

УДК 621.9

**В.Д. Ковалев, профессор, д-р техн.наук,**

**Я.С. Антоненко, ассистент**

*Донбасская государственная машиностроительная академия,*

*ул. Шкадинова, 72, г. Краматорск, Украина 84300*

*msi@dgma.donetsk.ua*

## **ИССЛЕДОВАНИЕ ЖЕСТКОСТИ СТАНИН ТЯЖЕЛЫХ ТОКАРНЫХ СТАНИН**

*В работе проанализированы результаты натурных испытаний литой станины и результаты моделирования станины сварной конструкции. Рассчитаны граничные значения распределенных нагрузок силовых воздействий на станину. Наиболее точным методом расчета и моделирования несущих систем является метод трехмерного моделирования, основанный на методе конечных элементов.*

**Ключевые слова:** *точность, тяжелый станок, несущая система, моделирование, сварная станина.*

Точность – один из важнейших показателей качества машин, существенно влияющий на все критерии работоспособности их механизмов, а следовательно, и на выходные показатели машин. Точность деталей и механизмов по условию их удовлетворительной работы должна обеспечивать точное положение и движение звеньев, ограничение динамических нагрузок, концентрации нагрузок и напряжений, оптимальные зазоры и натяги в сопряжениях и др. [1]. Одним из критериев, оказывающих основное влияние на точность и производительность, является жесткость. Жесткость выступает и как критерий качества, и как критерий расчета размеров несущей системы станков. Несущие системы станков должны обеспечивать и сохранять в течение требуемого срока службы правильное расположение и возможность точных и плавных взаимных перемещений инструмента и изделий вхолостую и при резании. Для обеспечения этих требований конструирование станин и корпусных деталей в настоящее время подчиняется критериям жесткости деталей и износостойкости направляющих, а также условиям технологичности. Влияние жесткости станин и корпусных деталей на работу механизмов станка определяется перераспределением давлений в сопряжениях и нарушением условий правильного контакта в результате упругих деформаций элементов системы.

**Целью данной статьи** является оптимизация и рационализация конструкции станин, как основного элемента несущей системы тяжелого токарного станка, для снижения металлоемкости с сохранением жесткости и прочности.

Требования к металлорежущим станкам постоянно растут при необходимости снижения металлоемкости, поэтому вопрос оптимизации и рационализации конструкции несущих систем является актуальным. Наиболее точным методом расчета и моделирования несущих систем является метод трехмерного моделирования, основанный на методе конечных элементов. Так как корпусные детали имеют весьма сложную конструктивную форму и находятся под действием пространственной нагрузки, проводятся приближенные расчеты [2]. В этих расчетах, силовые факторы, действующие на корпусные детали, рассматриваются как сосредоточенные, приложенные в одном сечении. Точность приближенных расчетов оценивается сравнением результатов расчетов и экспериментов на реальных станках аналогичных конструкций при статическом нагружении, соответствующем нагружению при резании. Результаты разработанного и проверенного на моделях расчета упрощенных систем распространяются на реальные конструкции – принимается, что элементы правильной формы, образующие упрощенную систему, имеют те же геометрические характеристики сечений, что и соответствующие элементы реальных систем. Возможность такого распространения проверена сравнением результатов расчетов и экспериментов над реальными конструкциями при схемах нагружения, по возможности более точно соответствующих принятым при расчете.

Для определения оптимальной конструкции станины тяжелого токарного станка грузоподъемностью 100 т, был проведен сравнительный анализ результатов компьютерного моделирования станины сварной и литой конструкции и натурных испытаний станины тяжелого токарного станка.

Испытания были произведены в лаборатории на ПАО «Краматорский завод тяжелого станкостроения» на секции станины натурных размеров. Испытание и моделирование производилось для определения прогиба станины при ее нагружении. Станина станка 1А665 литой конструкции была свободно установлена на четыре крайних (по два с каждого края) башмаках. Для обжатия стыков в опорах первоначально на станину был установлен и снят груз массой 7,2 тонны. Дальнейшее нагружение производилось грузом массой 3,1 тонны. Профиль зеркала станины записывался на осциллограмму прибором контроля прямолинейности ПКП-1 М.

Кривые результатов моделирования и результатов натуральных испытаний показали (рисунок 1), что деформации станины имеет одинаковый характер, расхождение максимальных деформаций составляет 6,25%.

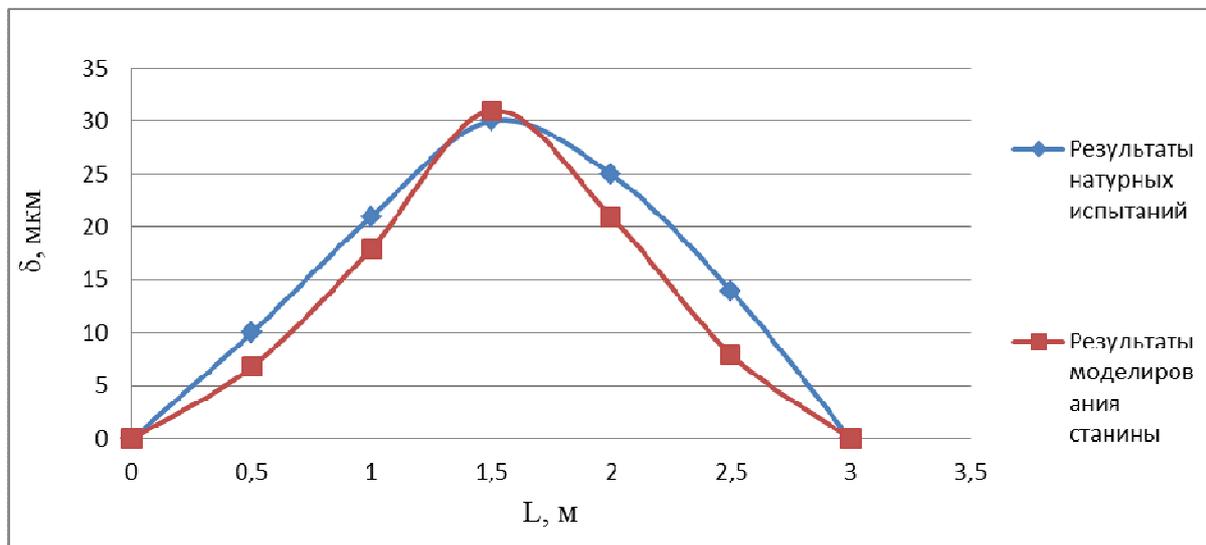


Рисунок 1 – Сравнение результатов натуральных испытаний и компьютерного моделирования

На основании анализа результатов натуральных испытаний и результатов моделирования сварной станины можно сделать выводы о том, что сварная станина обладает более высокой жесткостью, т.к. испытывает деформацию в 1,4 раза меньшую, чем литая станина при одинаковой силе нагружения. Твердотельная модель станины была выполнена в пакете SolidWorks. Исследование силовых воздействий на станину суппорта и станину изделия рассматривали отдельно из-за многократного увеличения размера объекта, как линейного так и массового, поэтому для обобщения модели пришлось значительно упростить расчет параметров твердотельной модели. С помощью инструментов пакета CosmosWorks было произведено моделирование силовых деформаций методом конечных элементов. На станину изделия и станину суппортов были наложены силовые воздействия согласно предварительно рассчитанным граничным значениям распределенных нагрузок.

Определение нагрузок действующих на станину.

Входные данные для расчета.

Наибольший диаметр обрабатываемой поверхности  $D_{обр} = 2500 \text{ мм}$

Расстояние между центрами  $R_{мц} = 12500 \text{ мм}$

Усилие резания  $P_z = 200 \text{ кН}$

Максимальная масса устанавливаемой заготовки  $M = 100 \text{ т}$ .

Расчет граничных значений распределенных нагрузок, которые действуют на станину изделия.

Определим давление на опорной поверхности от вертикальных сил, приведенных к центру тяжести задней бабки.

$$q_0 = \frac{P + G - P_z}{l_1 \cdot 2b} = \frac{500 + 100 - 200}{2 \cdot 2,4 \cdot 0,32} = 260 \text{ кН} / \text{м}^2.$$

Определим давление на опорной поверхности от приведенного к центру тяжести момента от вертикальных сил, действующих на заднюю бабку.

$$\frac{2 \cdot b \cdot q'_1 \cdot l_1}{4} \cdot \frac{2l_1}{3} = (P - P_z) \cdot \left( l_0 + \frac{l_1}{2} \right),$$

откуда,

$$q'_1 = \frac{3 \cdot (P - P_z) \cdot \left( l_0 + \frac{l_1}{2} \right)}{b \cdot l_1^2} = \frac{3 \cdot 300 \cdot 1,4}{0,32 \cdot 2,4^2} = 684 \text{ кН} / \text{м}^2.$$

Определим давление от силы  $P_y$  на опоры:

$$q'_2 = \pm \frac{P_y \cdot 1,3}{b_2 \cdot 0,86} = \pm \frac{60 \cdot 1,3}{0,32 \cdot 0,86} = 283 \text{ кН} / \text{м}^2$$

Для полки 1:  $q_1 = q_0 + q'_1 + q'_2 = 684 + 283 + 260 = 1277 \text{кН} / \text{м}^2$  ;

$$q_2 = q_0 - q'_1 + q'_2 = 260 - 684 + 283 = -141 \text{кН} / \text{м}^2 .$$

Для полки 2:  $q_1 = q_0 + q'_1 - q'_2 = 260 + 684 - 283 = 661 \text{кН} / \text{м}^2$  ;

$$q_1 = q_0 + q'_1 - q'_2 = 260 + 684 - 283 = 661 \text{кН} / \text{м}^2 ;$$

$$q_2 = q_0 - q'_1 - q'_2 = 260 - 684 - 283 = -707 \text{кН} / \text{м}^2 .$$

Определим давление на боковые поверхности полок станины от силы  $P_y$  .

Определяем давление от силы  $P_y$  , приведенной к центру тяжести задней бабки.

$$q_0 = \frac{P_y}{b_1 \cdot l_1} = \frac{60}{0,08 \cdot 2,4} = 312,5 \text{кН} / \text{м}^2 .$$

Определим давление от приведенной к центру тяжести задней бабки момента от силы  $P_x$

$$\frac{q'_1 \cdot b_1 \cdot l_1}{4} \cdot \frac{2l_1}{3} = P_x \left( l_0 + \frac{l_1}{2} \right) .$$

Откуда

$$q'_1 = \frac{6P_x \left( l_0 + \frac{l_1}{2} \right)}{b_1 \cdot l_1^2} = \frac{6 \cdot 60 \cdot 1,4}{0,08 \cdot 2,4^2} = 1094 \text{кН} / \text{м}^2 .$$

Определим граничные значения давления на боковые поверхности полок:

$$q_1 = q_0 + q'_1 = 312,5 + 1094 = 1406,5 \text{кН} / \text{м}^2 ;$$

$$q_2 = q_0 - q'_1 = 312,5 - 1094 = -718,5 \text{кН} / \text{м}^2 .$$

Расчет граничных значений распределенных нагрузок, которые действуют на станину суппортов.

Аналогичный расчет произведем для станины суппортов. Определим давление от всех вертикальных сил приведенных в центр тяжести суппортов:

$$q_0 = \frac{G + P_z}{l_1 \cdot 2b} = \frac{100 + 200}{2 \cdot 2,4 \cdot 0,32} = 195 \text{кН} / \text{м}^2 .$$

Определим давление от приведенного к центру суммарного момента от силы  $P_z$  :

$$q'_1 = \pm \frac{P_z \cdot \left( 1,2 \cdot \frac{1,03}{2} \right)}{b \cdot l_1 \cdot 1,03} = \pm \frac{200 \cdot (1,2 \cdot 0,515)}{0,32 \cdot 2,4 \cdot 1,03} = 434 \text{кН} / \text{м}^2 .$$

Определим давление от приведенного к центру суппорта момента от силы  $P_y$  :

$$q'_2 = \pm \frac{P_y \cdot 1,3}{b \cdot l_1 \cdot 1,03} = \pm \frac{60 \cdot 1,3}{0,32 \cdot 2,4 \cdot 1,03} = 99 \text{кН} / \text{м}^2 .$$

Определим давление от приведенного к центру тяжести суппорта момента от силы  $P_x$  :

$$q'_3 = \pm \frac{P_x \cdot 1,3}{b \cdot l_1 \cdot \frac{l_1}{3}} = \pm \frac{3 \cdot 60 \cdot 1,3}{0,32 \cdot 2,4^2} = 127 \text{кН} / \text{м}^2 .$$

Определим граничные давления на полки станины суппортов

Для полки 1:  $q_1 = q_0 + q'_1 - q'_2 - q'_3 = 195 + 434 - 99 - 127 = 403 \text{кН} / \text{м}^2$  ;

$$q_2 = q_0 + q'_1 - q'_2 + q'_3 = 195 + 434 - 99 + 127 = 657 \text{кН} / \text{м}^2 .$$

Для полки 2:  $q_1 = q_0 - q'_1 + q'_2 + q'_3 = 195 - 434 + 99 - 127 = -140 \text{кН} / \text{м}^2$  .

$$q_2 = q_0 - q'_1 + q'_2 + q'_3 = 195 - 434 + 99 + 127 = -13 \text{кН} / \text{м}^2 .$$

Определим давление на боковой поверхности от данных сил.

От силы  $P_y$  на боковую поверхность полок станины суппорта будет действовать давление

$$q_0 = \frac{P_y}{b_1 \cdot l_1} = \frac{60}{0,08 \cdot 2,4} = 312,5 \text{кН} / \text{м}^2 .$$

От момента силы  $P_x$  приведенного к центру тяжести суппорта будет действовать давление равное

$$P_x \left( 1,2 + \frac{1,03}{2} \right) = q'_1 \cdot \frac{b_1 l_1}{4} \cdot \frac{2l_1}{3} .$$

Откуда, 
$$q'_1 = \frac{6P_x \left(1,2 + \frac{1,03}{2}\right)}{b_1 \cdot l_1^2} = \frac{6 \cdot 60 \left(1,2 + \frac{1,03}{2}\right)}{0,08 \cdot 2,4^2} = 670 \text{ кН} / \text{м}^2.$$

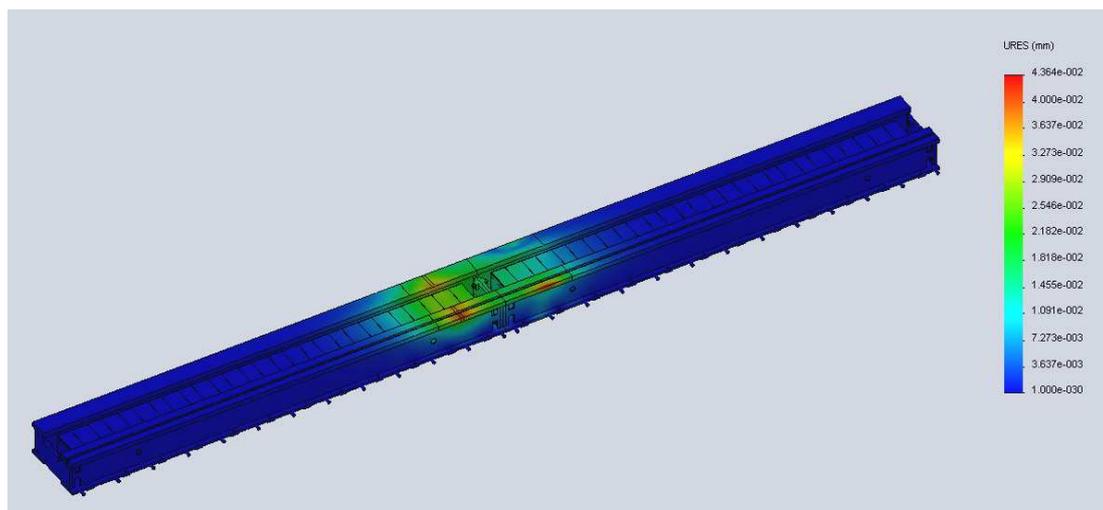
Определим граничные значения давления на боковых поверхностях полок станины суппорта:

$$q_1 = q_0 - q' = 312,5 - 670 = -375,5 \text{ кН} / \text{м}^2;$$

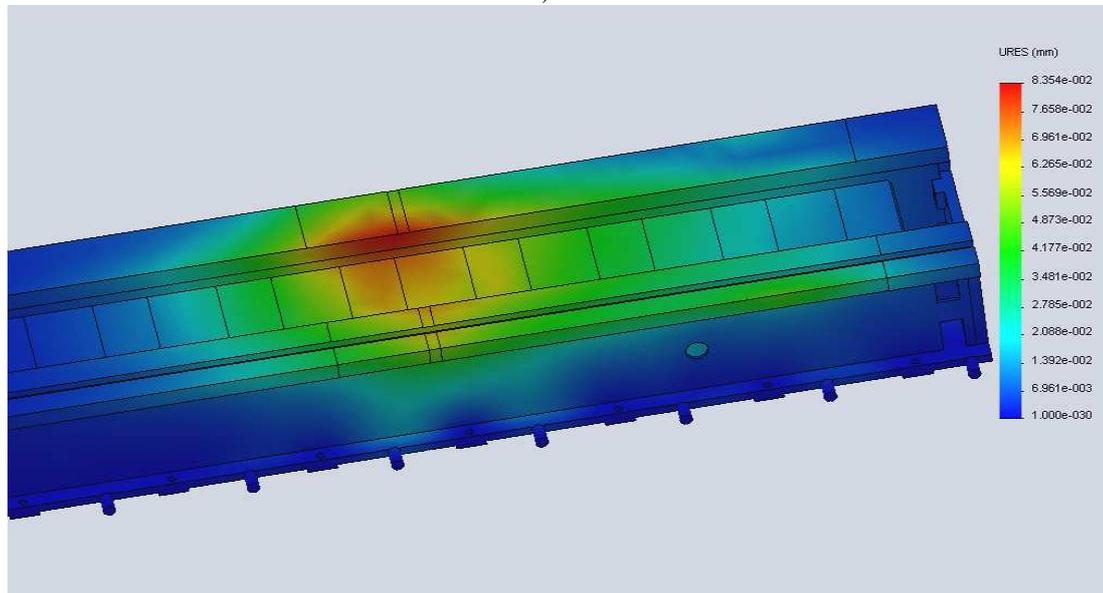
$$q_2 = q_0 + q' = 312,5 + 670 = 982,5 \text{ кН} / \text{м}^2.$$

Исследование жесткости станины изделия.

Нагружение станины изделия проводилось в двух местах: на стыках двух секций и на расстоянии 400 мм от края секции.



а)



б)

Рисунок 2 – Эпюра результирующих перемещений: а) при нагружении станины на стыке двух секций, б) при нагружении станины на расстоянии 400 мм от края секции

Как видно из рисунка 2 максимальное результирующее перемещение от действия приложенных сил на стыке двух секций составляет 43 мкм, а при нагружении станины изделия на расстоянии 400 мм от края секции максимальное результирующее перемещение составляет 83 мкм. Полученные результаты являются для данного класса станков удовлетворительными.

**Исследование жесткости станины суппортов.**

Нагружение станины суппортов проводилось в двух местах: на стыках двух секций и на расстоянии 1200 мм от края секции.

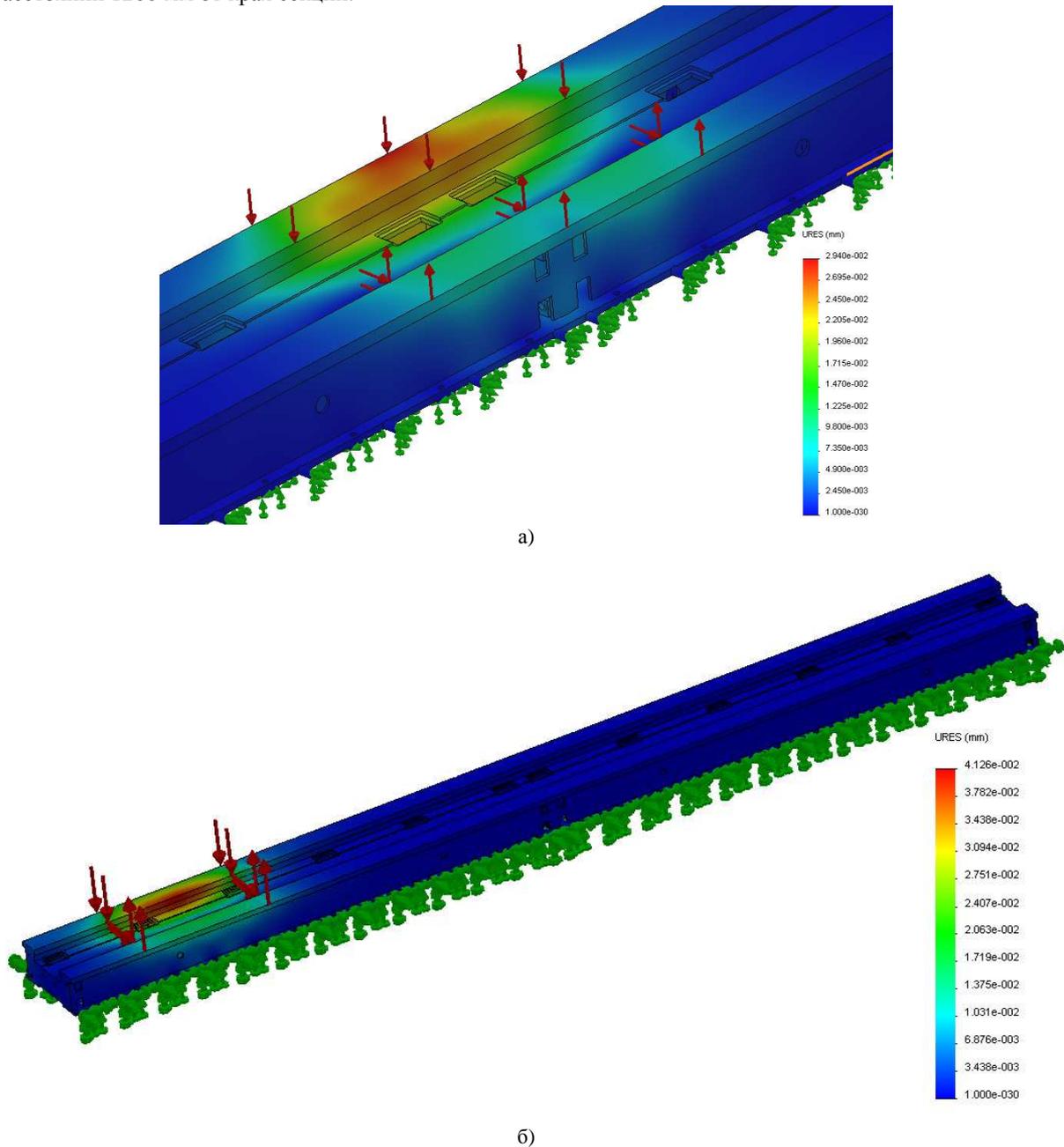


Рисунок 3 – Эпюра результирующих перемещений: а) при нагружении станины на стыке двух секций, б) при нагружении станины на расстоянии 1200 мм от края секции

Как видно из рисунка 3 максимальное результирующее перемещение от действия приложенных сил при нагружении станины на стыке двух секций составляет 29 мкм, при нагружении станины на расстоянии 1200 мм от края секции составляет 41 мкм. Полученные результаты являются для данного класса станков удовлетворительными.

**Выводы.**

1. Разработаны методы твердотельного моделирования несущих систем, позволяющие с высокой точностью прогнозировать напряженно-деформированное состояние станин, что подтверждено натурными испытаниями.

2. Станины сварной конструкции обладают меньшей металлоемкостью, по сравнению с литыми, при тех же показателях жесткости и прочности, хотя уступают в виброустойчивости.

3. Разработан метод компоновки станин тяжелых токарных станков с системой сил и распределенных нагрузок, которые действуют на станок в процессе его работы, с обеспечением минимальных отклонений базовых поверхностей и возможностью восприятия повышенных нагрузок от массы заготовки и сил резания.

**Библиографический список использованной литературы**

1. Решетов Д.Н. Точность металлорежущих станков / Д.Н. Решетов, В.Т. Портман. — М.: Машиностроение, 1986. — 336 с.
2. Каминская В.В. Станины и корпусные детали металлорежущих станков / В.В. Каминская, З.М. Левина, Д.Н. Решетов. — М.: Машгиз, 1960. — 365 с.
3. Проников А.С. Программный метод испытания металлорежущих станков. / А.С. Проников. — М.: Машиностроение, 1985. — 288 с.
4. Атапин В.Г. Оценка параметров несущих конструкций тяжелого многоцелевого станка на этапе проектирования. / Атапин В.Г. // Вестник машиностроения. — 2007. — С. 61 – 64.

*Поступила в редакцию 28.03.2013 г.*

**Ковальов В.Д., Антоненко Я.С. Дослідження жорсткості станин важких токарних верстатів**

У роботі проаналізовано результати натурних випробувань литої станини і результати моделювання станини зварної конструкції. Розраховані граничні значення розподілених навантажень силових впливів на станину. Найбільш точним методом розрахунку і моделювання несучих систем є метод тривимірного моделювання, заснований на методі кінцевих елементів.

**Ключові слова:** точність, важкий верстат, несуча система, моделювання, станина.

**Kovalov V.D., Antonenko Ya.S. Study of rigidity of bed of heavy lathes**

This paper analyzes the results of the field tests of cast frame and the results of modeling the welded type frame. Boundary values of distributed loads of force effects on the frame are calculated. The most accurate method of calculation and simulation of support systems is the three-dimensional modeling based on the finite element method.

**Keywords:** precision, heavy machine tool, support system, modeling, frame.