

Рудик Олександр Юхимович
*кандидат технічних наук, доцент кафедри зносостійкості та надійності машин
Хмельницького національного університету, arudyk@rambler.ru*

Парацій Олександр Вікторович
магістрант Хмельницького національного університету

ЗАСТОСУВАННЯ ІНФОРМАЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЙ ПРИ РОЗРАХУНКУ ВОДОМАСЛЯНОГО ТЕПЛОБМІННИКА СИСТЕМИ ЗМАЩЕННЯ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА СМД-31

В області розвитку й удосконалювання автомобільних і тракторних двигунів основними завданнями на сучасному етапі є розширення використання дизелів, зниження паливної економічності й питомої маси двигунів, вартості їх виробництва й експлуатації. Велика увага приділяється використанню комп'ютерних технологій при розрахунках як вузлів, так й окремих їх деталей.

Науково-дослідницькими й конструкторськими організаціями галузі накопичений великий досвід розробки освоєння й доведення форсованих тракторних двигунів. Установлені специфічні методи розрахунків основних агрегатів і систем тракторних дизелів, методи вибору основних конструктивних співвідношень, принципів компоувальних схем як дизеля в цілому, так і його основних елементів.

Системи змащення двигунів повинні бути обладнані пристроями для зберігання й охолодження мастила, підведення його до тертьових поверхонь й очищення від забруднення, контролю процесів змащення й стану мастила. Сукупність усіх цих пристроїв утворюють систему змащення двигуна.

Виходячи з умов роботи дизелів, їх типів, призначень, ступінь задоволення цим вимогам може бути різною, що визначає складність, вартість, компактність мастильної системи та її елементів. Слід зазначити чітку тенденцію конструктивного ускладнення мастильних систем усіх типів двигунів не тільки внаслідок розширення функцій мастила в силових установках, але й для підвищення надійності роботи елементів двигунів мастильних систем, спрощення й автоматизації обслуговування, підвищення терміну служби мастила, зниження його витрат.

Відсутність пристроїв, які підтримують оптимальний температурний режим системи змащення, призводить до того, що в зимових умовах експлуатації двигуни тривалий час працюють зі зниженою температурою моторного мастила (нижче 45...50 °С). Через підвищену в'язкість і внаслідок цього недостатньої витрати мастила на привод центрифуги на цих режимах знижується частота обертання ротора відцентрового фільтра, різко погіршується якість очищення мастила від абразивних часток і зростає зношування деталей двигуна. Встановлено, що близько 70 % загального зношування колінчатого вала відноситься до періоду неефективної роботи центрифуги при зниженій температурі системи змащення.

Відзначені недоліки системи в значній мірі усуваються застосуванням водомасляних радіаторів, які скорочують тривалість прогріву після пуску й підтримуючих оптимальний температурний режим змащення.

При постійному включенні теплообмінника в систему охолодження паралельно блоку циліндрів він виконує не тільки передпусковий підігрів, але й скорочує тривалість прогріву після пуску, а також сприяє підтримці оптимальної робочої температури мастила.

Функціональна можливість водомасляного теплообмінника найповніше використовується при послідовному його включенні у систему охолодження. У цьому випадку, щоб уникнути значного зростання гідравлічного опору при русі охолоджуючої рідини через теплообмінник, необхідно збільшити його прохідний перетин, застосовуючи для виготовлення труби більшого діаметра. Збільшення діаметра труб, об'єму й поверхні теплообміну, а також велика кількість рідини, яка інтенсивно циркулює через теплообмінник, можуть забезпечити не тільки ефективний передпусковий розігрів і прогрів мастила після пуску, але й оптимальний температурний режим у процесі експлуатації.

В останні роки в якості охолоджувачів мастила на багатьох двигунах знайшли застосування компактні рідкомасляні теплообмінники, які використовують у якості холодного теплоносія рідину, що циркулює у системі охолодження двигуна.

Рідкісно-масляні охолоджувачі дизелів СМД-31 є теплообмінниками кожухотрубчастого типу. Вибір типу ґрунтується на тому, що серцевини таких теплообмінників, поряд з хорошими теплогідравлічними характеристиками, порівняно прості у виготовленні, ремонтпридатні, надають можливість проводити у процесі експлуатації періодичне очищення масляної й водяних порожнин.

Однією з основних деталей теплообмінника є вісь ротора, від якої залежить працездатність як самого теплообмінника, так й системи змащення двигуна в цілому. Тому за допомогою SolidWorks Simulation проводився її статичний аналіз та дослідження втрати стійкості.

SolidWorks Simulation відноситься до CAE-систем (англ. computer-aided engineering – загальна назва для програм, призначених для інженерних розрахунків конструкцій та аналізу фізичних процесів, пов'язаних з ними). За допомогою CAE-систем можна вирішувати два типи задач: розробляти нові конструкції й перевіряти існуючу [1].

CAE-системи можуть застосовуватись разом з CAD-системами (англ. – computer-aided design – комп'ютерна підтримка проектування). Однією з таких CAD-систем є SolidWorks з вбудованими CAE-модулями. SolidWorks Simulation – CAE-модуль, заснований на методі скінченних елементів (МСЕ) і призначений для проведення міцнісного аналізу. МСЕ – чисельний метод аналізу технічних конструкцій. МСЕ прийнятий як стандартний метод аналізу завдяки його універсальності й придатності для роботи на комп'ютерах.

МСЕ ділить модель на багато малих частин простих форм (елементів), які ефективно замінюють складну задачу декількома простими, що необхідно вирішити спільно. Елементи мають загальні точки (вузли). Процес поділу

моделі на малі частини називається створенням сітки. Реакція в будь-якій точці елемента інтерполюється з реакції вузлів елементів. Кожен вузол повністю описується рядом параметрів, залежних від типу аналізу й використовуваного елемента.

Програмне забезпечення розробляє рівняння, яке управляє поведінкою кожного елемента, враховуючи його сполучення з іншими елементами. Ці рівняння пов'язують реакцію з відомими властивостями матеріалу, обмеженнями та навантаженнями.

Далі програма упорядковує рівняння у велику систему спільних алгебраїчних рівнянь і знаходить невідомі. Наприклад, для розрахунку напружень вирішальна програма знаходить переміщення в кожному вузлі, а потім обчислює деформації та кінцеве напруження [2].

Отже, проведемо статичний аналіз осі ротора, матеріалом якої є сталь 10. З бібліотеки SolidWorks виберемо сталь DIN 1.1121 (C10E) з границею міцності на розтяг 430 МПа (аналог сталі 10).

Параметри сітки (рис. 1): якість висока, 4 точки Якобіана, розмір елемента 3.6752 мм, допуск 0.18376 мм, всього вузлів 18404, всього елементів 10750, максимальне співвідношення сторін 26.449. При шкалі деформації 1370.01:

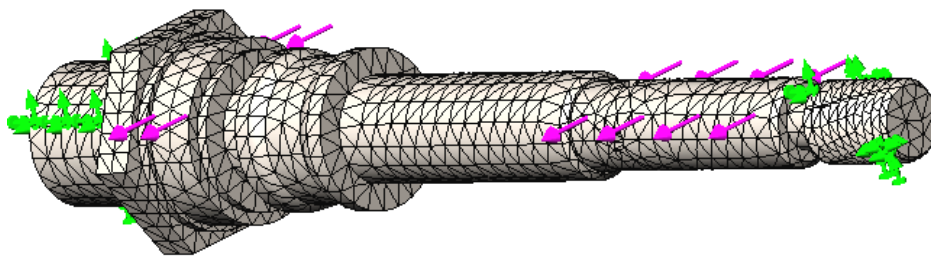


Рис. 1. Сітка на твердому тілі

– максимальне напруження $\sigma = 53.665$ МПа (вузол 16002 – рис. 2);

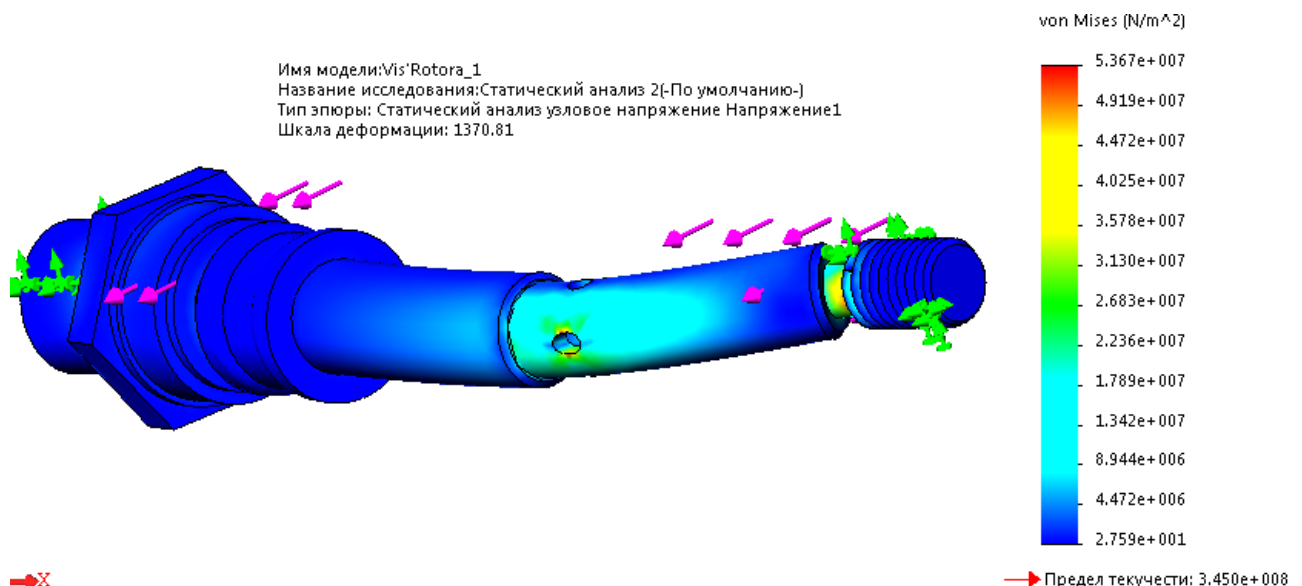


Рис. 2. Вузлові напруження von Mises

– максимальне результуюче переміщення $h = 0.0144075$ мм (вузол 13349 – рис. 3);

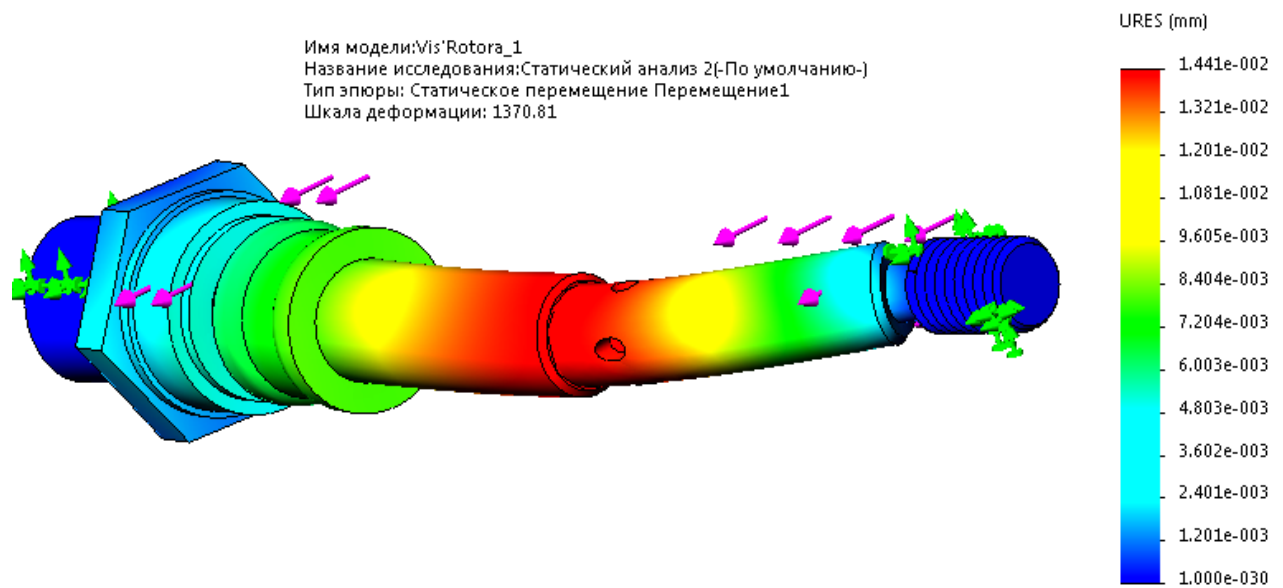


Рис. 3. Переміщення URES

– максимальна еквівалентна деформація $\delta = 0.000168583$ (елемент 3175), мінімальний запас міцності $k = 6.42877$ (вузол 16002).

Наступне дослідження – втрата стійкості осі ротора, яка визначається як раптова деформація, що відбувається, коли збережена осьова енергія перетвориться в енергію згину без зміни прикладених зовнішніх навантажень. Математично, коли відбувається втрата стійкості, жорсткість стає виродженою. Лінеаризований метод втрати стійкості, використовуваний у SolidWorks Simulation, вирішує задачу про власні значення, щоб оцінити критичні коефіцієнти втрати стійкості й відповідні форми режиму втрати стійкості [3].

Модель може згинатися в різних формах під навантаженнями різного рівня. Форма, яку модель приймає під час втрати стійкості, називають “формою режиму втрати стійкості”, а навантаження – “критичним”.

Втрата стійкості може з'явитися при різних режимах під впливом різних рівнів навантаження. Дослідженням втрати стійкості може допомогти запобігти руйнуванню внаслідок втрати стійкості.

Однак, вісь ротора не сприймає осьові навантаження. Крім цього, вона з обох сторін затиснута у корпусі – тобто про чисто теоретичну втрату стійкості мова не йде. Але, на нашу думку, втрата стійкості можлива у момент запуску ротора. Тому було змінено (на відміну від статичного аналізу) прикладення навантажень (рис. 4).

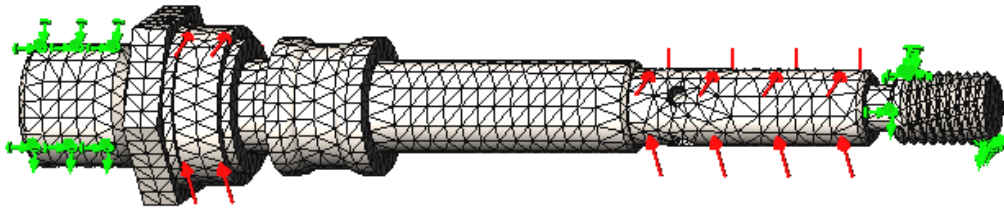


Рис. 4. Прикладення навантажень при дослідженні втрати стійкості

Встановлено, що максимальна амплітуда коливань $a = 0.106102$ (вузол 16112) – рис. 5, а запас міцності при можливій втраті стійкості складає $3.4729e+006$, тобто, як й очікувалось, втрата стійкості осі ротора не очікується.

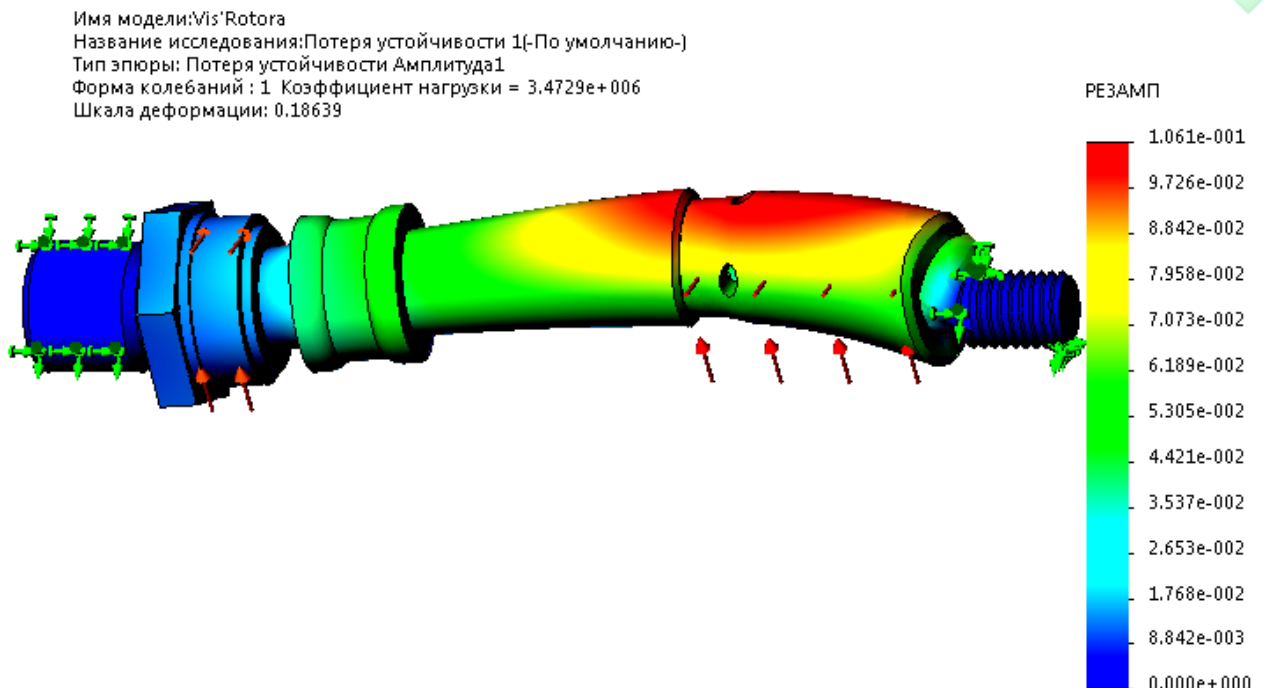


Рис. 5. Результуюча амплітуда

Список використаних джерел

1. Инженерный анализ в САПР SolidWorks (базовый курс) [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.kalexeev.ru/Specialists/Prochnost_urok.pdf
2. Справка по SolidWorks [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://help.solidworks.com/2012/Russian/SolidWorks/cworks/Basic_Concepts_of_Analysis.htm?id=abc813c7aa134c2bba42e4fdbdea8c58#Pg0&ProductType=&Product Name
3. Справка по SolidWorks [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://help.solidworks.com/2012/Russian/SolidWorks/cworks/IDH_Analysis_Background_What_is_Linearized_Buckling_Analysis.htm