

Побудуємо прямі, що відповідають умовам обмежень на елементи розв'язання. Лінійне рівняння зобразимо на графіку у вигляді прямої, а лінійна нерівність – у вигляді півплощини (рис. 3). Останнє з рівнянь є записом початкової прямої, яка покроковими переміщеннями наближається до точки максимуму. В результаті перетину прямих отримаємо багатокутник, який відповідає області допустимих розв'язків.

Щоб розв'язати задачу в редакторі MathCAD, систему обмежень слід записати у матричній формі та використати функцію знаходження максимуму. В результаті отримаємо значення параметрів X_1 та X_2 , що є логарифмами відповідно числа обертів шпинделя верстату та подачі, за яких продуктивність буде найвищою. Вказаний метод легко ілюструється, тому його доцільно використати для підготовки інженерів машинобудування завдяки його наочності.

Описану методику застосовують у навчальному процесі під час виконання лабораторних робіт з дисципліни “Моделювання та оптимізація в технологічній підготовці виробництва”.

Висновки. Використання сучасних комп'ютерних технологій, зокрема програмного пакета MathCAD, дає змогу ефективно та швидко вирішувати складні оптимізаційні задачі, які постають у роботі технолога. Розв'язування задач такого типу стає звичним не тільки на виробництві, але й впроваджується у процес підготовки майбутніх фахівців технологів та машинобудівників. Це привчає студентів творчо підходити до постановки та вирішення різноманітних практичних задач і в рамках САПР отримувати якісні та конкурентоспроможні рішення.

1. *Справочник технолога-машиностроителя. 4-е изд. В 2-х т. Т. 2 / ред. А.Г. Косилова и Р.К. Мещеряков. – М.: Машиностроение, 1985. – 496 с.* 2. *Стоцько З.А. Моделювання технологічних систем: навч. посібник / З.А. Стоцько. – К.: НМКВО, 1992. – 132 с.* 3. *Сигорский В.П. Математический аппарат инженера / В.П. Сигорский – К.: Техника, 1975. – 768 с.* 4. *Пальчевський Б.О. Дослідження технологічних систем: моделювання, проектування, оптимізація / Б.О. Пальчевський. – Львів: Світ, 2001. – 232 с.* 5. *Макаров Е. Инженерные расчеты в MathCAD: учеб. пособие / Е. Макаров. – СПб.: Питер, 2003. – 448 с.*

УДК 621.01

О.С. Ланець, В.М. Гурський, Я.В. Шпак
Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра механіки та автоматизації машинобудування

ОСОБЛИВОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ CAD/CAE ПРОГРАМ ДЛЯ ПРОЕКТУВАННЯ ТА АНАЛІЗУ АВТОМАТИЗОВАНОГО ОБЛАДНАННЯ

© Ланець О.С., Гурський В.М., Шпак Я.В., 2012

Окреслено можливості сучасних CAD/CAE програм для розв'язання типових задач структурно-параметричного синтезу, оптимізації та статико-динамічного аналізу в процесі проектування автоматизованого обладнання.

This article describes possibility of modern CAD/CAE of the programs during realization of typical tasks of structurally self-reactance synthesis, optimization, static and dynamics analysis in the process of planning of the automated equipment.

Вступ. Сьогодні виникає необхідність модернізувати та створювати оптимальні (раціональні) технологічні машини та комплекси. На допомогу сучасним інженерам прийшли потужні CAD/CAE/CAM програми [1, 2], здатні в комплексі розв'язувати складні науково-інженерні задачі,

пов'язані з структурно-параметричним синтезом, оптимізацією та статико-динамічним аналізом. Особливою цінністю сучасних CAD/CAE/CAM програми є можливість проведення комп'ютерного експерименту та відтворення реальних умов роботи технологічної машини. На основі відповідних досліджень можна здійснювати техніко-економічне оцінювання та визначати ефективність прийнятого технічного рішення. З іншого боку, застосування таких програм дає змогу науковцям заощаджувати на необхідності проведення певних експериментальних досліджень. Також ці програми полегшують інженерам традиційне виконання складних науково-технічних розрахунків, які тепер вони можуть здійснювати під час проектування, використовуючи спеціалізовані модулі. Тому реалізація різноманітного автоматизованого обладнання здійснюється з перевіркою працездатності машини на усіх етапах проектування, проведенням віртуального моделювання, тим самим максимально наближаючи віртуальний варіант машини до реальної конструкції.

Постановка проблеми. Багато сучасних CAD програм інтегрують в свої оболонки розрахункові модулі на основі методу скінченних елементів (типу Ansys, Cosmos), які дають в комплексі розв'язувати статико-динамічні задачі та на їх основі здійснювати різноманітні оптимізаційні розрахунки, за результатами яких вносяться раціональні зміни в конструкції механічних систем. Основною проблемою, яка постає перед проєктантами, є комплексне оцінювання значного обсягу отриманих результатів. Виходом з цієї ситуації може бути можливість введення користувачем відповідних критеріїв оцінювання прийнятих технічних рішень, зокрема інтегральних.

Виклад основного матеріалу. Можливості сучасних CAD/CAE/CAM програм вражаючі. Про це свідчать численні презентаційні матеріали, представлені в інтернет-ресурсах, матеріалах фірм-виробників як готової продукції, так і безпосередньо тих, хто займається розробленням САПР.

Типову схему традиційного проектування технологічних машин [3, 4] з комплексним використанням CAD/CAE/CAM програм наведено на рис. 1. Схему доповнено введенням відповідних критеріїв для оцінювання ефективності прийнятого конструктивного рішення на відповідних етапах проектування, що дають змогу запевнитись у можливості створення оптимального (раціонального) [5] та працездатного варіанта конструкції. Належно оцінити технологічність виготовлення деталей майбутньої машини можна в САМ системах. Досвідчений інженер повною мірою здатний відчувати особливості проєктованої ним машини, зокрема пов'язані з виготовленням її вузлів. Подальші можливості застосування САПР технологій спрямовані на формування параметризованих конструкцій машин та модельного ряду проєктованого обладнання залежно від технологічних вимог (продуктивності, ефективності).

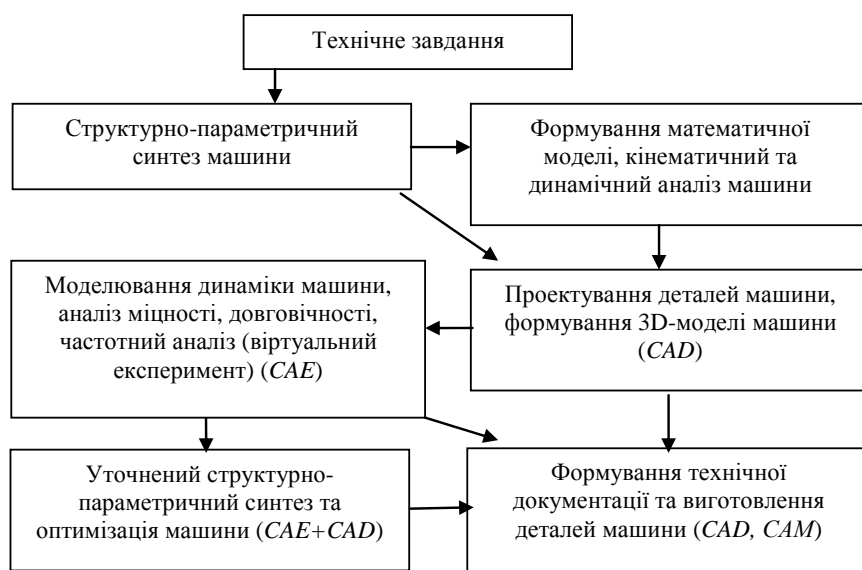


Рис. 1. Типова схема проектування технологічних машин з комплексним використанням CAD/CAE/CAM програм

Вібраційне технологічне обладнання. Базовими проектними задачами для вібраційних машин резонансного типу є реалізація заданих власних частот коливань (рис. 2) на основі попередньо проведеного частотного аналізу динамічної моделі та відповідного конструктивного розрахунку усіх елементів. Частотний аналіз в програмах типу Cosmos, Ansys здійснюється методом скінченних елементів у лінійній постановці на основі формування та розв’язання рівняння вільних коливань у матричному вигляді. При цьому модулем програми здійснюється розрахунок ітераційним методом ряду власних частот і форм коливань на основі типових функцій матричного аналізу (eigenvals і eigenvecs).

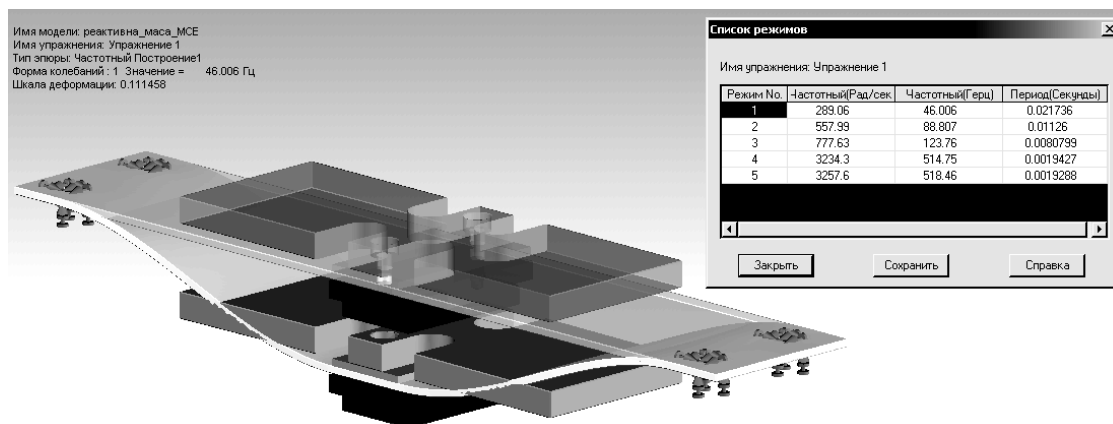


Рис. 2. Частотний аналіз конструктивного модуля вібраційної системи

Для пружних елементів здійснюється перевірка на міцність та довговічність за умовами роботи. Для оцінювання користуються допустимими напруженнями під час згину (кручення) на витривалість, порівнянням реальних і допустимих деформацій, розподілом коефіцієнта запасу міцності, які можна проводити як в лінійній, так і нелінійній постановці.

З технологічних міркувань під час синтезу машин дотримуються необхідних масово-інерційних характеристик робочих органів, які під час розв’язання оптимізаційних задач відносять до обмежень. Розглянемо розв’язок оптимізаційної задачі з обмеженням на масу робочого органу, наведеного на рис. 3. У цьому випадку як цільову функцію вибрано максимальне значення частоти крутильних коливань $f_{Tr.o.}$, яке є першою за порядком усіх власних частот коливань робочого органу: $f_{Tr.o.}(DV1, DV2, DV3, DV4) \rightarrow \max$.

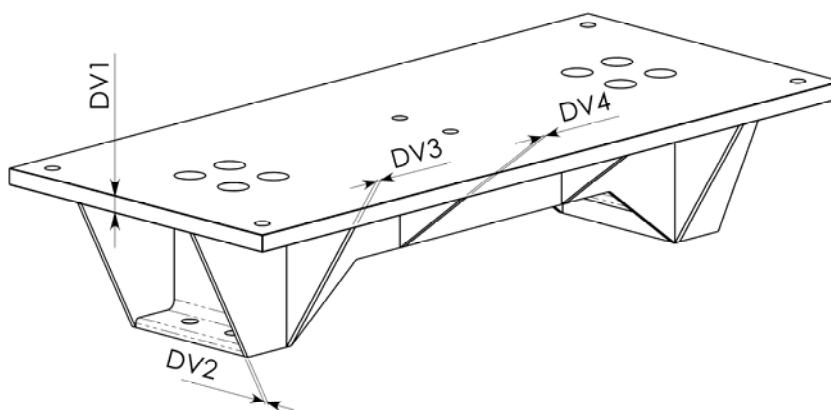


Рис. 3. Загальний вигляд та змінні конструктивні параметри робочого органу вібраційного стола

Для того, щоб розв’язати поставлену оптимізаційну задачу з обмеженням на масу конструкції ($m \geq 60\text{кг}$), потрібно попередньо провести частотний аналіз конструкції у модулі CosmosWorks з використанням вкладки “Frequency”. Після цього у вкладці “Optimization” потрібно вказати

діапазон, у якому можуть знаходитися змінні конструктивні параметри DV1-DV4; як обмеження можна вибрати діапазон розглядуваної власної частоти крутильних коливань $f_{\text{Тр.о. min}} \leq f_{\text{Тр.о.}} \leq f_{\text{Тр.о. max}}$, а цільовою функцією призначити максимізацію маси:

$$\left\{ \begin{array}{l} m \rightarrow \max \\ 300 \text{ Гц} \leq f_{\text{Тр.о.}} \leq 350 \text{ Гц} \end{array} \right\}.$$

Графік локальної тенденції оптимізації масово-частотних характеристик робочого органу отримано в межах сформованого модулем програми набору конструктивних параметрів, що наведено на рис. 4.

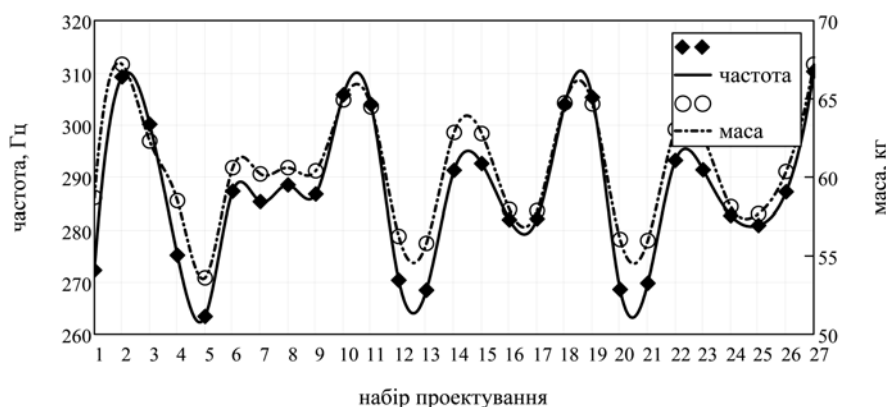


Рис. 4. Зміна маси та власної частоти крутильних коливань у межах набору конструктивних параметрів робочого органу

З огляду на встановлені обмеження за частотою для вибору оптимального варіанта до уваги необхідно брати лише ті точки, які знаходяться в межах накладених обмежень. Результати, які відповідають поставленим вимогам, наведено в таблиці. Програмою вибрано оптимальним варіант 27-го набору параметрів проектування.

Значення параметрів та результати оптимізаційної задачі

№ набору	Оптимізаційні параметри		
	Маса, кг	Частота, Гц	Частотно-масовий показник, Гц/кг
2	67,2	309,2	4,601
3**	62,3**	300,12**	4,817**
10	64,93	305,77	4,709
11	64,48	303,9	4,713
18	64,74	303,94	4,695
19	64,67	305,25	4,72
27*	67,2*	310,23*	4,617*

* Значення, оптимізовані програмою.

** Значення, оптимізовані за частотно-масовим показником.

Для уточнених оцінювання та вибору оптимальної конструкції користуємося інтегральним частотно-масовим критерієм [6], графік якого наведено на рис. 5. Тоді оптимальним буде 3-й набір конструктивних параметрів, оскільки отримаємо більше значення відповідного критерію. Розв'язанням оптимізаційної задачі на базі введеного частотно-масового показника, оптимальними вибрано такі конструктивні параметри робочого органу: DV1 = 22мм, DV2 = 5мм, DV3 = DV4 = 6,5мм.

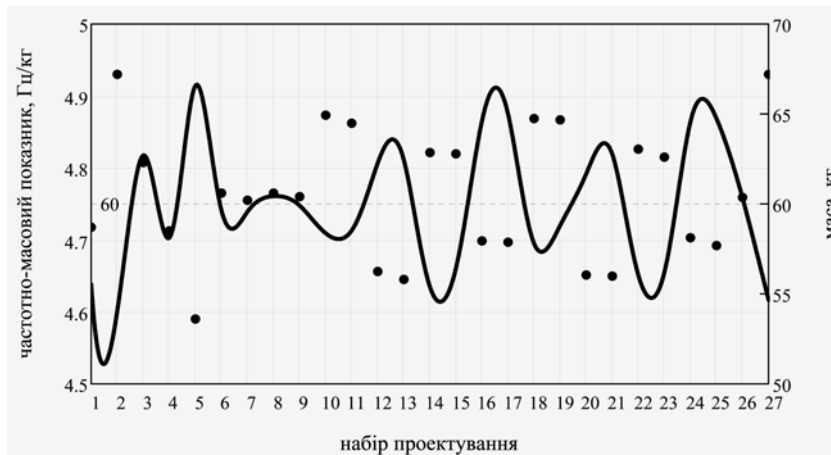


Рис. 5. Зміна частотно-масового критерію в межах набору проектування

Оптимізація робочих органів вібраційних машин (рис. 6) має сенс ґрунтуватися на введеному частотно-масовому критерії, за яким в комплексі забезпечується їх максимальна жорсткість (згинальна чи крутильна) та оптимальними будуть співвідношення між масою конструкції та частотами власних коливань. Запропонований критерій придатний для частотного, статичного, динамічного та інших типів аналізу різноманітних машинобудівних конструкцій.

Працездатність та встановлення технічних показників роботи технологічних машин раціонально здійснювати у додатку SolidWorks Motion, у якому можна оперувати реальними масово-інерційними параметрами розробленої машини та коригувати їх за потреби. Цей модуль дає змогу оцінювати ефективність динамічної моделі машини з врахуванням усіх динамічних сил, що виникають під час її роботи. Також модуль дає змогу враховувати важливі технологічні фактори у вигляді пружно-дисипативних та силових параметрів. Отримані під час моделювання динаміки результати експортуються в інші розрахункові модулі (напр. CosmosWorks) для оцінювання пружно-деформованих станів конструктивних елементів у динамічному режимі.

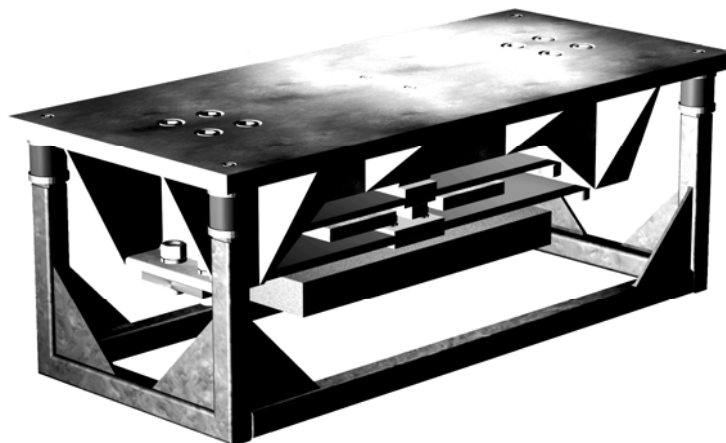


Рис. 6. 3D-модель вібраційного стола

Транспортно-маніпуляційне автоматизоване обладнання. На рис. 7 наведено типовий механічний схоплювач важільного типу з пневмоприводом, який має місце в багатьох моделях промислових роботів (наприклад, у роботах серії “Puma”, “Універсал”). Перевагами такого схоплювача є простота конструкції та реалізація ефекту утримування виробу без наявності допоміжних гальмівних і блокувальних пристроїв за рахунок постійного притиску поршня пневмоциліндра. Звільнюють об’єкт маніпулювання пружинним зворотом поршня пневмоциліндра односторонньої дії 1.

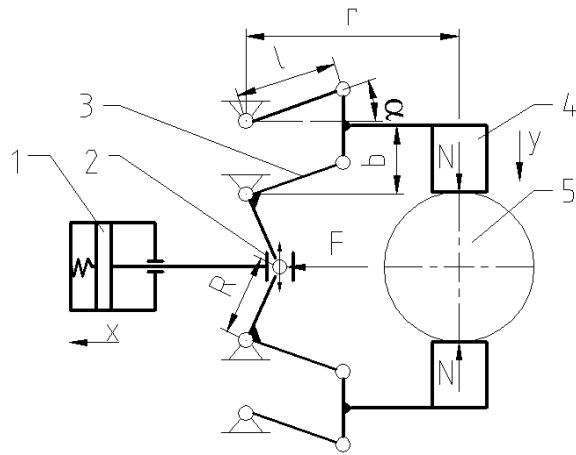


Рис. 7. Розрахункова схема та конструктивні параметри схоплювача: 1 – пневмоциліндр, 2 – напрямна, 3 – важіль, 4 – палець, 5 – деталь ($R=57$ мм, $b=36$ мм, $l=60$ мм, $\alpha=0..25^\circ$, $r=160$ мм)

Проектування схоплювача (рис. 8) здійснено створенням його 3D-моделі з подальшим проведенням силового аналізу та перевіркою міцності деталей за відповідними розрахунковими схемами у модулях Cosmos і Motion. З використанням оптимізаційного модуля та критерію питомої вантажопідйомності вдалося реалізувати оптимальну для цієї схеми конструкцію схоплювача без попереднього проведення кінематичного та динамічного аналізу [7].

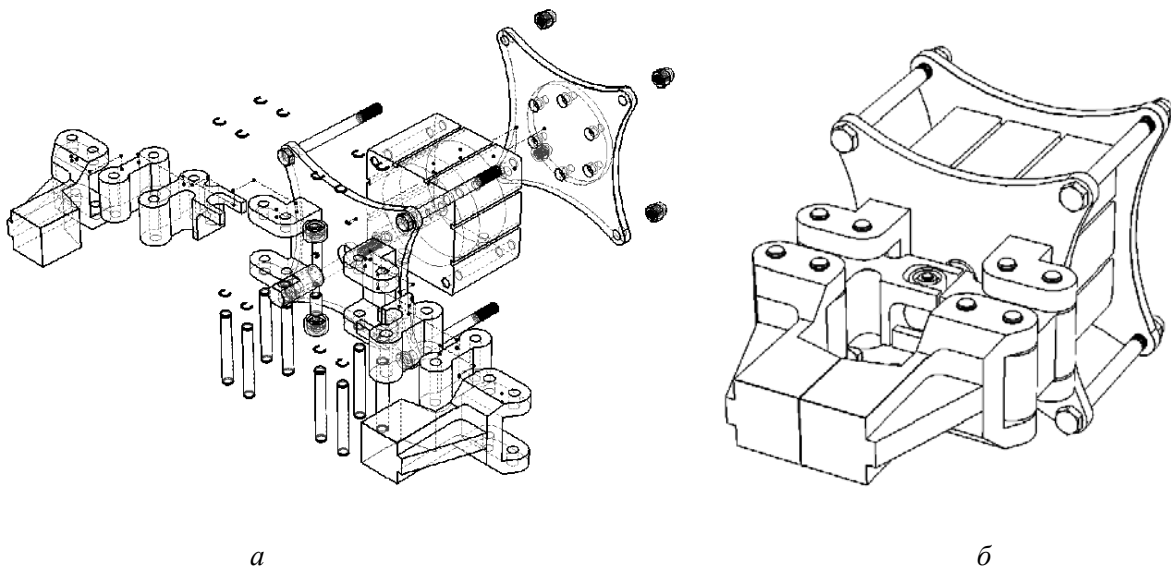


Рис. 8. Основні деталі (а) та загальний вигляд (б) схоплювача

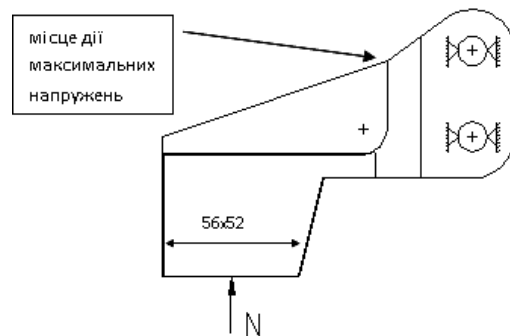


Рис. 9. Розрахункова схема навантаження пальця схоплювача

Перевіряють міцність пальця схоплювача на згин за умови дії максимального зусилля схоплення (контактної сили між виробом та поверхнею пальця). Перевіряємо міцність пальця схоплювача на згин за розрахунковою схемою на рис. 9 з використанням попередньо розрахованого зусилля схоплення N . Розраховано напруження в модулі “CosmosWorks Static” (рис. 10) з врахуванням фізико-механічних характеристик матеріалу пальця. Встановлено, що максимальні напруження під час згину пальця виникають у місці спряження ребра з монтажною основою пальця та не перевищують допустимих.

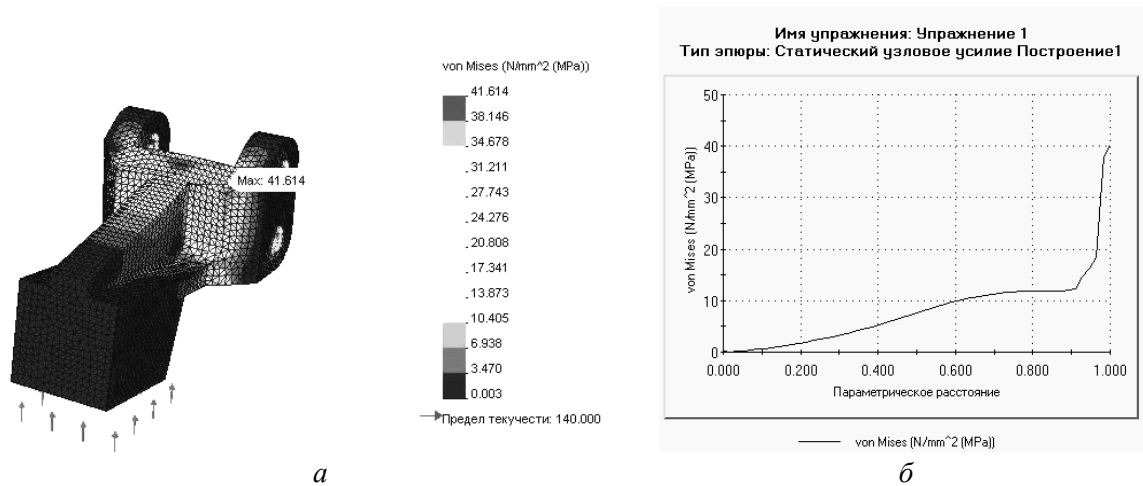


Рис. 10. Епюра напружень (а) та їхній розподіл вздовж грані ребра схоплювача (б)

Засобами комп'ютерного проектування синтезовано параметри пристрою для орієнтування (рис. 11), який конструктивно виконано у вигляді роликового транспортера 1 та вмонтованої в його середині підйомно-поворотної хрестовини 2. Завдання пристрою – подавати та орієнтувати певним чином об'єкти перед їх укладанням на піддони. Поворотна хрестовина 2 пропускає об'єкти або здійснює їхнє переорієнтування (шляхом піднімання та поворотом навколо вертикальної осі на кут 90° хрестовини 2). Роликовий транспортер містить окремі групи приводних роликів. Крутний момент від приводного ролика передається на інші групи роликів за допомогою коротких ланцюгів через дворядні зірочки. Ролики відрізняються між собою тим, що середня їхня група містить пази, у які ховається поворотна хрестовина, перебуваючи у нижньому положенні. Якщо об'єкт повинен проходити без орієнтування, поворотна хрестовина 2 не перешкоджає його рухові за рахунок втуплення в роликів пазах. В іншому випадку хрестовина піднімає та повертає об'єкт маніпулювання під час його знаходження в центрі поворотної хрестовини (без зупинки роликового транспортера).

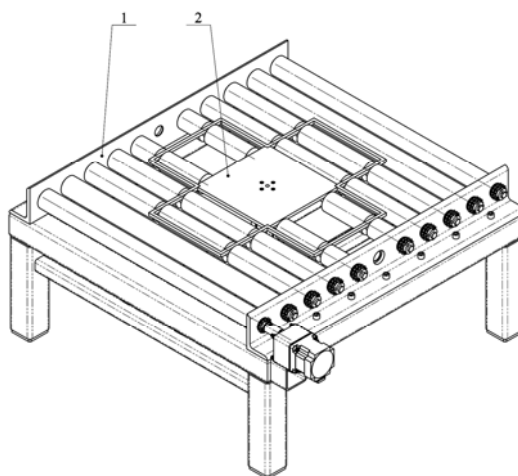


Рис. 11. 3D-модель роликового транспортера із вмонтованим орієнтувальним пристроєм

Висновок. Розроблено конструкції автоматизованих машин технологічного призначення шляхом комплексного використання CAD/CAE програм із розв'язанням типових задач структурно-параметричного синтезу, оптимізації, статико-динамічного аналізу та віртуального моделювання для підтвердження працездатності майбутніх машин.

1. Алямовский А.А. *COSMOSWorks. Основы расчета конструкций на прочность в среде SolidWorks.* – ДМК Пресс, 2010 – 786 с. 2. Paul M. Kurowski. *Engineering. Analysis with COSMOSWorks Professional.* – Schroff Development Corporation (SDC), 2005. – 248 p. 3. Назаренко І.І., Гарнець В.М., Свідерський А.Т., Пентюк Б.М. *Системний аналіз технічних об'єктів: навч. посібник* / І.І. Назаренко, В.М. Гарнець, А.Т. Свідерський, Б.М. Пентюк. – К.: КНУБА, 2009. – 164 с. 4. Ловейкін В.С., Назаренко І.І., Онищенко О.Г. *Теорія технічних систем: навч. посібник.* – Київ–Полтава, 1998. – 197 с. 5. Павлице В.Т., Гелетій В.М. *Оптимізація та надійність об'єктів проектування: навч. посібник для студ. дистанц. форми навчання/Нац. ун-т “Львів. політехніка”, Ін-т дистанц. навчання.* – Львів: Вид-во Нац. ун-ту “Львів. політехніка”, 2005. – 92 с. 6. Гурський В.М. *Оптимізація масово-частотних характеристик робочого органа вібраційного стола* / В.М. Гурський, Є.М. Махоркін // *Вісник Нац. ун-ту “Львівська політехніка” “Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні”.* – 2011. – № 702. – С. 53–59. 7. *Механика промышленных роботов: учеб. пособие для втузов: в 3 кн.* / Под ред. К.В. Фролова, Е.И. Воробьева. Кн. 2: *Расчет и проектирование механизмов* / Е.И. Воробьев, О.Д. Егоров, С.А. Попов. – М.: Высшая школа, 1988. – 367 с. Кн. 3: *Основы конструирования* / Е.И. Воробьев, А.В. Бабич, К.П. Жуков и др. – М.: Высшая школа, 1989 – 383 с.

УДК 621.9

А.Э. Воронов, В.А. Витренко

Восточноукраинский национальный университет им. В. Даля
кафедра технологии машиностроения и инженерного консалтинга

КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ФОРМООБРАЗОВАНИЯ ГИПЕРБОЛОИДНОГО ИНСТРУМЕНТА

© Воронов А.Э., Витренко В.А., 2012

На основі математичної моделі отримання зубчастої поверхні на тілі типу гіперболоїд, яка точно описує процес зачеплення гіперболоїдного зубчастого колеса із зубчастою рейкою, розроблено модель, яка спрощує вивчення геометрії гіперболоїдного колеса і процесу зачеплення його з рейкою. Модель може бути використана для отримання оптимальної геометрії гіперболоїдного зубчастого колеса.

The model simplifying the study of hyperbola wheel geometry and the process of its engagement with the rack has been developed on the basis of mathematical model for obtaining teeth surface on the hyperbola body type. The model may be used to obtain optimal hyperbola teeth wheel geometry.

Постановка проблеми. Применение новых, более совершенных методов обработки зубчатых колес приводит к увеличению объемов производства и снижению себестоимости единицы изделия. Уже доказано, что применение квазигиперболоидных поверхностей позволяет снизить затраты на изготовление и эксплуатацию инструмента [1]. Применение гиперболоидных поверхностей позволит еще больше продвинуться в решении этих вопросов [2]. С повышением уровня развития компьютерной техники и совершенствованием программных пакетов обработки