bar{\varphi} &= \frac{\varphi}{\Phi}, \text{ где } 0 \leq \bar{\varphi} \leq 1 \ (\Phi = 2\pi),
\end{aligned}$$

где  $\Phi$  – угол охвата цапфы (вала) втулкой,  $\Phi = 2\pi$  ;

$L$  – длина втулки – линейный размер опоры скольжения в направлении координатной оси  $Z$ ;

$$\bar{h} = \frac{h}{\Delta}, \text{ где } \Delta = (R_{\text{втулки}} - R_{\text{цил. направляющей}}) \text{ – радиальный зазор;}$$

$$\bar{p} = \frac{p}{c}, \text{ где } c = \frac{6\mu UR}{\Delta^2} + p_c.$$

Уравнение для рассматриваемого случая цилиндрических опор в безразмерной форме:

$$\frac{\partial}{\partial \bar{\varphi}} \left( \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{\varphi}} \right) + \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left( \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right) = -\Omega \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{z}}, \tag{3}$$

где  $\Omega = \frac{6\mu UR^2}{\Delta^2 c}$  – безразмерная величина, характеризующая параметры исследуемой цилиндрической опоры.

При этом  $0 \leq \Omega \leq 1$  – для гидростатических и гидростатодинамических опор;

$\Omega = 1$  – для гидродинамических опор.

Исследование и расчет гидростатических опор представляет собой непростую проблему, так как приходится решать связанную задачу [1]: расчет параметров слоя смазки между сопрягаемыми поверхностями, упругих и тепловых деформаций элементов. Эти явления описываются системой дифференциальных уравнений II порядка в частных производных, которая аналитически в трехмерной постановке не решается. Поэтому для моделирования и расчета надо использовать численные методы конечных разностей и конечных элементов, позволяющих с допустимой точностью определить эксплуатационные характеристики опорных узлов [4].

Рассмотрим прямой метод построения уравнений, связывающих эти факторы в пределах конечного элемента, в предположении линейной постановки.

1. Поле перемещений  $A$  в пределах элемента (для пространственной задачи  $\Delta = [u, v, w]$ ) посредством интерполяционных функций (в так называемых изопараметрических конечных элементах, используемых, в частности, в COSMOSWorks), собран-

ных в матрицу  $[N]$ , выражается через узловые перемещения  $\{\Delta\}$ . Смысл интерполяционных функций состоит в том, чтобы, зная величины, например, перемещений в узлах, получить их значения в любой точке элемента в зависимости от координат. В матричном виде соотношения имеют вид:  $\Delta = N \cdot \{\lambda\}$ . Для пространственной задачи,  $\{\lambda\} = [u_1, v_1, w_1, u_2, v_2, w_2, \dots, u_k, v_k, w_k]$ , где  $k$  — число узлов конечного элемента.

2. Поле деформаций  $\varepsilon$  выражается через степени свободы  $\{\Delta\}$  посредством дифференцирования поля перемещений (а, фактически, интерполяционных функций) согласно соотношениям, собранным в матрицу  $[D]$  и связывающим деформации с перемещениями:  $s = [D] \cdot \{\Delta\}$

3. С учетом уравнений состояния, в основе которых лежит закон Гука и коэффициенты которых образуют матрицу  $[E]$ , устанавливается связь сначала между полем напряжений и полем деформаций:  $\sigma = [E] \cdot \varepsilon$ , а затем и между напряжениями и степенями свободы в узлах:  $\sigma = [E] \cdot [D] \cdot \{\lambda\}$

4. Формулируются выражения для сил  $\{F\}$ , действующих в вершинах элемента, в зависимости от поля напряжений  $\sigma$ , для чего используется матрица преобразования напряжений в узловые силы  $[A]$ :  $\{F\} = [A] \cdot \sigma$

5. Связываются выражения для узловых сил и перемещений в узлах:

$\{F\} = [k] \cdot \{\Delta\}$ , где  $[k] = [A] \cdot [E] \cdot [D]$  — матрица жесткости конечного элемента.

6. Для придания матрице  $[k]$  свойства симметрии добиваемся замены матрицы преобразования жесткости матрицей, транспонированной к матрице преобразования перемещений в деформации  $[D]$ . Тогда:

$$[k] = [D]^T \cdot [E] \cdot [D]$$

По приведенному алгоритму был произведен расчет шпиндельного узла тяжелого токарного станка мод. 165. Данные математического моделирования представлены на рис. 1. По результатам расчета станка мод.165 были найдены «опасные места» шпиндельного узла и с применением этих данных были разработаны конструктивные варианты шпиндельных узлов тяжелого токарного станка (рис. 2, 3).

Большое влияние на работу гидростатических шпиндельных подшипников оказывает способ регулирования зазора между шпинделем и втулкой. В спроектированных станках используются дросселирующие устройства с саморегулирующимися характеристиками, что позволяет шпинделю устанавливаться в центре подшипника автоматически, без регулирования. Следует иметь, что время установки шпиндельной группы на ось после включения станка определяется массой шпинделя, величиной зазоров в подшипниках и параметрами дросселирующих устройств. Для тяжелых станков продолжительность точной установки шпинделя на ось в гидростатических подшипниках (после долгой остановки станка) составляет 1...3 минуты.

Такая схема (см. рис. 2) позволяет получить все преимущества гидростатических опор, а именно обеспечить высокую точность вращения, высокую демпфирующую способность, что повышает виброустойчивость шпиндельного узла, высокую долговечность и, в то же время, не усложняет системы питания гидростатических опор.

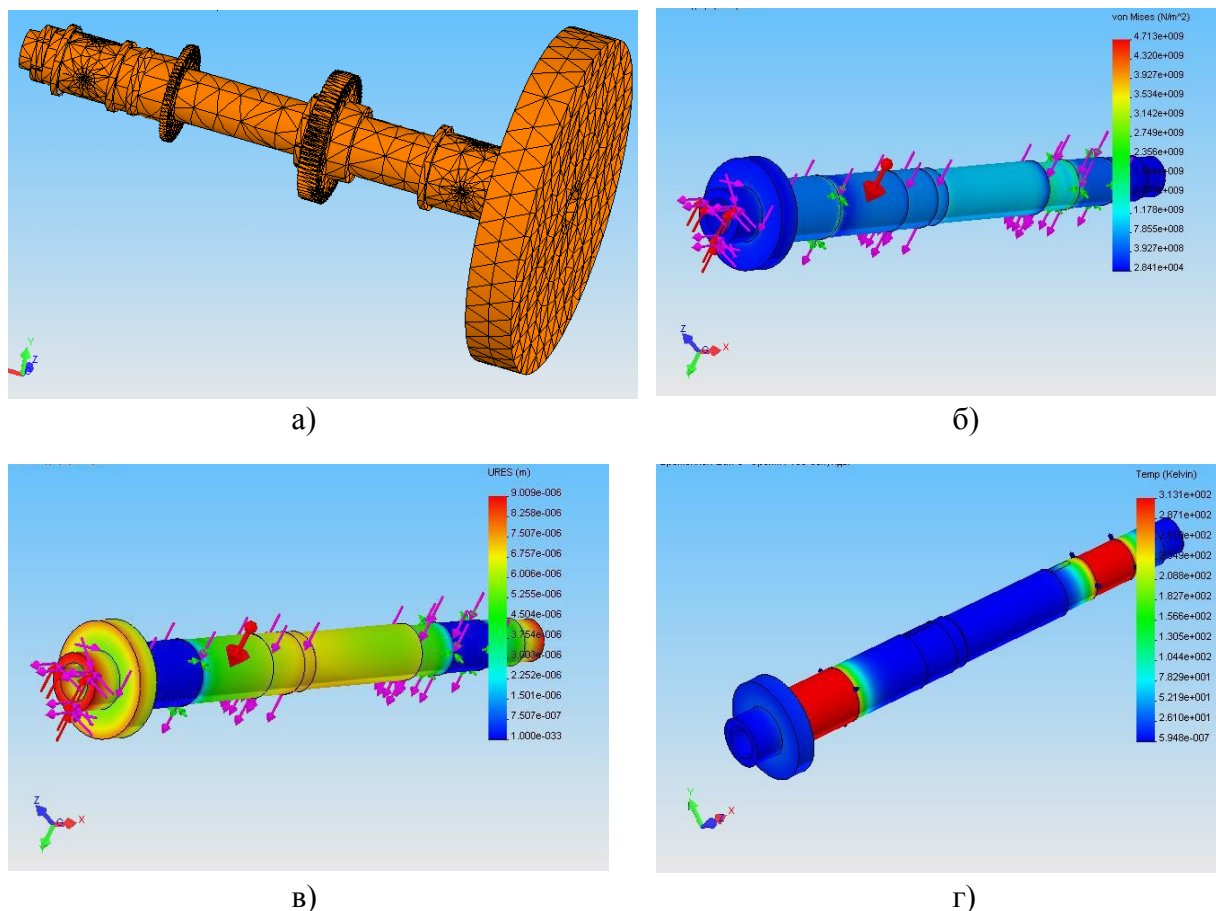


Рис. 1. Расчет шпиндельного узла тяжелого токарного станка мод. 165 методом конечных элементов

а) сетка конечных элементов; б) распределение напряжений; в) деформированное состояние с учетом перемещений; г) термический анализ

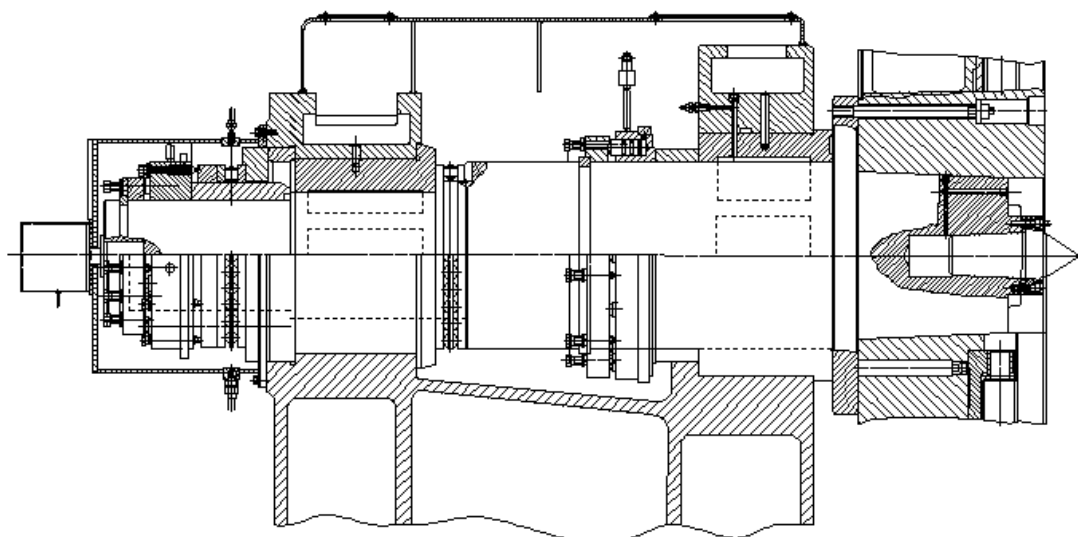


Рис. 2. Шпиндельный узел тяжелого токарного станка с радиальными гидростатическими подшипниками и упорными подшипниками фирмы FAG

Шпиндельный узел тяжелого токарного станка с радиально-упорными гидростатическими подшипниками был рассчитан с помощью метода конечных элементов. Данные моделирования представлены на рис.4.

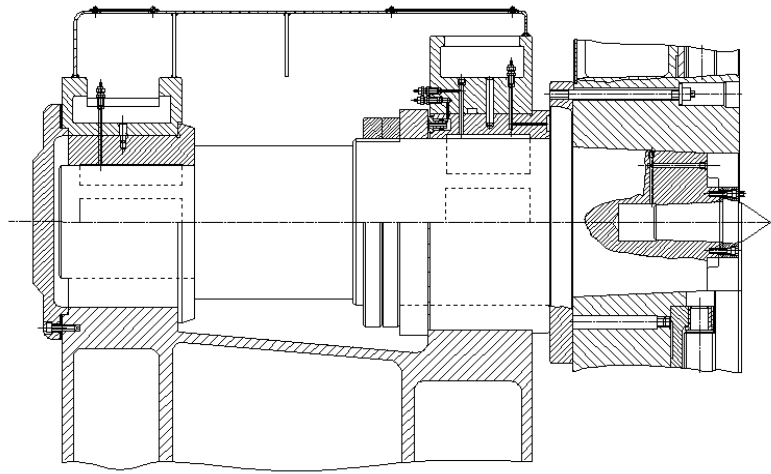


Рис. 3. Шпиндельный узел тяжелого токарного станка с радиально-упорными гидростатическими подшипниками

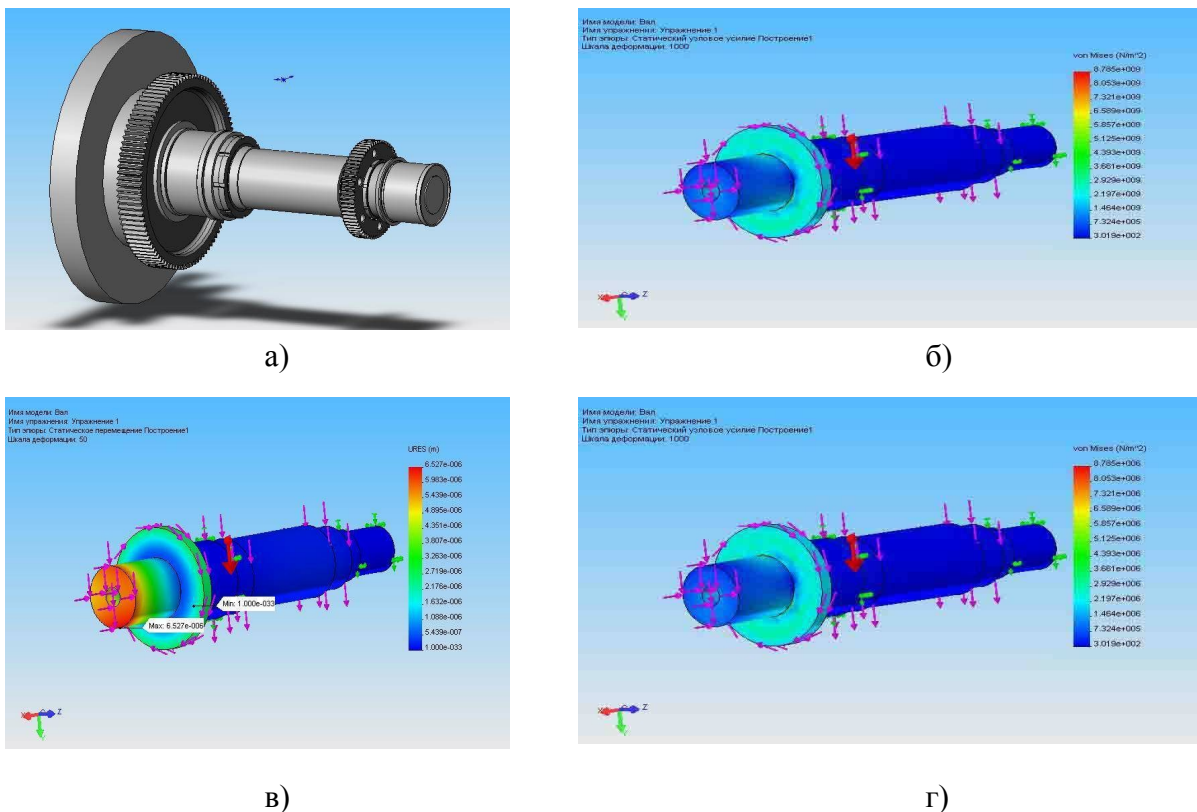


Рис. 4. Расчет шпиндельного узла тяжелого токарного станка с радиально-упорными гидростатическими подшипниками методом конечных элементов  
 а) 3-D модель шпиндельного узла; б) распределение напряжений; в) деформированное состояние с учетом перемещений; г) проверка запаса прочности

Проведены численные параметрические исследования зависимостей эксплуатационных характеристик от конструктивных параметров опор разных форм (рис. 5), при этом особенное внимание уделялось жесткости. Параметрические исследования проводились при различных относительных эксцентриситетах  $\varepsilon=0,1 \dots 0,9$ . Рекомендованы соотношения конструктивных параметров опор и систем их питания для станочных узлов трения разных форм и типов, которые обеспечивают высокую точность перемещений, жесткость, безусловно жидкостной режим трения.

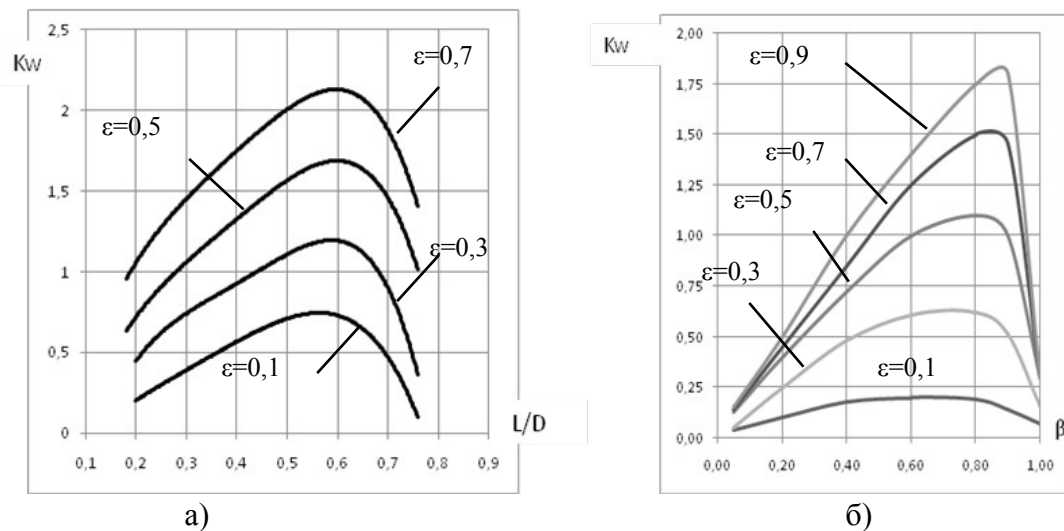


Рис. 5. Зависимости эксплуатационных характеристик от конструктивных параметров при различных эксцентриситетах  
 а) изменение безразмерного коэффициента, характеризующего несущую способность в зависимости от геометрических параметров опоры  
 б) изменение безразмерного коэффициента, характеризующего несущую способность в зависимости от  $\beta = p_{oj} / p_c$

Экспериментальные исследования проводились на станке-стенде для испытаний гидростатических шпиндельных опор. Стенд предназначен для экспериментальных исследований шпиндельных опорных узлов натуральных размеров, дополнительных гидростатических опор, устанавливаемых под планшайбу. Стенд изготовлен на базе передней бабки токарного станка с диаметром обработки  $D_{max}=1000$  мм, в которой шпиндельные опорные подшипники качения заменены гидростатическими. Расхождения между данными теории и эксперимента не превышают 9% по давлениям в карманах, и 14% по расходу смазочного материала, 12% по мощности, расходуемой на трение, 9% по средней температуре смазочного материала, как при неподвижных сопрягаемых поверхностях опор, так и при их взаимном перемещении со скоростью до 2 м/с.

При исследованиях жесткости расхождения составили 6-11% по толщине слоя смазки, 8-19% по жесткости слоя смазочного материала в вертикальном направлении.

Результаты экспериментальных исследований свидетельствуют о существенном влиянии типа и параметров компенсаторов, а также геометрических параметров вкладышей на деформацию шпиндельного узла при малом давлении в системе питания опор

### **Выводы**

Дальнейшее совершенствование опорных узлов жидкостного трения для тяжелых станков должно идти в направлении адаптивного управления характеристиками опорных узлов для повышения точности траектории перемещения исполнительных органов станков. Для обеспечения высокой точности шпиндельного узла необходимо наличие автоматических регуляторов расхода золотникового типа (бесконечная жесткость слоя смазки в опоре).

**Список литературы:** 1. Максимов В.А., Усков М.К. Гидродинамическая теория смазки. – М.: Наука, 1985. – 144 с. 2. Ковалев В.Д., Бабин О.Ф. Опоры и передачи жидкостного трения станочного оборудования. – Краматорск: ДГМА, 2003. – С. 43-70, 97-102. 3. Численное решение задач в гидромеханике: Механика. Новое в заруб. науке/Под ред. Р. Рихтмайера. – М.: Мир, 1997. – Сер. 14.- 208 с. 4. Приходько О.Б., Ковалев В.Д. Практика расчетов опор жидкостного трения// Трение и износ.- 1987. – С. 504-511. – Т. 8. – № 3. 5. Алямовский А.А., Собачкин А.А., Одинцов Е.В., Харитонович А.И., Пономарев Н. Б. SolidWorks. Компьютерное моделирование в инженерной практике. – СПб.: БХВ-Петербург, 2005. – 800 с.

### **УПРАВЛІННЯ ТОЧНІСТЮ ТРАЄКТОРНИХ ПЕРЕМІЩЕНЬ ГІДРОСТАТИЧНИХ ОПОРНИХ ВУЗЛІВ**

Ковалев В.Д., Пономаренко А.В., Васильченко Я.В.

Показана можливість використання методик розрахунку, заснованих на реалізації методу кінцевих елементів. Дані конкретні рекомендації до розрахунку і проектування гідростатичних шпиндельних вузлів.

### **УПРАВЛЕНИЕ ТОЧНОСТЬЮ ТРАЕКТОРНЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ ГИДРОСТАТИЧЕСКИХ ОПОРНЫХ УЗЛОВ**

Ковалев В.Д., Пономаренко А.В., Васильченко Я.В.

Показана возможность применения методик расчета, основанных на реализации метода конечных элементов. Даны конкретные рекомендации к расчету и проектированию гидростатических шпиндельных узлов.

### **CONTROL OF TRAJECTORY MOVING ACCURACY OF HYDROSTATICAL SUPPORTING UNITS**

Kovaljov V.D., Ponomarenko A.V., Vasilchenko Y.V.

Possibility of the using of methods of the calculation, founded on realization of the method of eventual elements is shown. Concrete recommendations to calculation and designing hydrostatic spindle units are given.

*Рецензент: к.т.н., доц. Молчанов А.Д.*