УДК 621.81:519.21 (075.8); 621.039.5

Проц Л.А., канд. техн. наук, доцент
Ужгородський національний університет, laprots@gmail.com
Дудаш В.Ф., інженер
ПрАТ «Єврокар», clava.dydash@gmail.com

ДО ПИТАННЯ СТАТИЧНОГО АНАЛІЗУ НА МІЦНІСТЬ ВИЛКИ КАРДАННОГО ВАЛУ

Одним з найпоширеніших частин механізму при забезпеченні передачі крутного моменту, від одного вузла до іншого в транспортних засобах, сільськогосподарській та промисловій техніці є частина механізму, що використовується для з'єднання карданного валу з іншими вузлами, а саме - вилка карданного валу [1]. Необхідним сучасним питанням є питання можливості проведення спеціальних робіт при виготовленні або при ремонті цієї частини механізму, без суттєвої зміні міцності [2, 3]. При дослідженнях зміни геометричних параметрів навантажувального з’єднання деталей вилки карданного валу особливу увагу було приділено розрахунку статичного аналізу міцності вилки карданного валу, виготовленого зі Ст 10.

Статичний аналіз на міцність вилки карданного валу виконано в програмному комплексі FreeCAD версії 0.21.1. Дослідження відбувалося зі створенням декількох примітивів для точного аналізу та отримання достовірних даних. Розрахунок проводився за методом кінцевих елементів - числової технікою знаходження розв'язків інтегральних та диференціальних рівнянь у частинних похідних. Процес розв'язання побудований на повному усуненні диференціального рівняння для стаціонарних задач.

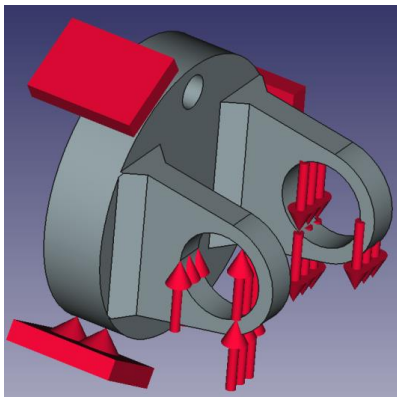


Рис. 1 - Розрахункова схема прикладання навантаження

Для проведення дослідження на міцність вилки карданного валу обмежились розрахунковою схемою прикладання зусилля та різноманітних обмежень, а саме перевірці внутрішньої поверхні обойми вушок розподіленим зусиллям від осі хрестовини у 1000 Н, яке відповідає крутному моменту у 1485 Н·м. На рис.1. приведено схему прикладання навантаження. Слід відмітити, що матеріал в програмі задавався як лінійний, тобто такий, що працює не виходячи за границю пружності, використовуючи закон Гука. А також було прийнято, що всі реакції виходять із статичного розрахунку умови рівноваги.

В результаті проведення досліджень було встановлено максимальне зміщення співвісності двох отворів для перешкодити процесу заклинювання механізму карданного шарніру в робочих режимах, яке коливається в межах від -0,027мм до +0,049 мм. Ці результати зображені червоним кольором на рис. 2. які відповідають найбільшим переміщенням навантаження на вушка карданної вилки.

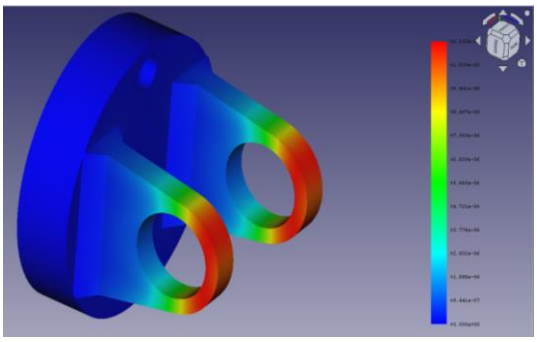


Рис.2 - Максимальні переміщення навантажених областей вилки

При дослідженні навантажень карданної вилки було виявлено, див. гістограма рис.3, що кількість вузлів які мають незначні переміщення під час роботи двигуна складає понад 100000 одиниць. Ці вузли не є критичними в процесі роботи двигуна, отже пошкоджень роботі різним механізмам автомобіля не задають. Близько 7000 вузлів мають переміщення напруження під час роботи двигуна в межах від 1 до 2 мкм. І лише 3500 вузлів мають переміщення напруження, які відповідають максимальним переміщенням від -0,027 мм до +0,049 мм, що може призвести до серйозних несправностей роботи автомобіля. Одним з таких вузлів є і досліджуваний нами вузол карданного шарніру у процесі робочого навантаження.

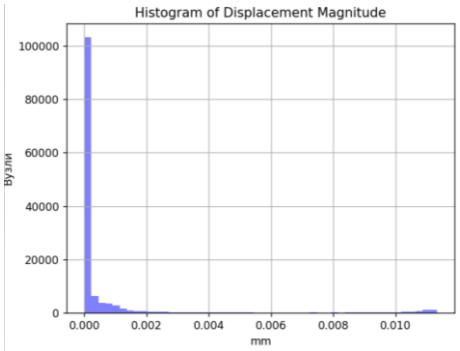
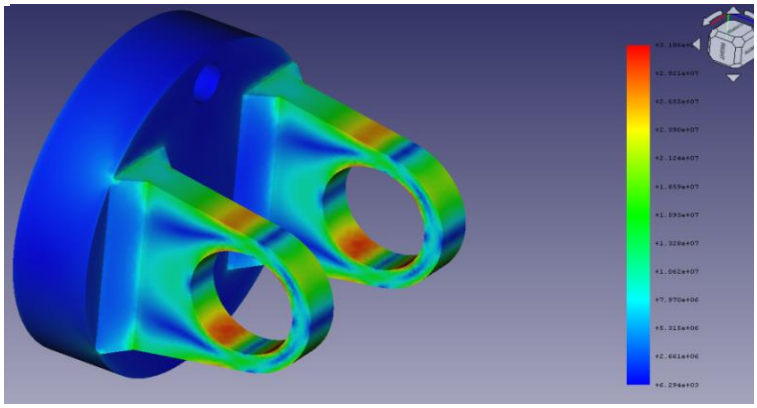


Рис. 3 - Гістограма переміщення навантажених областей вузлів автомобіля



а) б)

Рис. 4 - Гістограма напруження а) та напруження б) фон Мізеса вилки карданного валу

При дослідженні напруження на вилку карданного валу методом найбільшого еквівалентного напруження - методом Мізеса нами було встановлено, що близько 35000 - 45000 вузлів автомобіля сприймають навантаження які є меншими за 5 МПа. А 2000 вузлів сприймають максимальне напруження, що відповідає навантаженню у 32 МПа, що у 6,5 разів менше за границю текучості матеріалу Ст 10. рис.4 а. Отже, досліджувана нами карданна вилка, згідно перевірці методом фон Мізеса повністю проходить перевірку на міцність рис.4 б.

Таким чином, за результатами статичного аналізу на міцність вилки карданного валу встановлено, що дану деталь можливо навантажувати навантаженням на 34% більшим за прийняте нами у 1000 Н або у 1485 Н·м значення крутного моменту, але із врахуванням меж максимального переміщення навантаження від -0,027 мм до +0,049 мм.

Список посилань

1. Хітров І.О. Ремонт машин і обладнання: навч. посіб. / І.О. Хітров, В.С. Гавриш. – Рівне: НУВГП, 2012. – 184 с.

2. Тарасевич Ю.Я. Ймовірнісні розрахунки на міцність та вібрацію: навч. посіб. / Ю.Я Тарасевич. – Суми: Сумський державний університет, 2010. – 203 с.

3. Єфімов О. В. Методика розрахунку на міцність кришок, днищ, вузлів та елементів конструкції парогенераторів двоконтурних АЕС з реакторами ввер-1000 / О. В.Єфімов, В. Л.Каверцев, П. В. Ліфшиць /Вісник Харківського Національного технічного університету «ХПІ». Серія: «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування»: науковий збірник. –Харків: ХПІ, 2022. – № 3–4 (11–12). – С. 29 – 34.