



Таблиця 1 – Результати моделювання СА ГТД – 400

		Прототип, пружна задача		Прототип, пластика		Пропозиція, пластика		Порівняння «пру- жна-пластика»	Порівняння «про- тотип-пропозиція»
		Напруження, МПа	Температура, °C	Напруження, МПа	Температура, °C	Напруження, МПа	Температура, °C		
Складання	Макс.	637	900	545	900	395	845	14,4%	27,5%
	Середні	92	676	83	676	68	598	9,8%	18,1%
Верхній фланець	Макс.	572	713	182	713	181	637	68,2%	0,5%
	Середні	145	603	98	603	73	443	32,4%	25,5%
Зовн. корпус	Макс.	637	900	541	900	395	793	15,1%	27,0%
	Середні	71	763	64	763	90	709	9,9%	-40,6%
Внутр. корпус	Макс.	370	781	362	781	391	773	2,2%	-8,0%
	Середні	110	628	112	628	89	668	-1,8%	20,5%
Нижній фланець	Макс.	273	431	172	431	188	552	37,0%	-9,3%
	Середні	75	370	73	370	70	388	2,7%	4,1%

Висновки: Пропонована конструкція СА легше більш ніж на 20% за прототип, її порівняльні характеристики міцності лежать в прийнятних межах і за [3] працездатність пропонованої конструкції буде задовільною.

Перелік посилань

1. Хрулев, О. Е. Аналіз можливості застосування комерційних мікротурбореактивних двигунів для високошвидкісних малорозмірних БПЛА оперативно-тактичного рівня [Текст] / О. Е. Хрулев // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2023. – № 4 спец-випуск 2 (190). – С. 5-18.
2. Schreckling, K. Gas Turbines for Model Aircraft [Text] / K. Schreckling. – Worcestershire, Traplet Publication Ltd., 2003. – 105 p.
3. Белогуб, А. В. Поддержка жизненного цикла тонкостенных поршней ДВС на основе технологии интегрированного проектирования и производства [Текст] / А. В. Белогуб // *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. – 2010. – № 3/3 (45). – С. 27–40.

ОЦІНКА ДЕФОРМАЦІЇ КРУГОВИХ ДВОЯКОВИПУКЛО-УВІГНУТИХ ЗУБЦІВ КОНІЧНИХ ПЕРЕДАЧ

Р. І. Трофимов, А. В. Кузнецова

*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»*

В останні роки з метою підвищення несучої здатності зубчастих передач застосовують зубчасті передачі з двоопукло-увігнутими зубцями (ДВУ) і, зокрема, конічні передачі. Конічні колеса з ДВУ зубцями вигідно відрізняються від конічних прямозубих коліс високою здатністю навантаження, більшою плавністю зачеплення і значним зниженням шуму. Перевага конічних передач з ДВУ зубцями



перед конічними колесами з круговим зубом полягає в тому, що вони мають різну кривизну в двох напрямках (шестірня виконується з двоопуклими, а колесо з двоякоувігнутими зубцями), внаслідок чого зменшуються контактні напруження. На відміну від коліс із зачепленням Новікова, в яких торцевий коефіцієнт перекриття дорівнює нулю, колеса з ДВУ зубцями мають торцевий коефіцієнт перекриття більшої одиниці. Недоліком цих коліс є складність виготовлення.

Досвід експлуатації показав, що конічні колеса з круговими ДВУ зубцями зовнішнього зачеплення мають високу працездатність. Однак, якщо дослідженню деформації зубців циліндричних евольвентних передач приділяється велика увага, то дані щодо деформації конічних передач з круговими ДВУ зубцями відсутні. Отже, такі дослідження зубців конічних передач із круговими ДВУ зубцями є актуальними.

У загальному випадку, на положення точки контакту зубців у нерухомій системі координат впливає ціла низка факторів, обумовлених пружною деформацією елементів зубчастого колеса та приводу. До основних таких факторів відносяться: пружна деформація зубців, деформація зубчастих коліс (що викликає зміщення основи зубця), прогинання валів, зміщення зон контакту підшипників, деформація корпусу приводу машини.

У цій роботі розглядається лише пружна деформація зубців. Вплив інших чинників на положення точки контакту (крім пружної деформації валів) вважалося незначним, що виключає подальшого вдосконалення розроблених методик розрахунку шляхом урахування цих факторів.

Для моделювання деформованого стану зубця методом скінченних елементів у цій роботі була використана універсальна програмна система скінченно-елементного аналізу ANSYS (рис. 1).

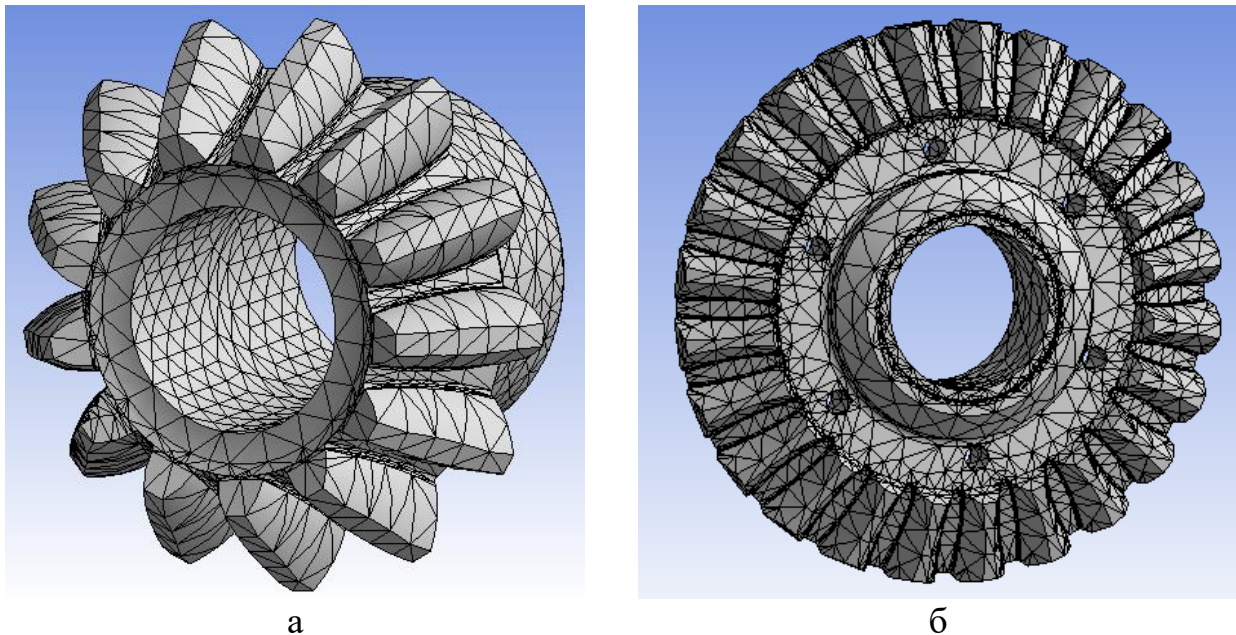


Рис. 1 – Скінченно-елементні моделі для дослідження деформованого стану зубця:
а – шестерні; б – колеса

Розподілена навантаження по довжині зубця прикладалася по лінії контакту. Було закладено 32 варіанти навантаження, що відповідають послідовному

додаванню розподіленого навантаження за висотою зубця. Ширина кожного варіанта навантаження відповідала половині ширини смужки контакту зубців. Далі розраховувалася повна деформація зубців у місці контакту (рис. 2).

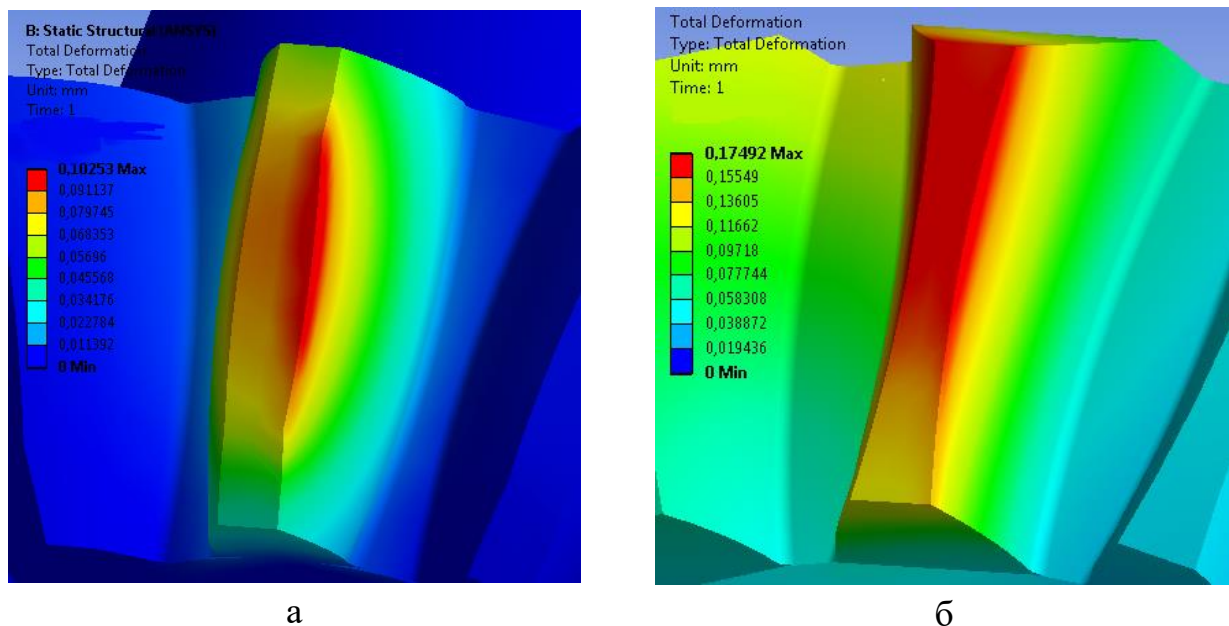


Рис. 2 – Розподіл деформації на зубах: а – шестерні; б – колеса

Тривимірні графіки розподілу деформації за довжиною та висотою зуба шестерні та колеса були побудовані за допомогою програми Table Curve (рис. 3). З графіка видно таке: деформація на голівці зуба перевищує деформацію на ніжці зуба більш ніж 2 рази; деформація у відповідних точках на зубці шестерні у 1.5-2.5 рази менше, ніж на зубці колеса.

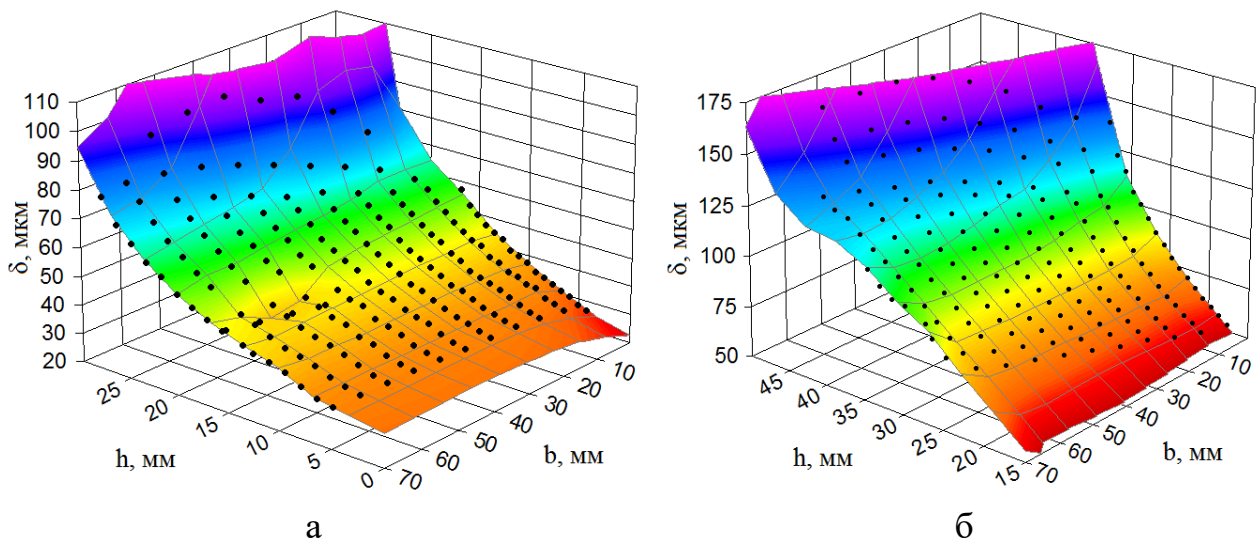


Рис. 3 – Розподіл деформації δ по довжині зуба b та висоті зуба h для:
а – шестерні; б – колеса

В роботі досліджено деформацію зубців конічних зубчастих передач із ДВУ зубцями. Розраховано деформацію зубців у місці контакту, наведено напружено-деформований стан зубців шестерні та колеса.