



Разработка и исследование шпиндельных узлов для тяжелых токарных станков



**ДОНБАССКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНАЯ АКАДЕМИЯ**

РАЗРАБОТКА И ИСЛЕДОВАНИЕ ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ ДЛЯ ТЯЖЕЛЫХ ТОКАРНЫХ СТАНКОВ

Магистр: Попов А.А., гр. МС-09м

Руководитель: профессор, д.т.н. Ковалёв В.Д.



Разработка и исследование шпиндельных узлов для тяжелых токарных станков

К

Цель научной работы: повышение точности тяжелых токарных станков за счет применения адаптивных шпиндельных гидростатических опор.

Объект исследования: шпиндельные узлы тяжелых станков.

Предмет исследования: закономерности работы шпинделей на гидростатических подшипниках.



Разработка и исследование шпиндельных узлов для тяжелых токарных станков

Задачи исследования:

- 1 Проанализировать пути повышения точности станочного оборудования, особенности применения шпиндельных опор разных типов
- 2 Разработать методику расчета и моделирования шпиндельных узлов на опорах жидкостного трения.
- 3 Провести моделирование поведения шпиндельного узла при различных режимах и схемах силовых и температурных нагрузжений.
- 4 Разработать систему управления точностью на базе адаптивных шпиндельных гидростатических опор



Разработка и исследование шпиндельных узлов для тяжелых токарных станков

Научная новизна:

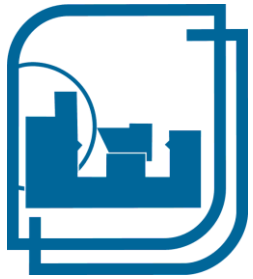
1. Разработана методика расчета шпиндельного узла станка на гидростатических опорах с учетом упругих и тепловых деформаций.
2. Создана мехатронная система управления точностью шпиндельного узла на базе адаптивных гидростатических опор.
3. Разработаны адаптивные регуляторы систем питания опор с обратной связью по положению шпинделя.



Разработка и исследование шпиндельных узлов для тяжелых токарных станков

Практическая ценность

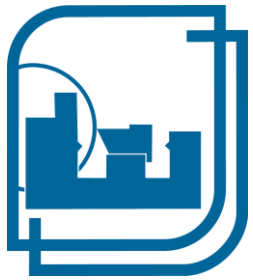
1. Разработана конструкция шпиндельного узла тяжелого токарного станка на адаптивных опорах жидкостного трения.
2. Определены конструктивные параметры шпиндельных узлов тяжелых токарных станков повышенной точности.
3. Разработаны конструкции мехатронных узлов с адаптивными регуляторами систем питания адаптивных гидростатических подшипников с программным для микроконтроллера.



Разработка и исследование шпиндельных узлов для тяжелых токарных станков

Проблемы современного тяжелого машиностроения

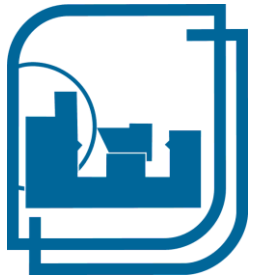
- большие габариты и масса заготовок;
- сравнительно высокая энергозатратность;
- малая производительность;
- тяжелые условия обработки;
- высокие требования к качеству и точности обработки;
- высокая стоимость инструмента и комплектующих.



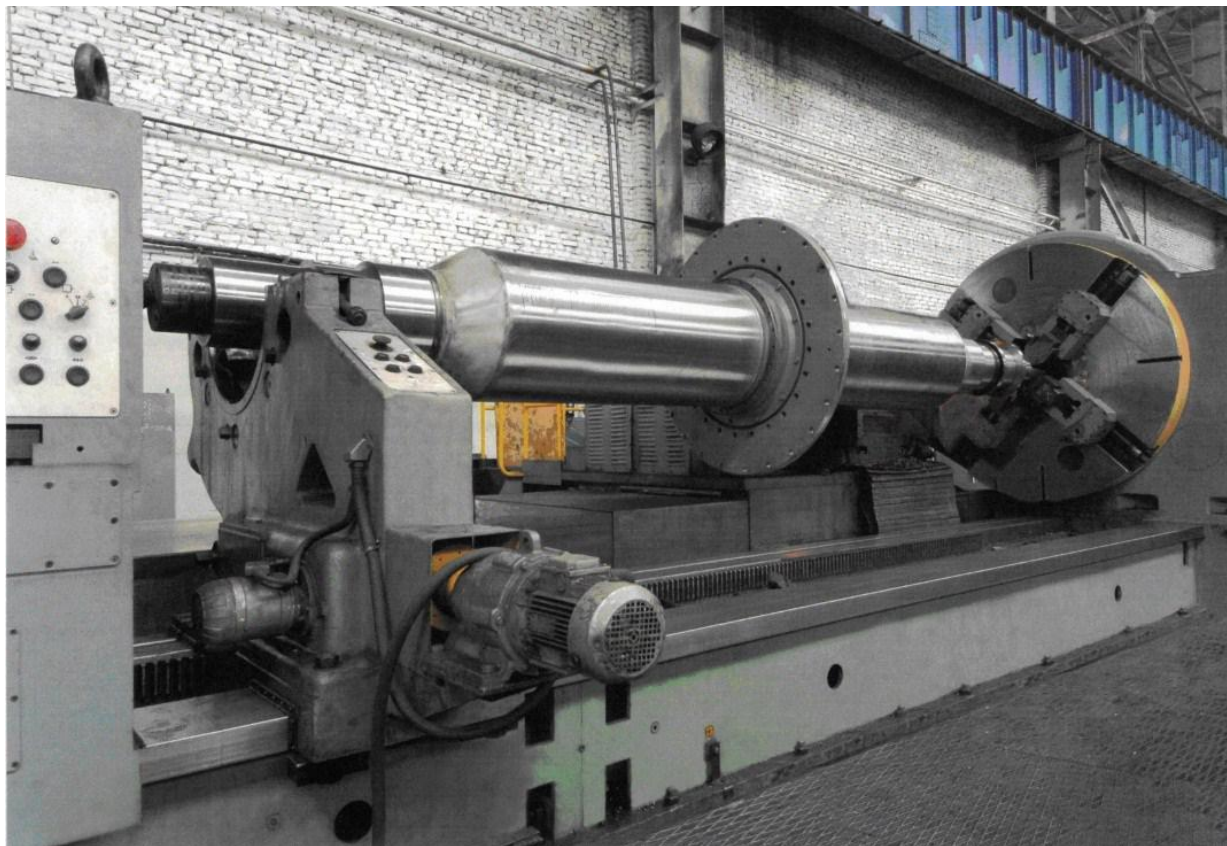
Разработка и исследование шпиндельных узлов для тяжелых токарных станков



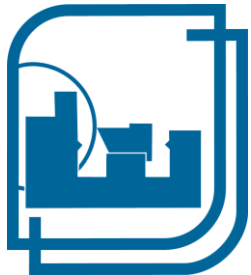
GEMINIS GHT11 G4



Разработка и исследование шпиндельных узлов для тяжелых токарных станков



Тяжелый токарный станок 1К675Ф3



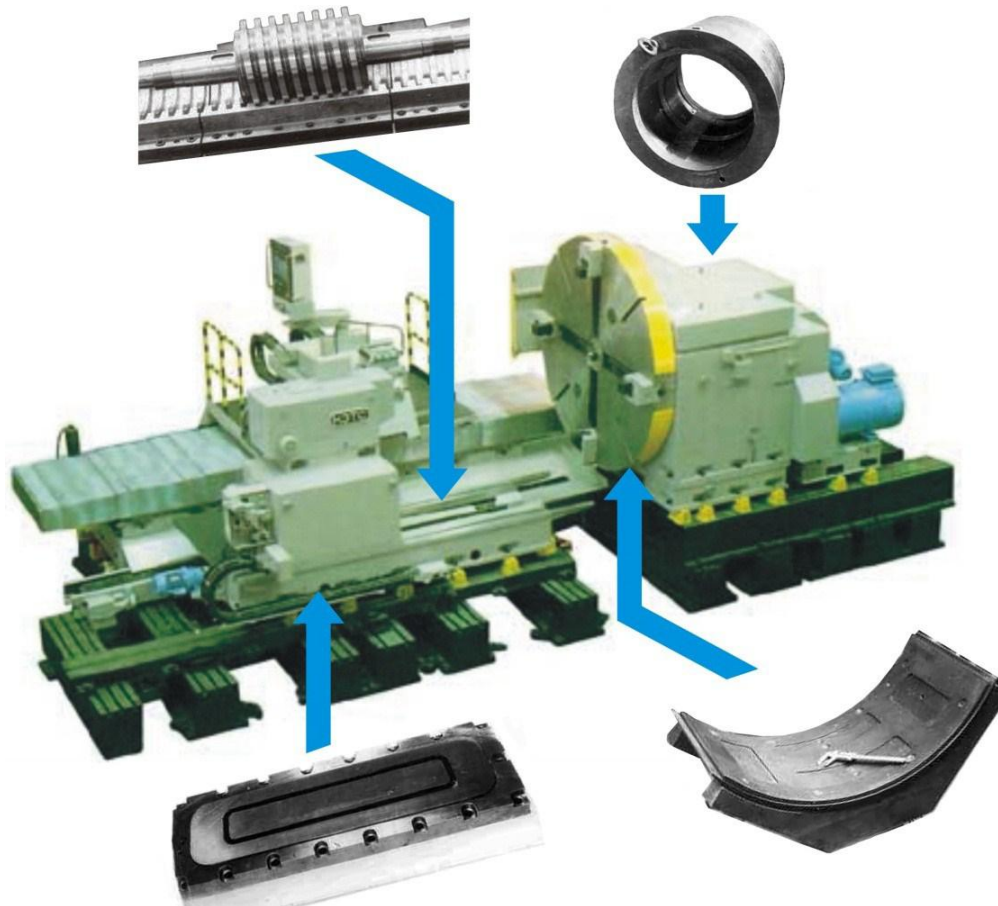
Разработка и исследование шпиндельных узлов для тяжелых токарных станков

Основные пути решения поставленных проблем

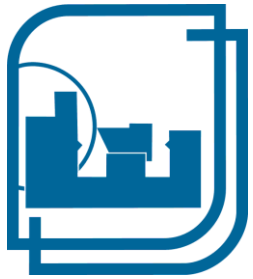
- повышение энергоэффективности за счет внедрения современных более экономичных двигателей;
- повышение режимов обработки и как следствие повышение производительности;
- замена опор качения в ответственных узлах на гидростатические опоры;
- применение современного режущего инструмента.



Разработка и исследование шпиндельных узлов для тяжелых токарных станков



Область применения гидростатики в металлорежущих станках



Разработка и исследование шпиндельных узлов для тяжелых токарных станков

Преимущества гидростатических опор

- точность траектории вращения шпинделя превышает траекторию подшипников качения;
- почти отсутствует износ трущихся поверхностей;
- на всем диапазоне скоростей, включая скорости близкие нулю
- сохраняется плавность перемещений;
- степень сложности в обслуживании не вырос;
- эксплуатационные затраты ниже.



**Разработка и исследование шпиндельных узлов для
тяжелых токарных станков**

**МОДЕЛИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ГИДРОСТАТИЧЕСКИХ
ОПОР ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ
ДЛЯ ТЯЖЕЛЫХ ТОКАРНЫХ СТАНКОВ**



Разработка и исследование шпиндельных узлов для тяжелых токарных станков

Уравнение Рейнольдса в цилиндрической системе координат

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

где R - радиус сопрягаемых поверхностей

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

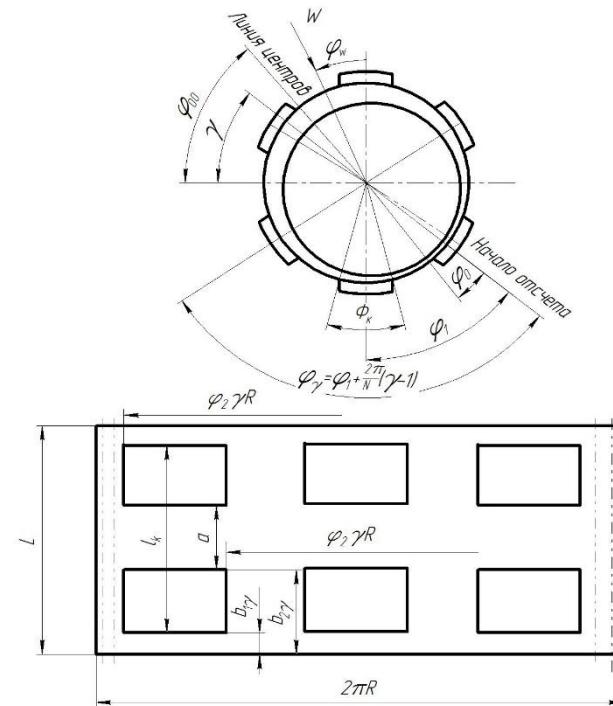
U - скорость в направлении φ

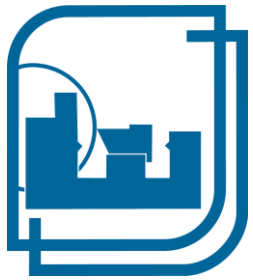


Разработка и исследование шпиндельных узлов для тяжелых токарных станков

При этом граничные условия запишутся как:

- $p=0$ на $0 \leq \varphi R \leq 2\pi R$ при $z=0$,
 $0 \leq \varphi R \leq 2\pi R$ при $z=L$,
- $p=p_{0j}$ на $\varphi_{1j} R \leq \varphi R \leq \varphi_{2j} R$ при $z=b_{1j}$,
 $\varphi_{1j} R \leq \varphi R \leq \varphi_{2j} R$ при $z=b_{2j}$,
 $b_{1j} \leq z \leq b_{2j}$ при $\varphi = \varphi_{1j}$,
 $b_{1j} \leq z \leq b_{2j}$ при $\varphi = \varphi_{2j}$.



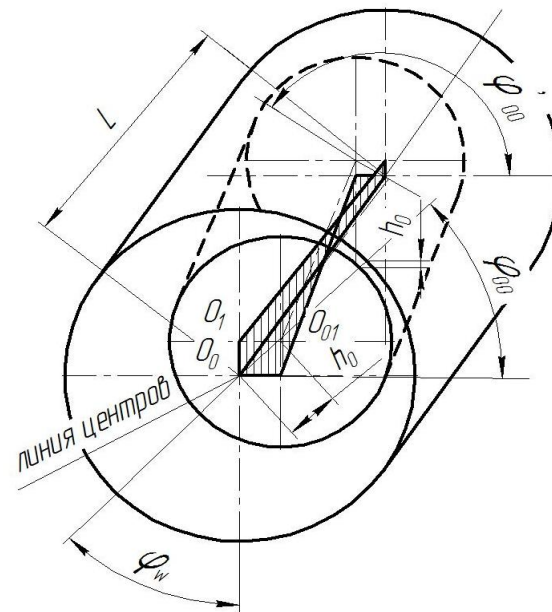


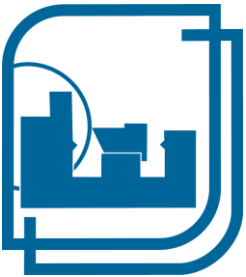
Разработка и исследование шпиндельных узлов для тяжелых токарных станков

Уравнение для рассматриваемого случая
цилиндрических опор в безразмерной форме:

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

где $\Omega = \frac{6\mu UR^2}{\Delta^2 c}$ – безразмерная величина





Разработка и исследование шпиндельных узлов для тяжелых токарных станков

Так как

$$e = \sqrt{\left[O_o O_i - \frac{O_o O_2 - O'_o O_1}{B} z \right]^2 + \left[O_o O_i - \frac{O_o O_1 - O'_o O_2}{B} z \right]^2}$$

то, переходя к безразмерному виду, после преобразований получим:

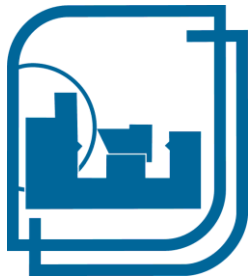
$$\bar{h} = 1 - \chi \sqrt{\left[(1 - \alpha D^{-1} \bar{z}) \sin 2\pi \bar{\varphi}_{oo} \right]^2 + \left[(1 - \beta D^{-1} \bar{z}) \cos 2\pi \bar{\varphi}_{oo} \right]^2} \cos 2\pi (\bar{\varphi}_{oo}^* - \bar{\varphi}_{oo})$$

где φ_{oo}^* – безразмерная координата линии центров в сечении с осевой координатой \bar{z}

$$\bar{\varphi}_{oo}^* = \arctg \left(\frac{1 - \alpha D^{-1} \bar{z}}{1 - \beta D^{-1} \bar{z}} \operatorname{tg} 2\pi \bar{\varphi}_{oo} \right)$$

$$\alpha = 1 - \frac{e'_o \sin 2\pi \bar{\varphi}'_{oo}}{e_o^* \sin 2\pi \bar{\varphi}_{oo}}$$

$$\beta = 1 - \frac{e'_o \cos 2\pi \bar{\varphi}'_{oo}}{e_o^* \cos 2\pi \bar{\varphi}_{oo}}$$



Разработка и исследование шпиндельных узлов для тяжелых токарных станков

Расходные характеристики гидравлических компенсаторов

Вид компенсатора	$K_{Cj}(K_{\partial p})$	\bar{Q}_{Cj}
Капилляр	$\frac{\pi d_K^4}{128 l_K h_0^3}$	$(1 - \Omega - \bar{p}_{0j})$
Диафрагма с острыми кромками	$\frac{\pi \mu C_d d d_0^2 (1 - \Omega)^{1/2}}{h_0^3 (8 \rho p_c)^{1/2}}$	$(1 - \Omega - \bar{p}_{0j})^{1/2}$
Регулятор расхода	$\frac{\mu K_{pez} (1 - \Omega)}{h_0^3 p_c}$	1
Непосредственное присоединение камер к насосу постоянной производительности	$\frac{\mu K_{нас} (1 - \Omega)}{h_0^3 p_c}$	1



Разработка и исследование шпиндельных узлов для тяжелых токарных станков

Угловая координата главного вектора:

$$\varphi_W = 2\pi\bar{\varphi}_W$$

где $\bar{\varphi}_W$ – безразмерный коэффициент, характеризующий угловое положение вектора равнодействующей,

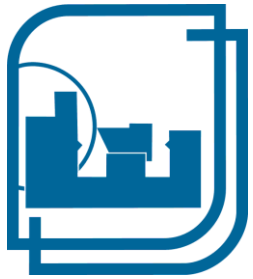
$$\bar{\varphi}_W = \frac{1}{2\pi} \operatorname{arctg} \frac{K_{W_{ГОР}}}{K_{W_{БЕРТ}}}$$

Осевая координата:

$$L = RK_{LW},$$

где K_{LW} – безразмерный коэффициент, характеризующий осевое положение вектора равнодействующей

$$K_{LW} = 4\pi^2 K_W^{-1} \int_0^1 \int_0^D \bar{p}\bar{z} \cos 2\pi(\bar{\varphi} + \bar{\varphi}_o) d\bar{\varphi} d\bar{z}$$



Разработка и исследование шпиндельных узлов для тяжелых токарных станков

Расход смазочного материала

$$Q = \frac{\Delta^3 C}{\mu} K_{Q\sigma_0}$$

Для гидростатических опор:

$$K_{Q\sigma_{0ст}} = K_{Q\sigma_0} / (1 - \Omega)$$
$$Q = \frac{\Delta^3 C}{\mu} K_{Q\sigma_{0ст}}$$

где $K_{Q\sigma_{0ст}} = K_{Q\sigma_0} / (1 - \Omega)$.

Мощность, затрачиваемая на преодоление сил вязкого сдвига

$$N_{тр} = \frac{4\pi^2 \mu U^2}{\Delta} K_{N_{тр}}$$

где $K_{N_{тр}}$ – безразмерный коэффициент, характеризующий затраты мощности на преодоление сил вязкого сдвига



Разработка и исследование шпиндельных узлов для тяжелых токарных станков

Мощность, затрачиваемая на прокачку смазочного материала

$$N_{np} = \frac{\Delta^3}{\mu} \left(\frac{W}{R^2} \right) K_{N_{np}}$$

где $K_{N_{np}}$ – безразмерный коэффициент, характеризующий величину мощности, затрачиваемой на прокачку смазки



Разработка и исследование шпиндельных узлов для тяжелых токарных станков

Жесткость слоя смазочного материала

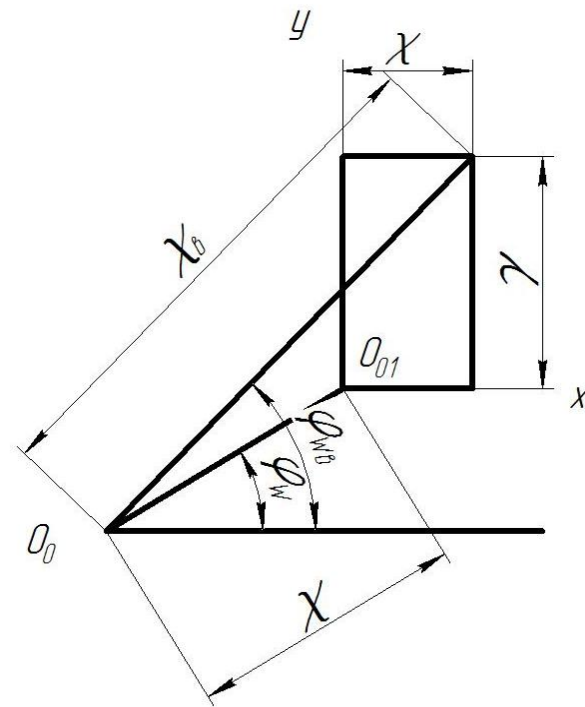
$$J = \frac{p_c R^2}{\Delta} K_J$$

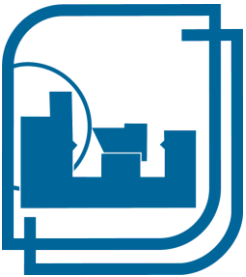
$$J_{xx} = \frac{W}{\Delta} K_{J_{xx}}^*, \text{ или } J_{xx} = \frac{p_c R^2}{\Delta} K_{J_{xx}};$$

$$J_{xy} = \frac{W}{\Delta} K_{J_{xy}}^*, \text{ или } J_{xy} = \frac{p_c R^2}{\Delta} K_{J_{xy}};$$

$$J_{yx} = \frac{W}{\Delta} K_{J_{yx}}^*, \text{ или } J_{yx} = \frac{p_c R^2}{\Delta} K_{J_{yx}};$$

$$J_{yy} = \frac{W}{\Delta} K_{J_{yy}}^*, \text{ или } J_{yy} = \frac{p_c R^2}{\Delta} K_{J_{yy}};$$

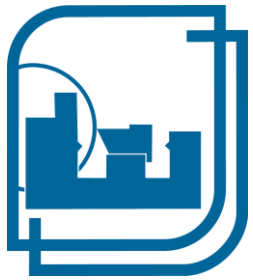




Разработка и исследование шпиндельных узлов для тяжелых токарных станков

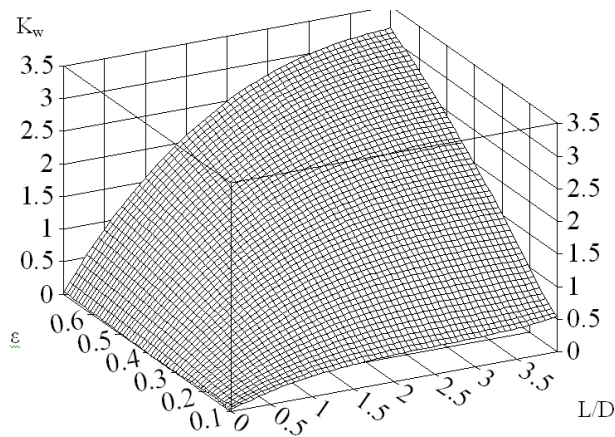
Температура перегрева смазочного материала при прохождении через исследуемую область

$$\Delta t_{cp} = \frac{\mu_{cp}^2 U^2 K_{NTP}}{\Delta^4 C \rho c K_{QR_0}} + \frac{W^2 K_{NTP}}{R^4 C \rho c K_{QR_0}}$$

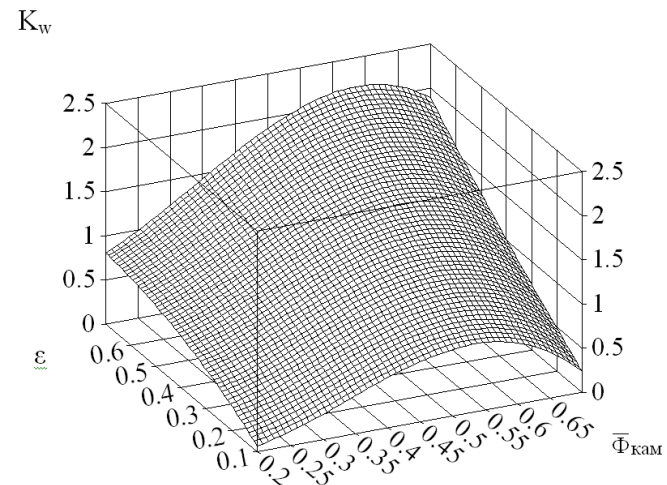


Разработка и исследование шпиндельных узлов для тяжелых токарных станков

Проведены численные параметрические исследования зависимостей эксплуатационных характеристик плоских опорных узлов от параметров



Зависимость K_w от L/D и ε
($n=6$, $\beta=0,5$; капилляр).

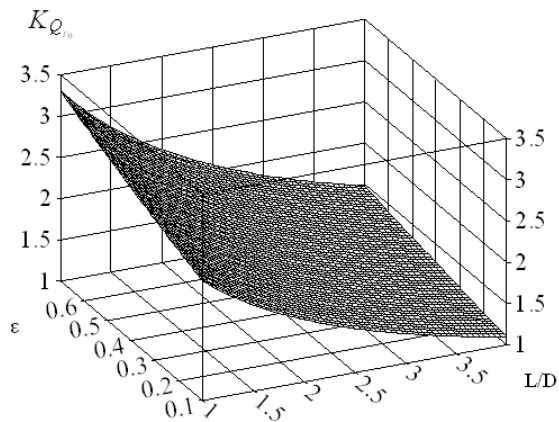


Зависимость K_w от $\bar{\Phi}_{\text{кам}}$ и ε для шестикамерной опоры
($n=6$, $L/D=1$; $\bar{i}_{\text{кам}}=0,7$).

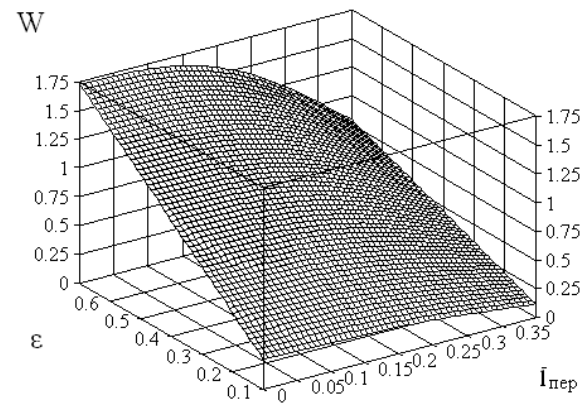


Разработка и исследование шпиндельных узлов для тяжелых токарных станков

Зависимости эксплуатационных характеристик от конструктивных параметров



Зависимость K_Q от L/D и ϵ ($n=6$, $K_{sp}=40$, капилляр).

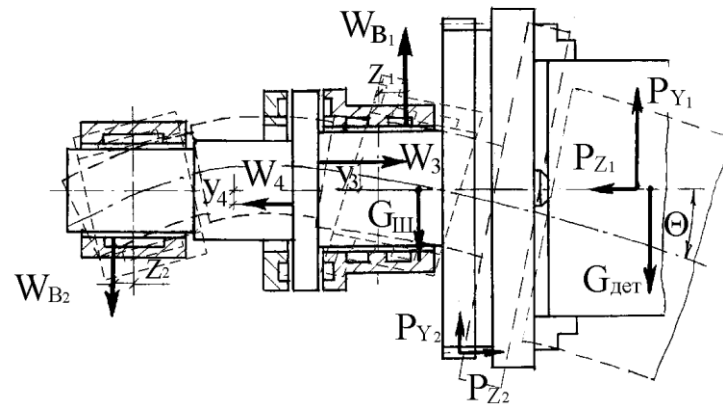
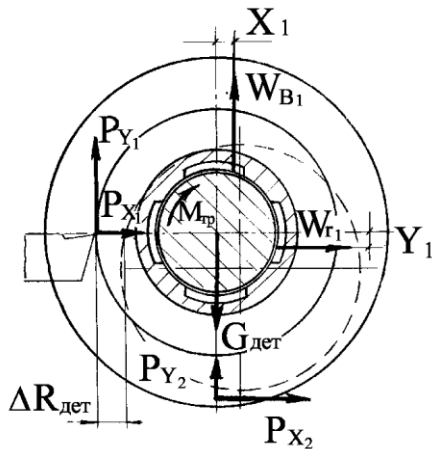


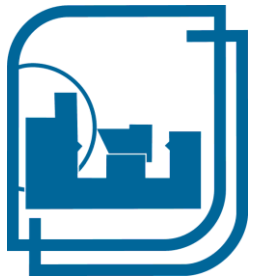
Зависимость K_W от $I_{пер}$ и ϵ .



Разработка и исследование шпиндельных узлов для тяжелых токарных станков

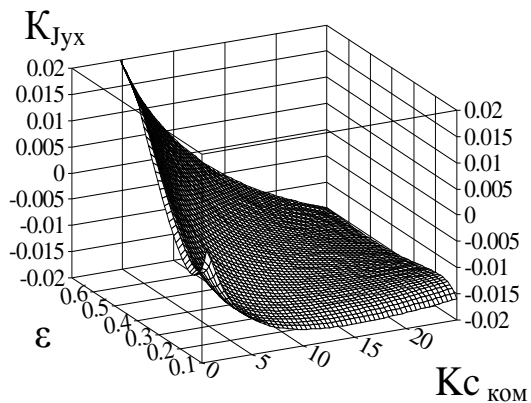
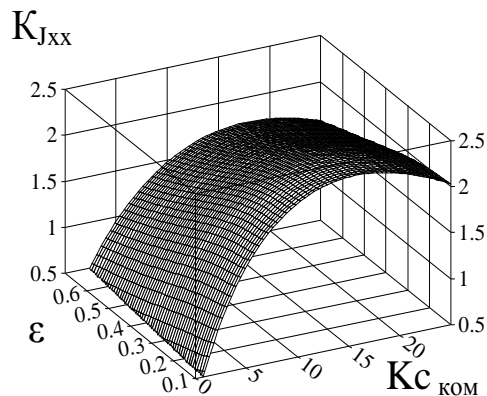
Расчетная схема шпиндельного узла тяжелого токарного станка





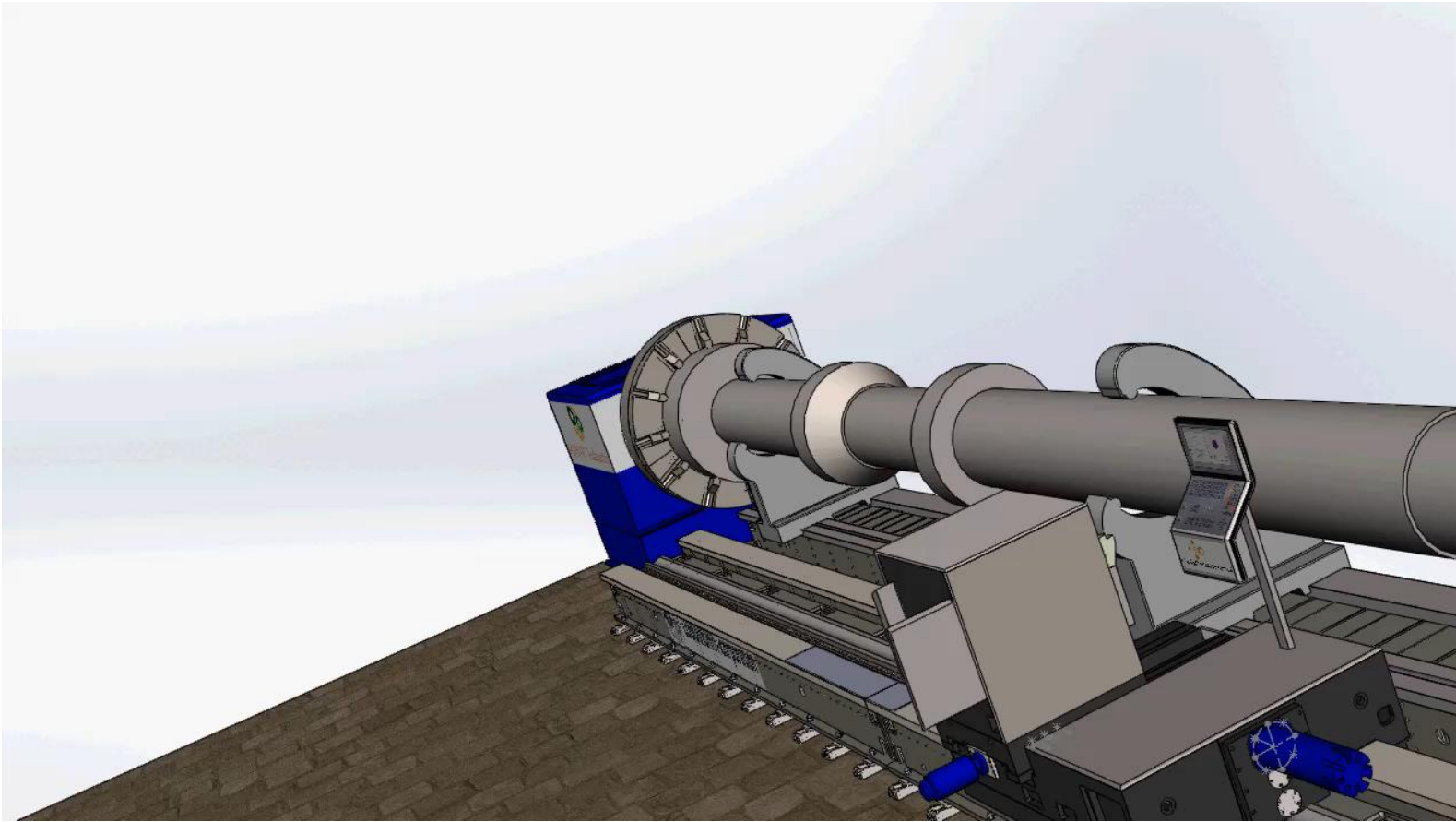
Разработка и исследование шпиндельных узлов для тяжелых токарных станков

Показатели жесткости 4-х камерной цилиндрической шпиндельной опоры





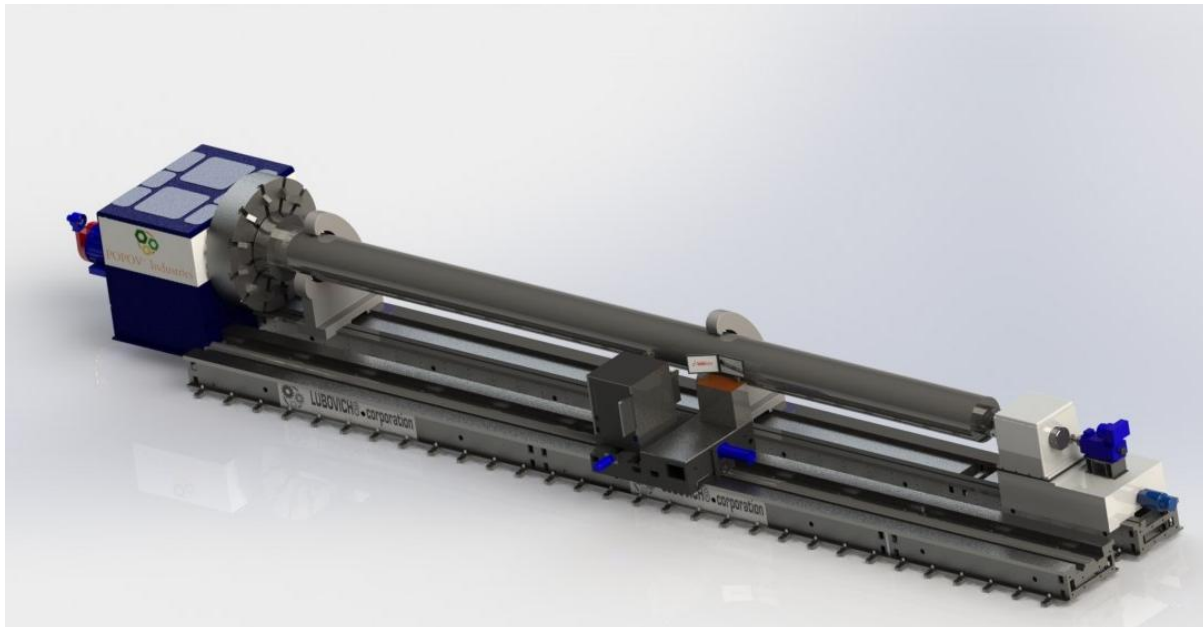
Разработка и исследование шпиндельных узлов для тяжелых токарных станков

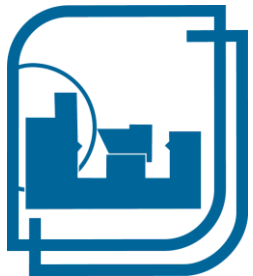




Разработка и исследование шпиндельных узлов для тяжелых токарных станков

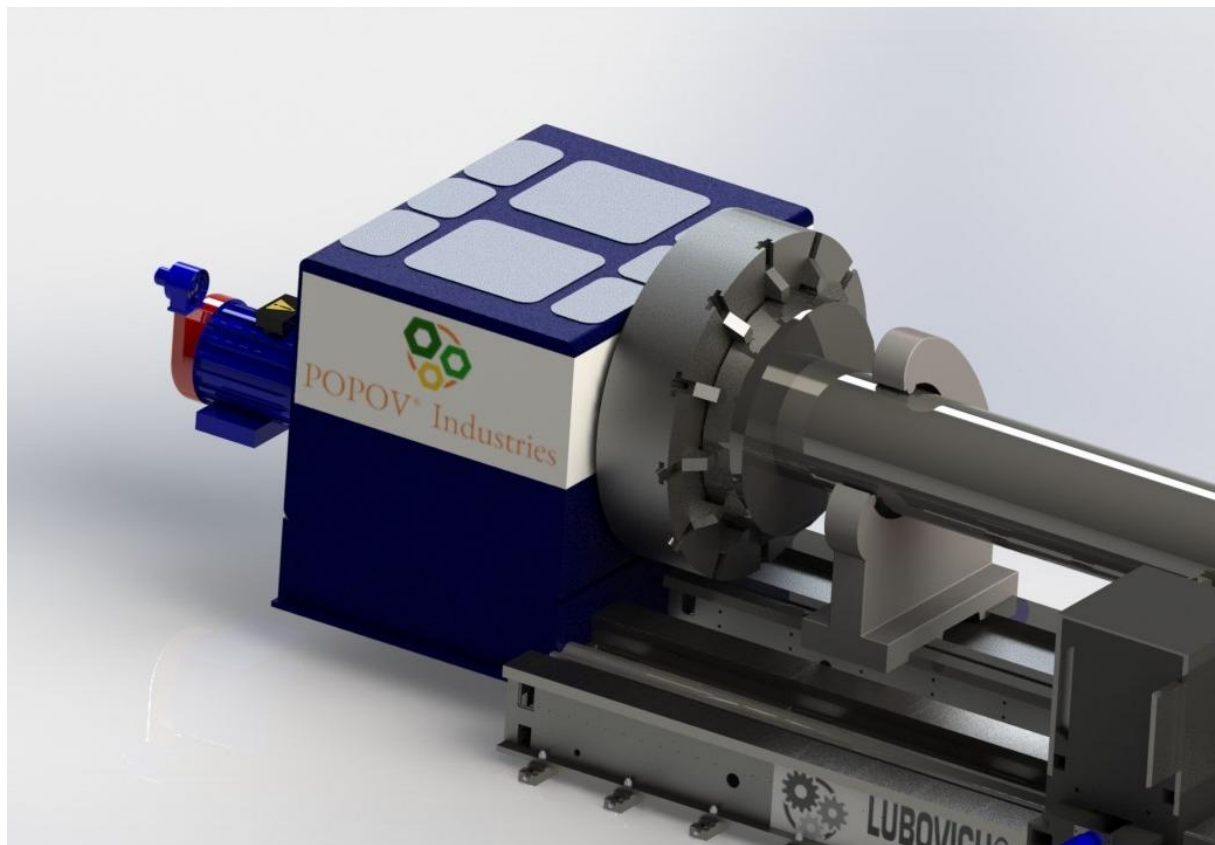
Внешний вид спроектированного станка

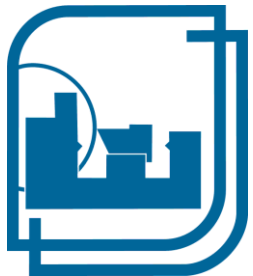




Разработка и исследование шпиндельных узлов для тяжелых токарных станков

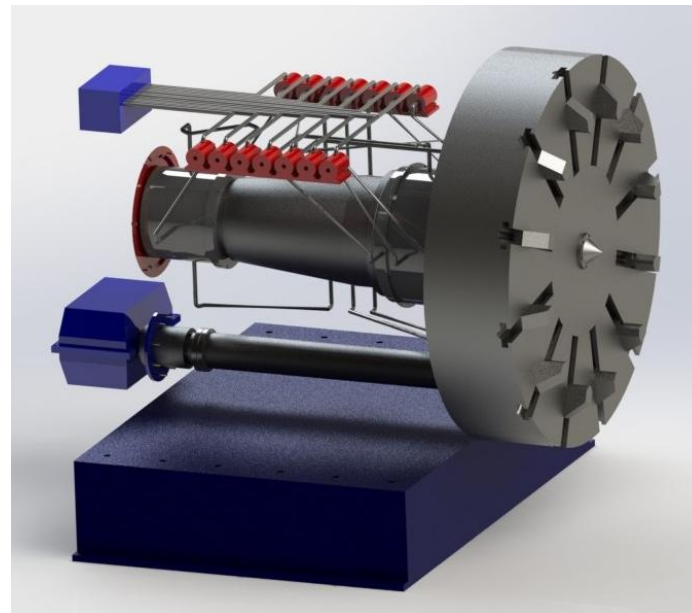
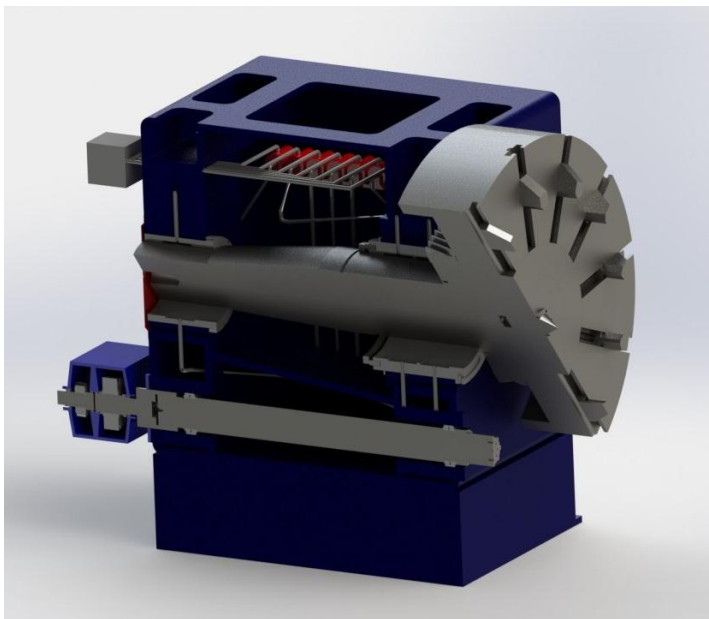
Внешний вид шпиндельного узла

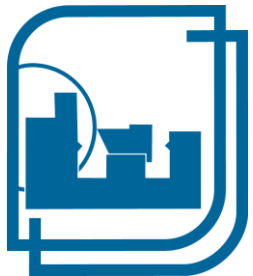




Разработка и исследование шпиндельных узлов для тяжелых токарных станков

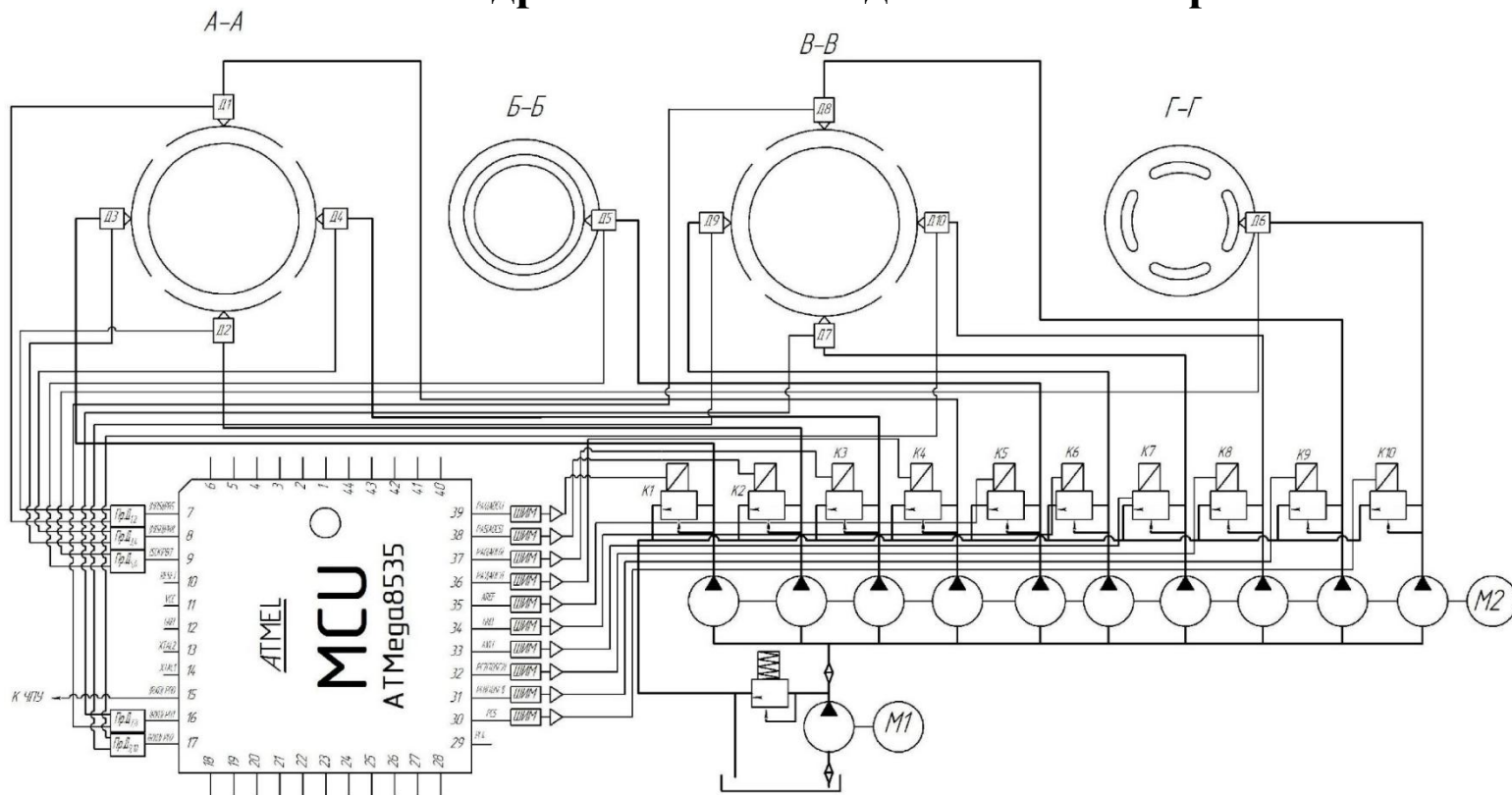
Внешний вид шпиндельного узла

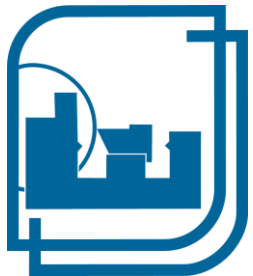




Разработка и исследование шпиндельных узлов для тяжелых токарных станков

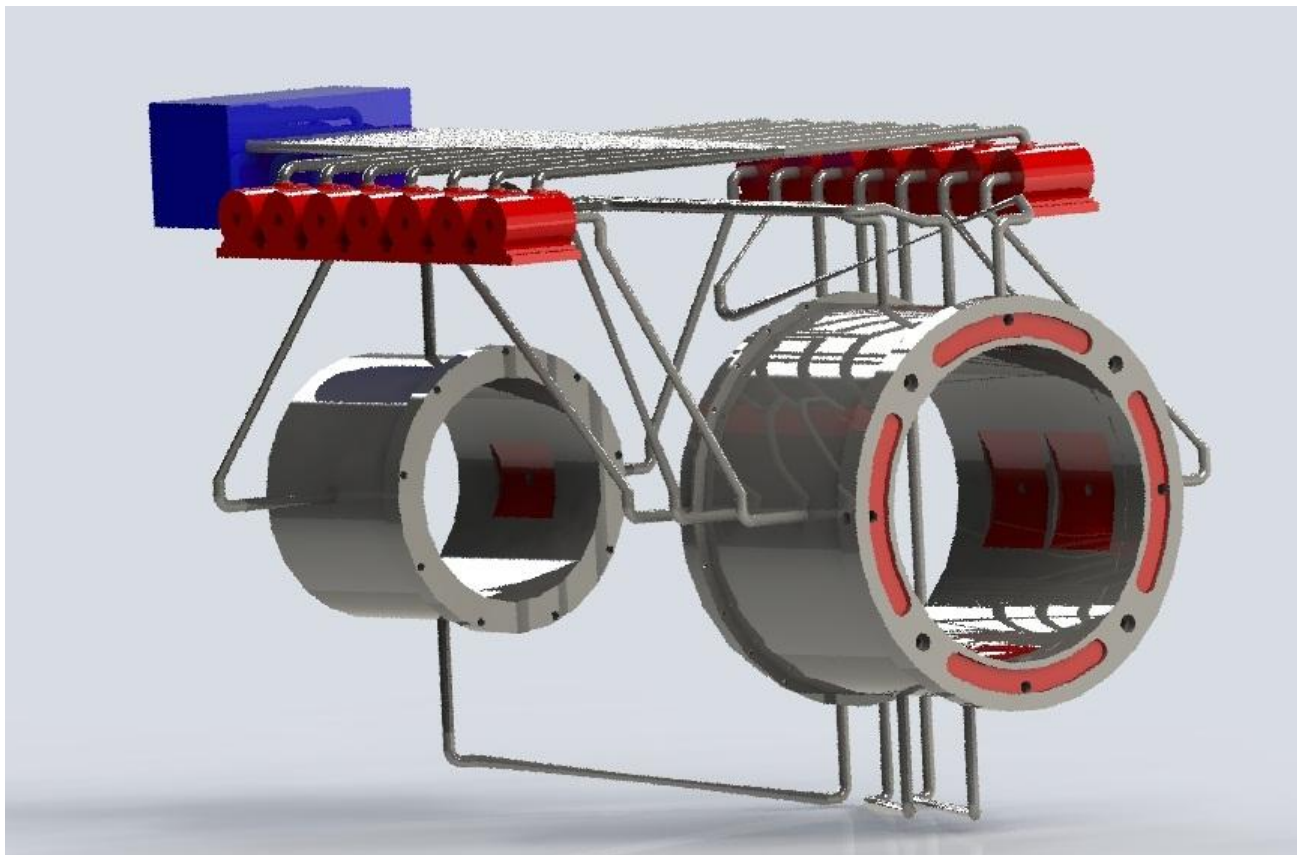
Схема гидростатических адаптивных опор





Разработка и исследование шпиндельных узлов для тяжелых токарных станков

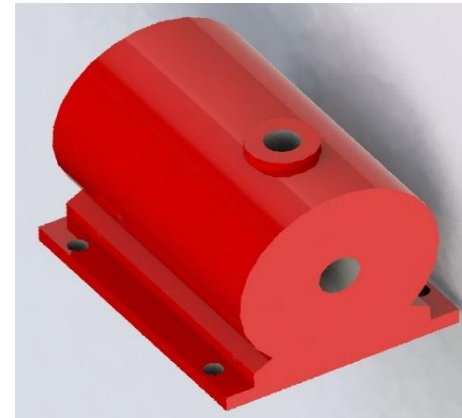
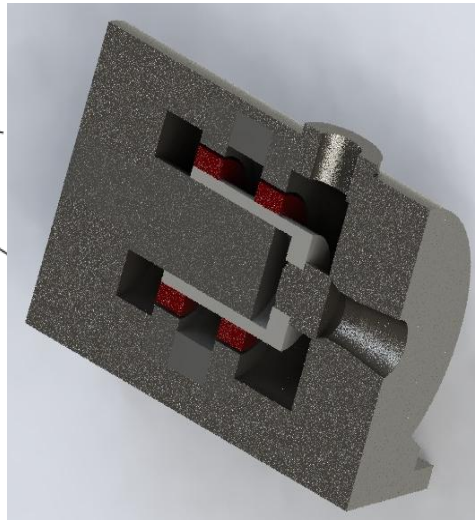
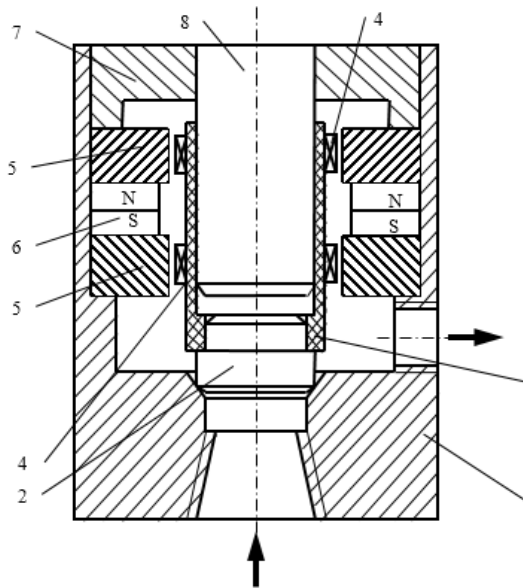
Внешний вид гидростатических опор проектируемого станка





Разработка и исследование шпиндельных узлов для тяжелых токарных станков

Управляемый предохранительный клапан

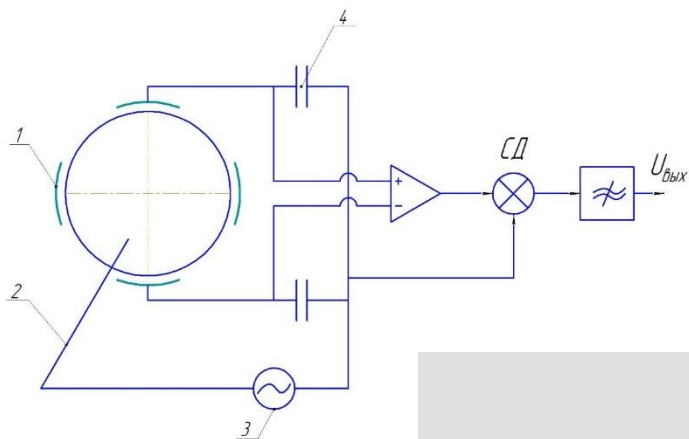




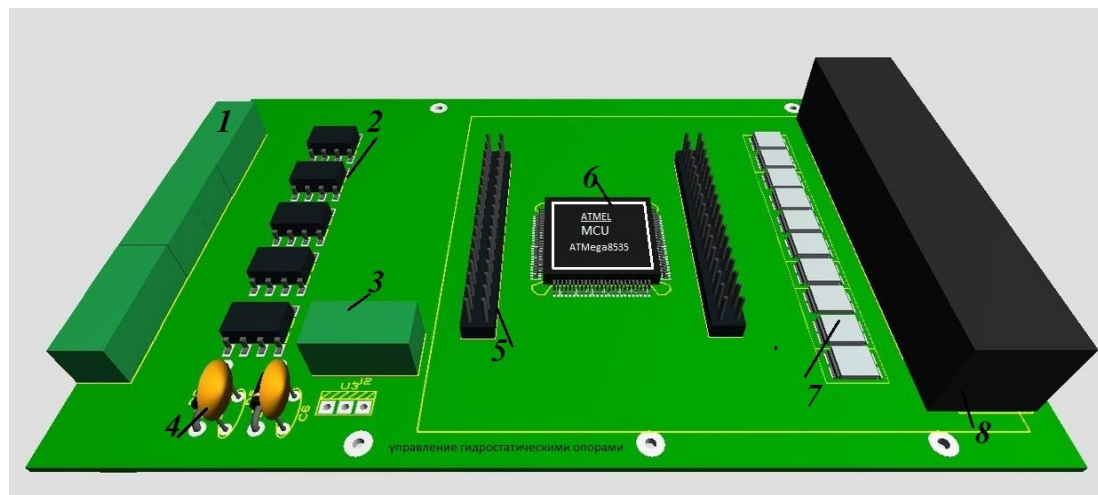
Разработка и исследование шпиндельных узлов для тяжелых токарных станков

Разработка и исследование шпиндельных узлов для тяжелых токарных станков

Схема емкостного преобразователя

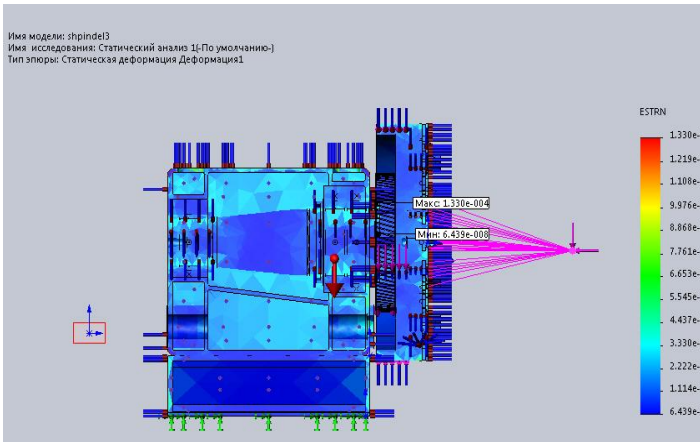


Внешний вид платы управляющей гидростатическими опорами



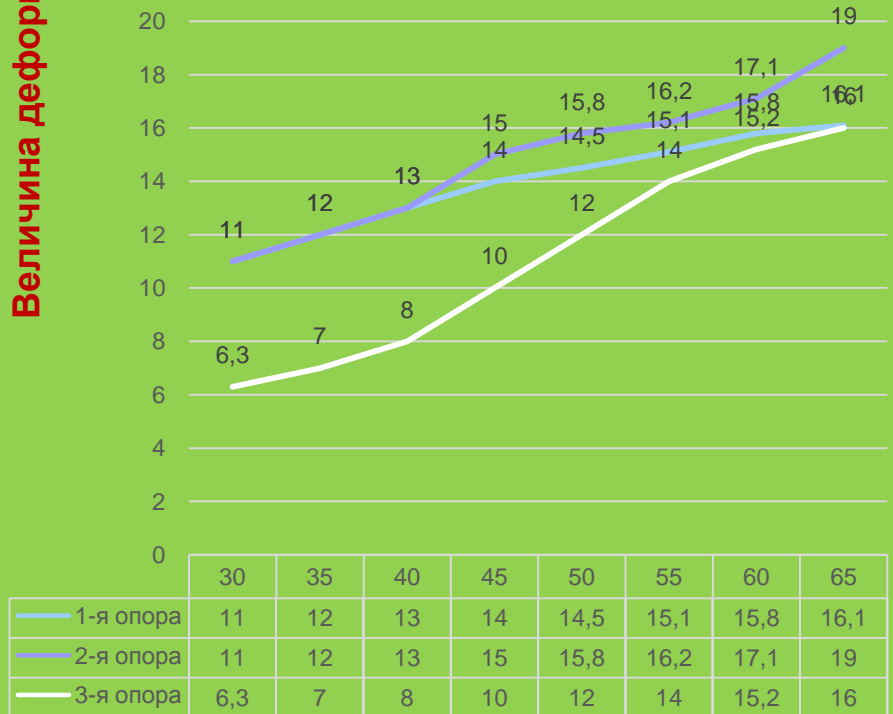


Разработка и исследование шпиндельных узлов для тяжелых токарных станков



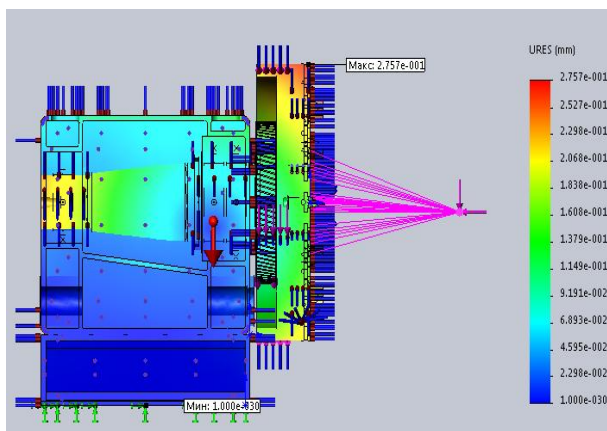
Величина деформации

Зависимость деформации от массы заготовки



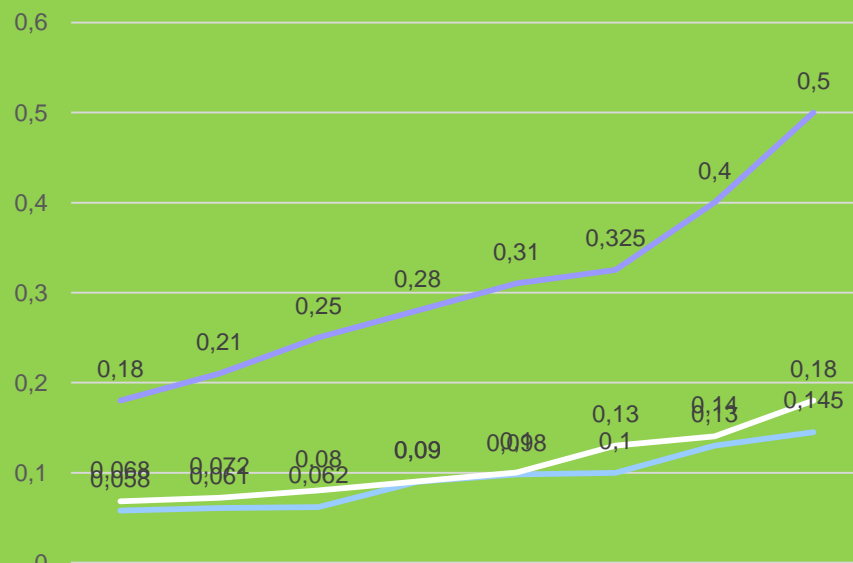
Масса заготовки, т

Разработка опор жидкостного трения тяжелого многоцелевого станка и исследование их характеристик



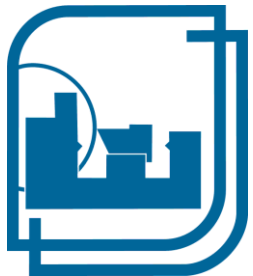
Зависимость перемещения от массы заготовки

Величина перемещения, мм

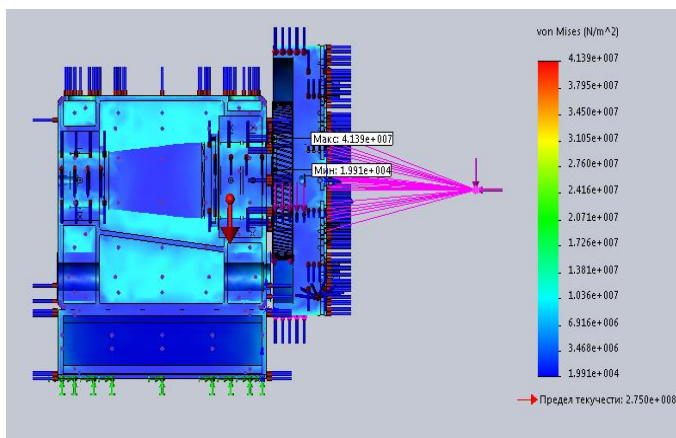


Масса заготовки, т	30	35	40	45	50	55	60	65
1-я опора	0,058	0,061	0,062	0,09	0,098	0,1	0,13	0,145
2-я опора	0,18	0,21	0,25	0,28	0,31	0,325	0,4	0,5
3-я опора	0,068	0,072	0,08	0,09	0,1	0,13	0,14	0,18

Масса заготовки, т

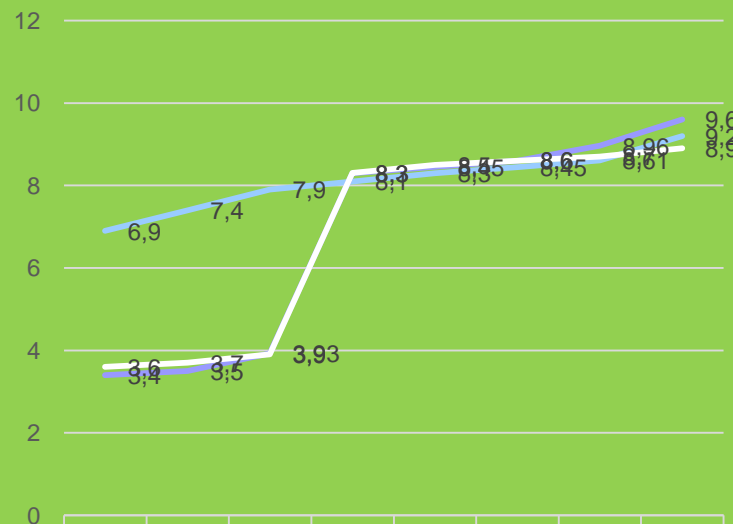


Разработка и исследование шпиндельных узлов для тяжелых токарных станков



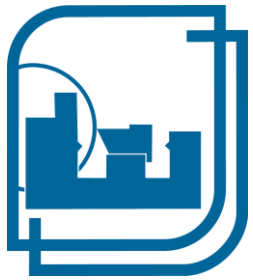
Зависимость напряжения от массы заготовки

Величина напряжения, МПа

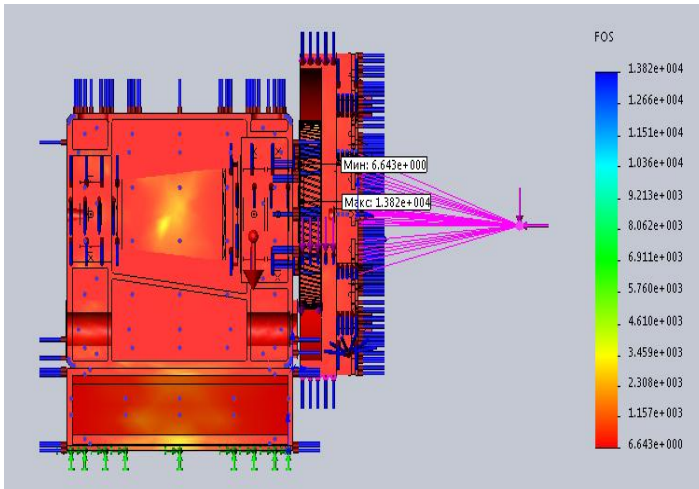


	30	35	40	45	50	55	60	65
1-я опора	6,9	7,4	7,9	8,1	8,3	8,45	8,61	9,2
2-я опора	3,4	3,5	3,93	8,3	8,45	8,6	8,96	9,6
3-я опора	3,6	3,7	3,9	8,3	8,5	8,6	8,7	8,9

Масса заготовки, т



Разработка и исследование шпиндельных узлов для тяжелых токарных станков



Зависимость коэффициента запаса прочности от массы заготовки

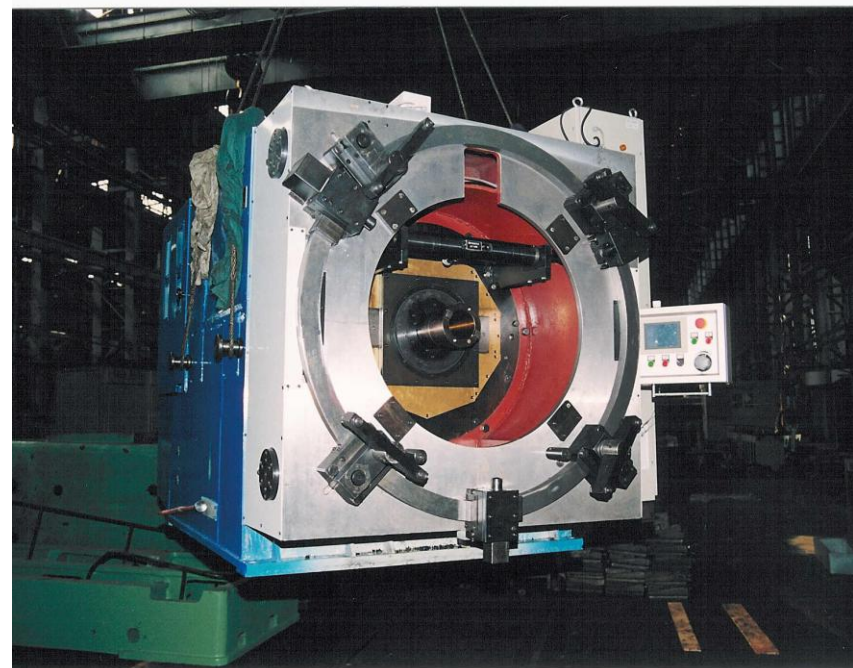
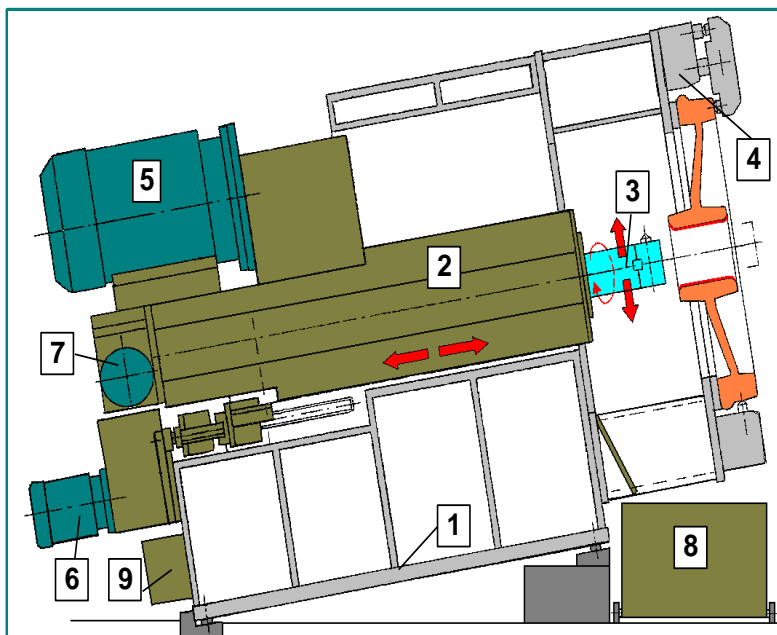
Величина коэффициента запаса прочности



	30	35	40	45	50	55	60	65
1-я опора	4,2	4,15	4,12	4,1	4,08	4,07	4,065	4,03
2-я опора	4,3	4,25	4,23	4,21	4,19	4,17	4,14	4,1
3-я опора	5,1	5,05	5,03	5,01	5,005	5	4,95	4,9

Масса заготовки, т

Разработка и исследование шпиндельных узлов для тяжелых токарных станков

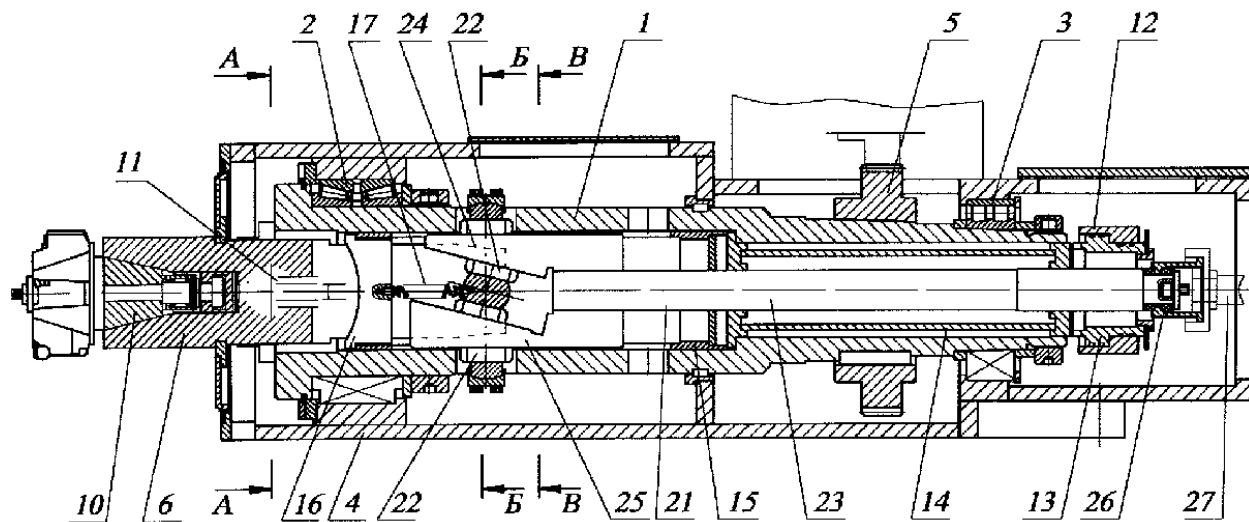


Внешний вид колесо-расточного станка модели КРС279



Разработка и исследование шпиндельных узлов для тяжелых токарных станков

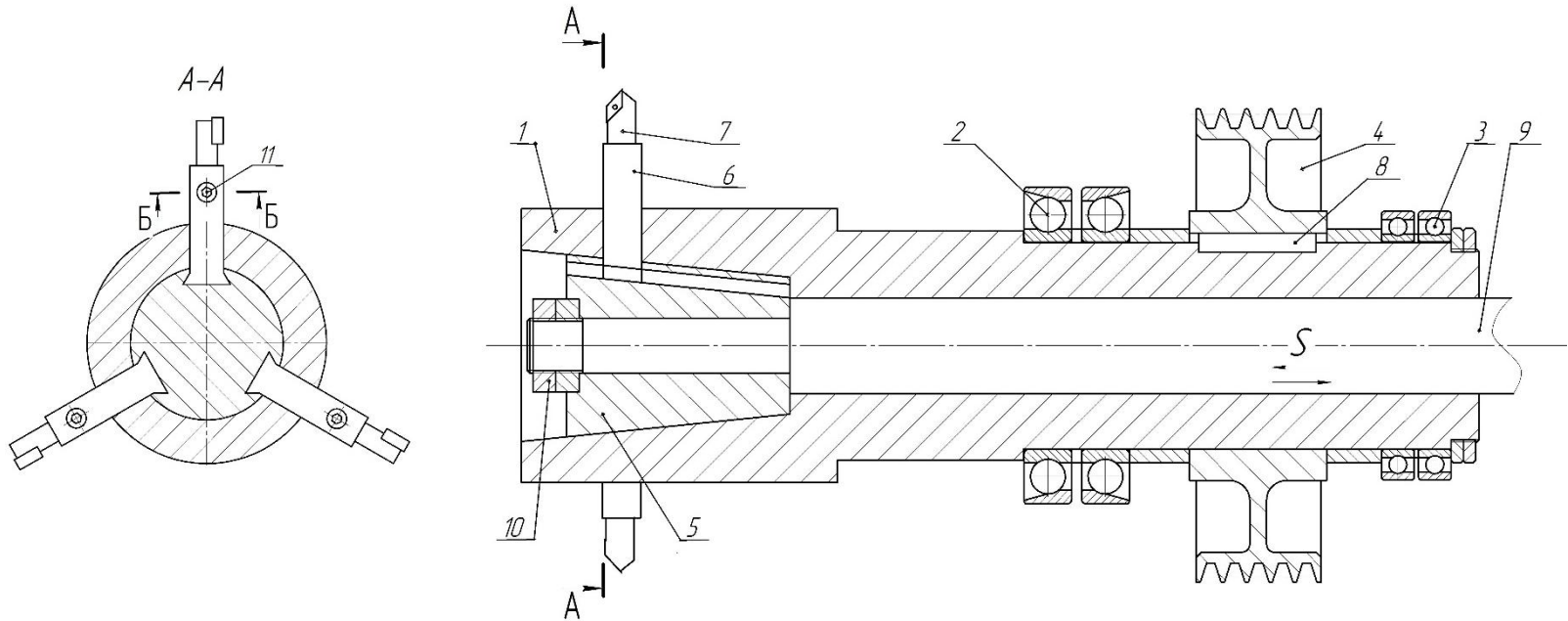
Внешний вид шпиндельного устройства станка модели КРС279

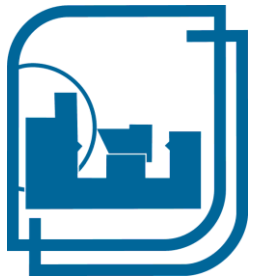




Разработка и исследование шпиндельных узлов для тяжелых токарных станков

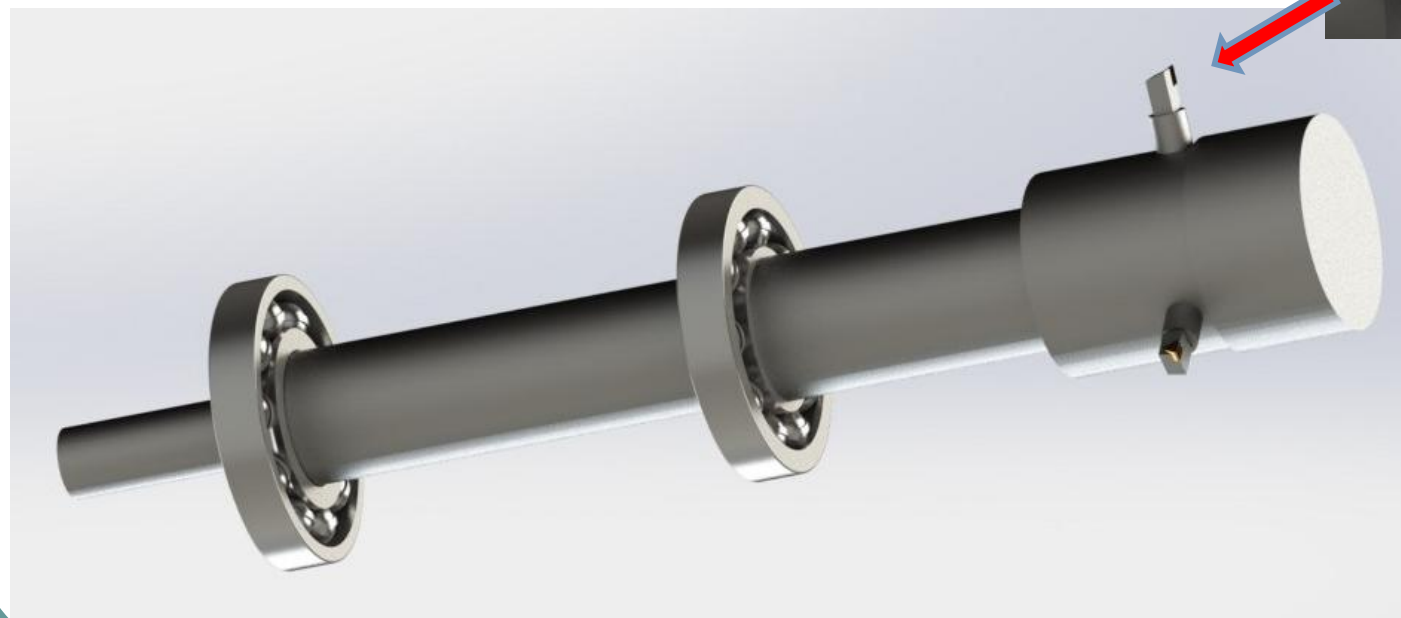
Предложенный вариант шпиндельного устройства





Разработка и исследование шпиндельных узлов для тяжелых токарных станков

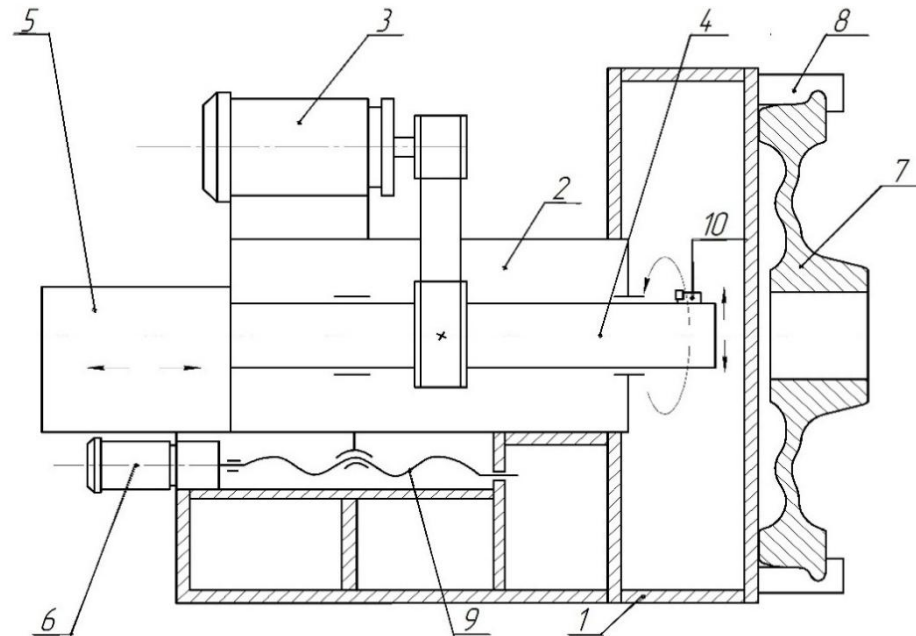
Внешний вид шпиндельного устройства

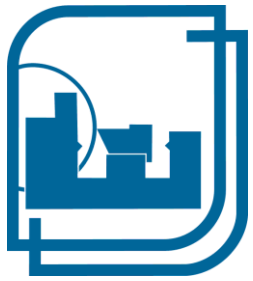




Разработка и исследование шпиндельных узлов для тяжелых токарных станков

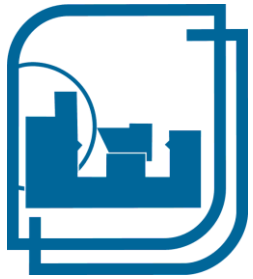
Предложенный вариант колесо-расточного станка





Разработка и исследование шпиндельных узлов для тяжелых токарных станков





**Разработка и исследование шпиндельных узлов для
тяжелых токарных станков**

Благодарю за внимание