

Список литературы: 1. Папшев Д.Д. Технологические методы повышения надежности и долговечности деталей машин поверхностным упрочнением. – Куйбышев, 1983. 2. Белевский Л.С. Пластическое деформирование поверхностного слоя и формирование покрытия при нанесении гибким инструментом. – Магнитогорск: Лицей РАН, 1996.- 231 с. 3. Анцупов В.П. Теория и практика плакирования изделий гибким инструментом. – Магнитогорск: МГТУ, 1999. - 242 с. 4. Леванцевич М.А., Максимченко Н.Н., Зольников В.Г. Повышение эксплуатационных свойств трибосопряжений нанесением покрытий металлическими щетками // Весці НАН Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук. - 2005. - № 1. - С. 67-72.

Сдано в редакцию 10.05.06
Рекомендовано д.т.н., проф. Тока А.

АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИЙ СТАНИН ТОКАРНЫХ И ТОКАРНО-ДАВИЛЬНЫХ СТАНКОВ МКЭ

Маковецкий А.В., Бабин. О.Ф. (ДГМА, г.Краматорск, Украина)

Одним из основных требований при проектировании станин токарных станков средних размеров является ограничение упругих перемещений под действием силовых факторов, возникающих в работающем станке, т.е. требование жесткости.

Для станин токарных станков в настоящее время используются горизонтальные, вертикальные и наклонные компоновки открытого типа. Существуют также ломаные компоновки при двухсуппортном исполнении, когда направляющие верхних и нижних суппортов расположены в разных плоскостях; при этом любое перемещение суппорта в одном направлении отражается на точности перемещения второго суппорта в ином направлении.

Обеспечение точности и производительности токарных станков зависит от выбора конструкции станины и определяется тремя критериями:

- минимумом относительных колебаний формообразующих узлов в зоне резания, что определяет точность и производительность обработки;
- минимумом относительных тепловых смещений формообразующих узлов, что определяет точность обработки;
- минимумом давлений на рабочих гранях направляющих, что определяет точность и параметрическую надежность обработки [1].

В данной работе предложена компоновка для токарных и токарно-давильных станков повышенной жесткости, а именно рамная. Расчет таких станин в литературе не рассматривался; это связано с тем, что по схеме расчета эти станины близки к обычным горизонтальным станкам, но так как жесткость вертикальных элементов станины достаточно велика, то их деформации можно не рассматривать [2].

Оценка упругой системы станины производилась в статике с помощью анализа напряженно-деформированного состояния методом конечных элементов (МКЭ).

Точность обработки зависит от взаимного расположения и размеров направляющих, от массы узлов станка и распределения этих масс, а также от расположения узлов относительно направляющих и т.д. При линейной компоновке двухсуппортных станков один из суппортов работает на прижим, другой на отрыв, что

создает дополнительный момент на станину. С увеличением угла наклона направляющих момент растет и при вертикальной компоновке он достигает максимума [3].

При ломаной компоновке, в случае, когда направляющие верхнего и нижнего суппортов расположены в разных плоскостях (при угле между ними от 90°), любое перемещение подвижных узлов в одном направлении отражается на точности их перемещения в другом направлении. Желание избежать этого привело к появлению компоновок, в которых направляющие суппортов размещены во взаимно перпендикулярных плоскостях (рис.1 г).

В настоящее время станины рассчитывают как тонкостенные стержни, как частный случай теории тонкостенных оболочек [5]. Разработана математическая модель деформации станины станков токарной группы на основе представления о станине как о тонкостенном жесткозаделанном по концам дважды разомкнутом стержне с поперечными перегородками.

С другой стороны необходимо отметить, что в сейчас широко используются станки для давящих работ, выпускаемые рядом как зарубежных фирм, так и отечественных, в том числе и украинских предприятий. Среди них определенное место занимает оборудование являющееся аналогом станков токарной группы. Зарубежные станки этого класса представлены в классической работе [6]. Необходимым условием для них является высокая жесткость конструкции станков.

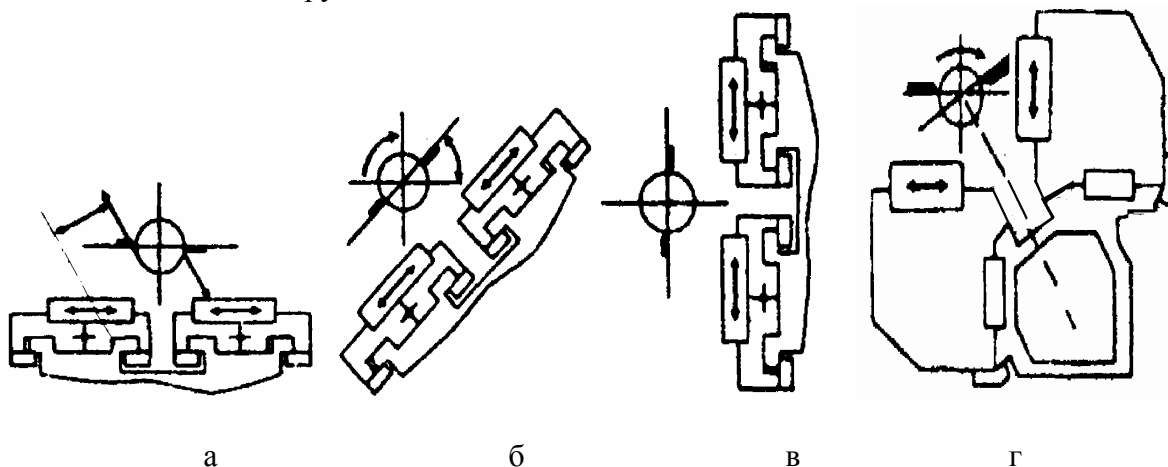


Рис. 1 - Компоновки двухсуппортных токарных станков: а- горизонтальная; б- наклонная; в- вертикальная; г- ломанная компоновка с углом 90° .

Однако основным моментом при этом является разработка оборудования сочетающего универсальность станков и жесткость прессов, работы [6].

В настоящее время разработан ряд конструктивных схем токарно-давящего оборудования [7,8], в том числе и универсального.

При этом одним из способов увеличения жесткости является изменение конструкции станин станков. Основные требования к станинам: такие как жесткость и долговечность при минимальной металлоемкости и максимальной равнопрочности.

Основным инструментом анализа как открытых, так и закрытых, цельных и составных станин прессов является, как это показано в работах [9,10] МКЭ. Рациональность его использования при анализе основных элементов токарно-давящего оборудования очевидна.

Однако в связи с тем, что силовой гидроцилиндр установлен на станке [8] и он создает значительные продольные усилия, то основным направлением исследования при этом является анализ напряженно-деформированного состояния станины станка.

Установлено, что в этом случае использование МКЭ наиболее эффективно [11].

Целью работы является как анализ существующих конструкций станин токарных станков, а также исследование оригинальных схем станин, в том числе рамного типа с последующим анализом напряженно-деформированного состояния станин станков для токарно-давилочной обработки.

Основная часть работы.

В дальнейшем в качестве решателя был выбран FFE - итерационный [11], предварительно в качестве материала станины выбрана углеродистая сталь.

Рассматриваемая станина типа, рис 1, а с двумя горизонтальными суппортами имеет две перегородки и усилена центральными ребрами.

Параметры станины приняты следующие, габариты $B \times H \times L = 800 \times 1200 \times 3500$ мм. Толщина коробки основной части $S = 40$ мм.

Модельное нагружение исследуемых станин осуществлялось при уровне 15 кН для каждой из компонент.

Результаты анализа напряженно-деформированного состояния станины приведены на рис. 2.

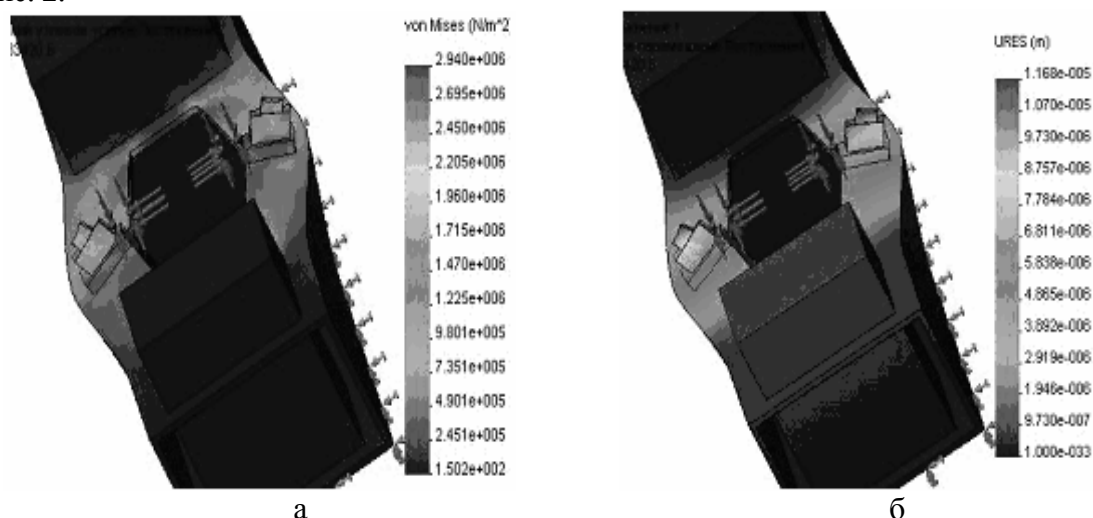


Рис.2 - Результаты конечно-элементного моделирования станины горизонтальной двухсупортной компоновки токарных станков: а- эквивалентные напряжения по Мизесу; б- эквивалентные перемещения

При этом эквивалентные напряжения по Мизесу σ_s , можно найти из выражения:

$$\sigma_s = \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2},$$

где $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ - главные напряжения.

Из рассмотрения рис. 2 а следует, что максимальные эквивалентные напряжения не превышают 2,9 МПа, а предел текучести для стали Ст. 4, $\sigma_T = 207$ МПа.

Эквивалентные перемещения в свою очередь определялись по формуле:

$$u = \sqrt{u_x^2 + u_y^2 + u_z^2},$$

где u_x, u_y, u_z - перемещения в соответствующих направлениях.

Анализ рис. 2 б показывает, что максимальные эквивалентные перемещения не превышали величины 9,8 мкм.

Т.е. конструкция станины является достаточно жесткой.

Дополнительно был проведен сравнительный анализ с одноопорным вариантом станины, где также определялось распределение эквивалентных напряжений по Мизесу и эквивалентных перемещений, который показал результаты, приведенные на рис. 3.

При этом анализ показывает, что максимальные эквивалентные напряжения на станине не превышают 120 Н/м^2 (рис. 3 а), предел текучести для стали Ст. 4, $\sigma_T = 207 \text{ МПа}$. Максимальные эквивалентные перемещения крайне малы, (рис.3 б).

Моделирование нагрузки для конструкции для станины с ломаным расположением суппортов (рис.1 г), показывает следующие значения эквивалентных напряжений и перемещений, рис. 4.

Максимальные эквивалентные напряжения по Мизесу при этом не превышают $1,96 \text{ МПа}$, материал станины Ст.4.

Максимальные эквивалентные перемещения достигают величины не более 10 мкм .

И наконец третий рассматриваемый вариант, представляет собой рамную двухстоечную станину (рис. 5).

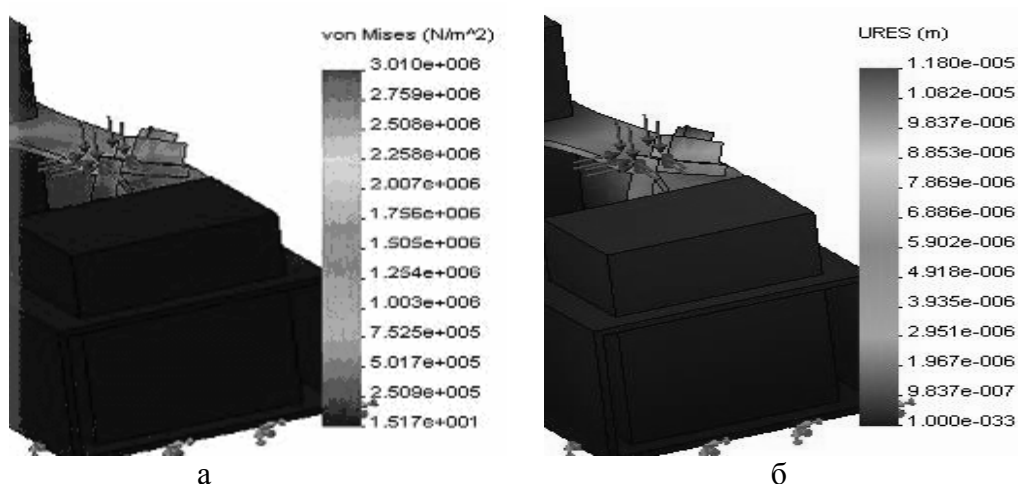


Рис.3 - Результаты конечно-элементного моделирования рамы горизонтальной с одноопорной компоновкой токарных станков- эквивалентные напряжения по Мизесу; б- эквивалентные перемещения

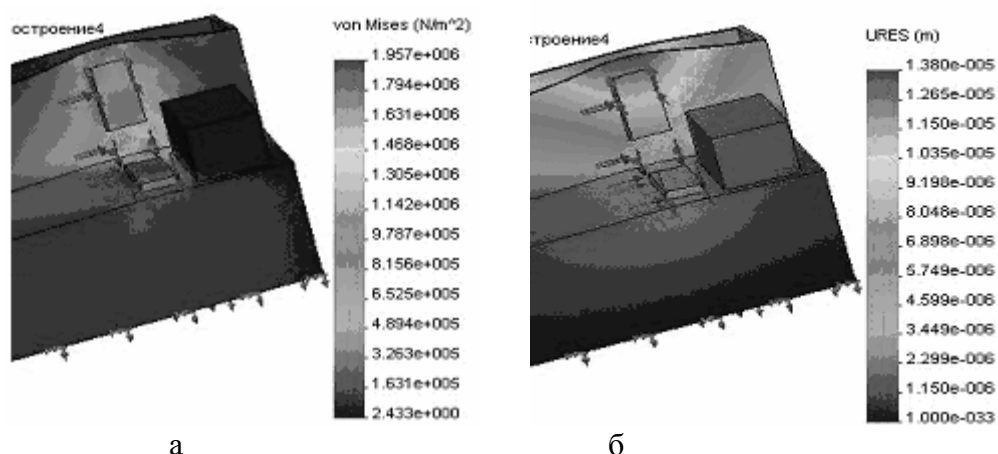


Рис.4 - Результаты конечно-элементного моделирования рамы вертикально одностоечной с компоновкой двухопорной токарных станков: а- эквивалентные напряжения по Мизесу; б- эквивалентные перемещения

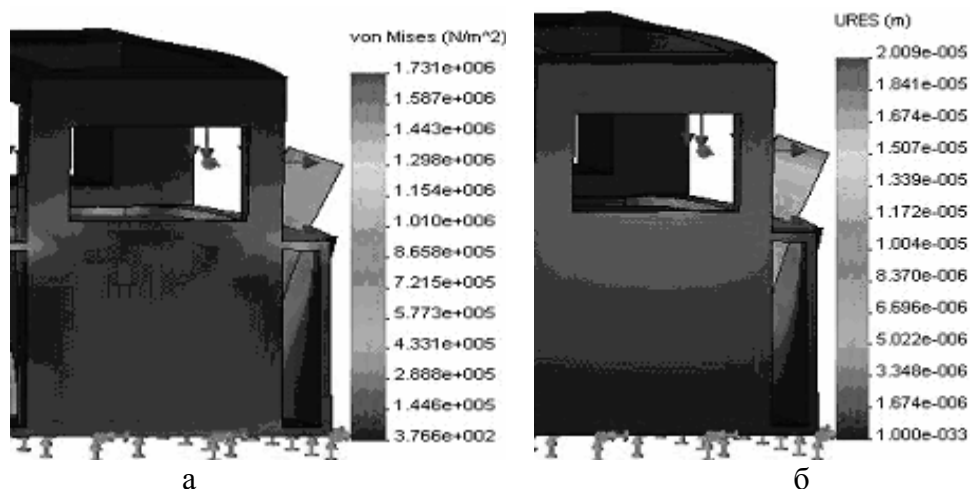


Рис.5 - Результаты конечно-элементного моделирования рамы двухстоечной с компоновкой двухсуппортной токарных станков: а- эквивалентные напряжения по Мизесу; б- эквивалентные перемещения

Максимальные эквивалентные напряжения не превышают 1,73 МПа. Материал станины Ст.4.

Максимальные эквивалентные перемещения достигают величины 20 мкм.

Отсюда можно сделать вывод, что станины с горизонтальным расположением суппорта несколько менее жесткие, чем рамная одностоечная станина с ломаными суппортами.

Можно предложить ряд компоновок токарно-давильных станков, аналогично рассмотренным в работе [12] учитывающих наличие задней бабки, выполняющую роль силового гидроцилиндра прессы, рис.6.

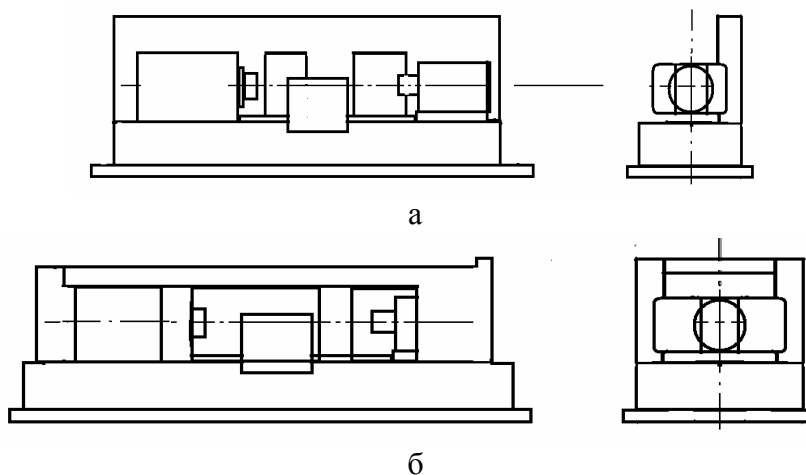


Рис.6- Разработанные компоновки токарно-давильных станков

Рассматриваемая станина рамного типа (рис. 6 а) с двумя горизонтальными суппортами имеет две перегородки и усилена центральными ребрами.

Параметры станины следующие, габариты $B \times H \times L = 800 \times 1200 \times 3500$ мм. Толщина коробки основной части $S = 40$ мм.

Результаты моделирование станины по схеме рис.6 б, приводим на рис.7.

В дальнейшем в качестве решателя также был выбран FFE - итерационный [11], предварительно в качестве материала станины, выбрана углеродистая сталь.

Считалось, что усилие прессового блока находится в пределах 0,1...1,0 МН. Кроме того, в связи с тем, что рассматривалась конструкция с перемещаемой задней бабкой-гидроцилиндром, то при этом акцент делается на нагружение задней стенки рамы.

С целью выбора рациональных параметров рамы станка для токарно-давильных работ путем последовательного приближения управляя нагрузкой на гидроцилиндре, найдем номинальное усилие для прессового блока.

При изменении усилия нагружения до максимально допустимого, результаты анализа показаны на рис.7.

При этом эквивалентные напряжения по Мизесу не превышают предел текучести ($\sigma_T = 220$ МПа) и составляют $\sigma_{\max} = 212$ МПа, что является допустимым для рассматриваемого элемента оборудования, рис.7 а.

Эквивалентные деформации определялись по выражению

$$\bar{\varepsilon} = \frac{\varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z}{3}$$

где $\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z$ деформации по осям x, y, z .

Результаты по эквивалентным деформациям являются допустимыми, максимальное значение не превышает $7,06 \cdot 10^{-4}$ (рис.7 б).

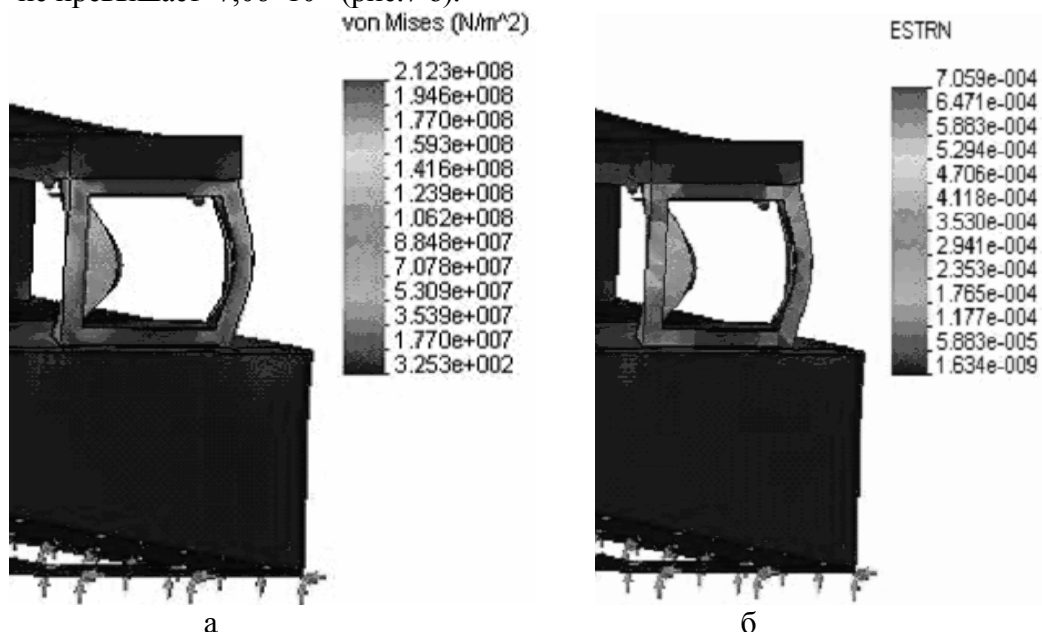


Рис.7 – Результаты конечно-элементного моделирования рамы с двумя стойками при распределенной нагрузке на стойку $p = 1,0$ МПа: а- эквивалентные напряжения по Мизесу; б- эквивалентные деформации

Результирующее перемещение станины-рамы невелико и максимально достигает величины 2,3 мм.

Эпюры напряжений на стойке приводим на графиках (рис.8).

Изменение напряжений на внешней поверхности отличается практической равномерностью в области срединной части стойки с резким увеличением его в области стыков, рис. 8 а. Изменение напряжений посередине контура рис.8 б практически равномерное с увеличением его в области нижнего стыка.

Рассмотрение эпюр (рис.8) показывает, что наибольшие напряжения будут на внутренней поверхности стойки рамы в области внешней кромки, рис.9 б, в на верхнем стыке они больше, а на нижнем снижаются.

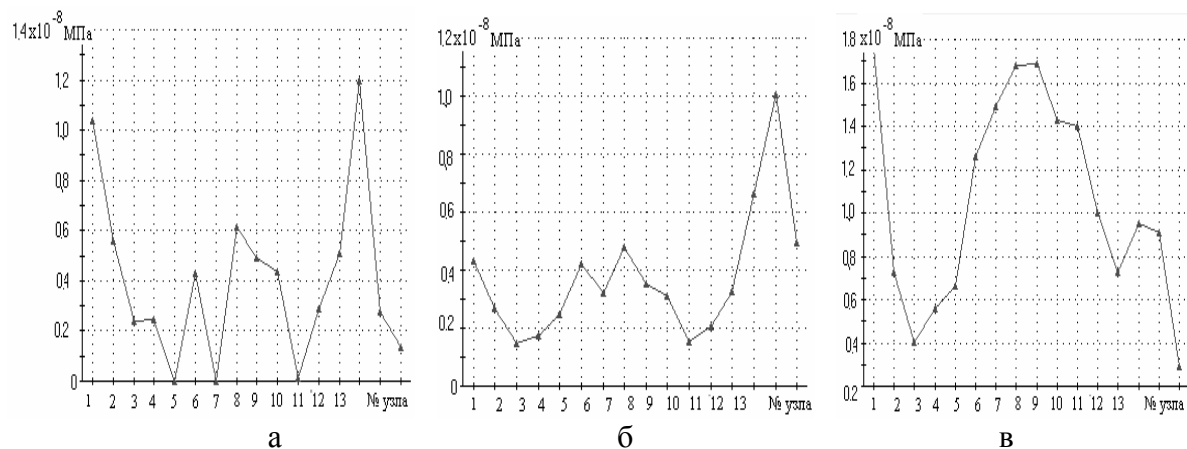


Рис. 8 – Графики распределения эквивалентных напряжений по Мизесу на задней стойке рамы в направлении сверху вниз: а- на внешней поверхности; б- на внутренней поверхности, середина контура; в- на внутренней поверхности, внешняя кромка

Отсюда можно сделать вывод, что использование станин – двухстоечных рам, несмотря на их меньшую металлоемкость нецелесообразно при больших усилиях прессования. Это может быть эффективно при усилиях не более 0,15 МН, либо необходимо коренное изменение конструкции рамы.

Заключение.

По работе могут быть сделаны следующие выводы:

- Рассмотрены и проанализированы существующие конструкции станин токарных станков, таких как двухсуппортного горизонтального и ломаной компоновки, Конечно-элементный анализ их напряженно-деформированного состояния показал допустимый уровень перемещений при приемлемых нагрузках, при этом проводилось с равнение с односуппортным вариантом.
- Анализ варианта с ломаной компоновкой показал более низкий уровень интенсивности максимальных напряжений в конструкции, примерно в два раза по сравнению с уровнем перемещений, который остается примерно одинаковым.
- На основании анализа конструкций станин токарных станков предложена схема станины рамного типа для токарно-давильных станков, включающая ажурную двухстоечную конструкцию.
- Проведенный конечно-элементный анализ станины двухстоечной конструкции, показал, что приложение максимальных нагрузочных напряжений от реакции прессового модуля не приведет к существенному снижению величины номинального усилия на гидроцилиндре.
- Рациональной будет конструкция станины рамной типа ажурной двухстоечной для токарно-давильных станков, так как она менее металлоемка.

Список литературы: 1. Пуш А.В. Выбор компоновки двухсуппортных токарных станков // Пуш А.В., Мусса И.Э., Итин А.М. СТИН.- 1994. -№3. с.4-10. 2. Каминская В.В. Станины и корпусные детали металлорежущих станков // В.В. Каминская, З.М. Левина, Д.Н. Решетов. М.; Машгиз. 1960. -364 с. 3. Кутин А.А. Создание конкурентоспособных станков. М.: Станкин. 1996. -202 с. 4. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем. Справочник в 3-х томах // Под общ.ред. А.С.Проникова. М.: Из-во МГТУ им. Н.Э.Баумана. т 2. 367 с. 5. Каганов В.С. К проектному расчету станин токарных станков. Особенности расчета станин как дважды разомкнутых тонкостенных профилей // В.С.Каганов,

А.В.Тишина, А.С.Шульдешов Упр. Конкурентоспособность. Автоматиз. 2002.-№1,-С.83-92.
6.Маковецкий А.В. Приемы ротационной формовки и математическая модель оборудования // А.В.Маковецкий, В.И.Чередниченко, В.В.Маковецкий / Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Зб. Наукових праць. Вип.14. – Краматорськ: ДДМА -2003. - С.90-95. **7.** Декларативный патент Украины № 43135. *МкВ 21 Д 51/02*. Верстат для виготовлення заготовок типу ступінчастих валів обкочуванням. Опубл.15.11.2001. Бюл.№10.**8.** Декларативний Патент України № 5985. *МкВ 21 Д 51/02*. Верстат для виготовлення заготовок з прокату обкочуванням. Опубл.15.06..2005. Бюл.№6. **9.** Корнилова А.В. К вопросу проектирования станин открытых кривошипных прессов // Сб. науч. труд. Вып.10. Моск. гос. технол. ун-т «СТАНКИН». М.: Изд-во МГТУ «СТАНКИН». М.: Янус-К. 2004. -С.108-112. **10.**Song Y.H., Yan Y.N., Zhang R.J. Finite element analysis of the prestress wire – winding press. *J.Mater. Process/Technol.* 2004.151..№1-3, -с. 255-257. **11.** Алямовский А..А и др. *Solid Works*. Компьютерное моделирование в инженерной практике /А.А. Алямовский, Собачкин А.А., Е.В. Одинцов, А.И. Харитонович, Н.Б. Пономарев – СПб.: БХВ-Петербург, 2005.- 800 с.

Сдано в редакцию 6.06.06

Рекомендовано д.т.н., проф. Параскив Д.

ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИЕ ГАСИТЕЛИ ЭНЕРГИИ ПОТОКА В СИСТЕМАХ ГИДРОПРИВОДА СУДОВ

Малахов А.В., Калуев А.Г., Бачериков В.А., Леонов В.В. (ОНМА, г. Одесса, Украина), **Сторожев В.П.** (ОНМУ, г. Одесса, Украина), **Рублев А.В.** (НТУ, г. Киев, Украина)

There are considered modern problems connected with energy diminishing for moving flows in ship's hydraulic drives. The necessity for development of new controlling technologies for such systems is shown. There are presented results of theoretical and experimental works. Investigation results are describing interaction between cone and disk-type foils and moving flow that possess big inertia.

Проблема качественного управления судовыми системами гидропривода является очень актуальной, поскольку используемые в настоящее время современные системы гидропривода судов являются очень чувствительными к возникающим в них динамическим нагрузкам [1]. В качестве примера можно рассмотреть работу судового грузового устройства. Во время его эксплуатации очень часто возникает необходимость остановки работающих в единой схеме основной рабочей или вспомогательной стрелы. Остановка должна осуществляться в четко зафиксированных положениях стрелы. Следует отметить, что возникающая в этом случае инерционность используемой рабочей жидкости гидропривода, а также сложность механической части его тормозного устройства не позволяет добиться пространственно фиксированных положений, которые при этом являются технологически необходимыми. В результате данного недостатка грузовая стрела очень часто осуществляет колебательные движения, около требуемого положения, что вызывает осложнения в работе оператора и обслуживающего персонала трюмов или других грузовых помещений (автопалуба, рефрижераторные отсеки и т.д.). Рассматриваемый недостаток является причиной более раннего износа механических частей и существенным образом влияет на командно-контроллерную аппаратуру