Вывод. Таким образом, при неблагоприятных условиях хранения и неправильном применении из куриного помета теряется значительное количество азота. Из этого следует, что при внесении необходима немедленная заделка удобрения в почву (желательно в день внесения), а при хранении необходимо учитывать особенности этого удобрения и использовать приемы, позволяющие снизить возможные потери добавление дрожжа и других (опилка, путем адсорбирования образующегося газообразного аммиака.

1. Суховеркова Е., Способы утилизации птичьего помета, представленные в современных патентах/ Вестник Алтайского государственного аграрного университета № 9 (143), 2016 45-55
2. Байтелова А.И., Зинюхин Г.Б., Ермолаева А.А., Капустина О.А. ГОУ ВПО «Оренбургский государственный университет» Оценка воздействия ЗАО «птицефабрика оренбургская» 2010.- 255с

Грачев С.П., Грачев Д.С., Рыбаков А.В.

Оптимизация характеристик детали

*ФГБОУ ВО Вятский государственный университет
(Россия, Киров)*

doi:10.18411/spc-22-11-2017-07

ids: 000001:spc-22-11-2017-07

В настоящее время, особенно при разработке изделий авиационной техники, используют электромеханические силовые системы, которые обладают высокой надежностью и низкими массогабаритными показателями. Основой этих систем являются малогабаритных передачи с промежуточными телами качения - волновые передачи с промежуточными телами качения.

Анализ публикаций технической и патентной литературы свидетельствует о постоянном развитии и совершенствовании конструкций данных механизмов [1-5].

Выбор оптимального конструктивного исполнения изделия - одна из задач, которая всегда ставится перед конструктором. Процесс оптимизации использует варьирование параметров конструкции и дает возможность получить множество альтернативных вариантов, среди которых выбирается наилучший.

Конструкция считается оптимальной, когда она отвечает заданным требованиям, но при этом обладает лучшими характеристиками по массе, площади поверхности, объему, прочности и стоимости. Обычно оптимальная конструкция является лучшей во всех отношениях.

Зубчатые волновые передачи широко применяются в технике из-за таких свойств, как возможность получения большого передаточного числа в одной паре (60..300); существенно меньшие габариты и масса относительно других типов передач при том же передаточном числе; высокая кинематическая точность и малый люфт за счет многопарности зацепления; меньший шум при работе по сравнению с планетарной

передачей; возможность передачи движения с разделением двух сред; меньшая стоимость по сравнению с планетарной передачей при массовом производстве.

Схема волновой передачи с промежуточными телами качения показана на рис. 1.

Рис. 1. Схема волновой передачи с промежуточными телами качения

Одной из ответственных деталей этой передачи является жесткое колесо рис.2.

Рис.2. Жесткое колесо волновой передачи с промежуточными телами качения

Испытания волновой передачи с промежуточными телами качения привели к поломке внешней обоймы жесткого колеса, к появлению трещин.

Задача данной работы - исследование напряженно-деформированного состояния жесткого колеса и оптимизация размеров с целью уменьшения его массы.

Жесткое колесо выполнено в виде втулки. Модель делали показана на рис. 3.

Рис.3. Модель жесткого колеса

Проектной переменной, варьированием которой достигается цель оптимизации, являются внешний диаметр детали - D_v . Остальные размеры детали параметрические, связаны с переменной D_v . Значение проектной переменной варьируется в пределах, указанных в табл. 1.

Таблица 1.

Значения проектной переменной

Переменная	Значение переменной
Диаметр (D_v), мм	Мин:60 ... Макс:70

В качестве проектных ограничений используются напряжения в материале и коэффициент запаса прочности. Коэффициент запаса прочности принимается равным или больше 5. Материал детали - сталь 40ХН2МА. Предел текучести стали 930 МПа. Целевая функция – минимальная масса детали

Внутренняя поверхность детали нагружена крутящим моментом M_n . Для задания нагружения в САЕ модуле, при создании 3D модели профиль впадин аппроксимировался ломаной линией пропорционально числу тел качения (рис.4).

Рис. 4. Профиль впадин внутренней поверхности детали.

Расчет напряженно-деформированного состояния детали при действии рабочих нагрузок выполнялся методом конечных элементов.

Втулка спиральная_v2.rag, Статический анализ 2, Сталь 30ХГСА ГОСТ 10702-78
Напряжение - По элементам
Контур: Напряжение по Мизесу
Дата: 19 февраля 2015 г. 22:17

а).

Втулка спиральная_v2.rag, Статический анализ 2, Сталь 30ХГСА ГОСТ 10702-78
Напряжение - По элементам
Контур: Запас прочности
Дата: 19 февраля 2015 г. 22:14

б).

Рис. 5. Результаты моделирования напряженно-деформированного состояния при моменте нагрузки на жестком колесе $M_n = 100 \text{ Нм}$:

а) распределение напряжения (в МПа), б) запас прочности

Варианты сценариев с результатами расчета массы детали при различных значениях переменной D_n , приведены в таблице 2.

Таблица 2.

Результаты расчета массы детали жесткое колесо

Итерация	Ед.	1	2	3	4
Целевая функция Масса	кг	0,885	0,767	0,369	0,369
Проектная переменная D_n	мм	70,000	68,000	60,720	60,720

Рис. 6. График изменения целевой функции в процессе оптимизации

Алгоритм оптимизации и рабочие параметры не раскрываются в документации авторами приложения Solid Edge Simulation. Пользователь может влиять на ход оптимизации, назначая управляющие параметры: максимум итераций (20) и параметры сходимости – максимальная ошибка (0,0%), относительная сходимость (2,5%), абсолютная сходимость (0,01%), коэффициент возмущения – 0,2.

Вывод. Решение задачи параметрической оптимизации детали жесткого колеса позволило снизить его массу на 42%.

1. Блинов Д.С. Планетарные роликовинтовые механизмы. Конструкции, методы расчетов / Под ред. проф. О.А. Ряховского. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. – С.10-38.
2. Г.А. Тимофеев, М.В. Самойлова Геометро-кинематическое исследование комбинированного планетарно-волнового механизма Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. “Машиностроение”. 2012. №1 – с.70-80.
3. Янгулов В.С. Проектирование передач с линейными перемещениями выходного звена: учебное пособие / Томский политехнический университет. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2011. – С.41-72.
4. Лустенков, М. Е. Передачи с промежуточными телами качения: определение и минимизация потерь мощности: монография / М. Е. Лустенков. – Могилев: Беларус.-Рос. ун-т, 2010. – 274 с.: ил.
5. Геращенко А.Н., Постников В.А., Самсонович С.Л. Пневматические, гидравлические и электрические приводы летательных аппаратов на основе волновых исполнительных механизмов: Учебник. – изд., перераб. и доп. – М.: Изд-во МАИ-ПРИНТ, 2010.
6. Грачев Д.С., Грачев С.П. Оптимизация геометрической формы детали [Электронный ресурс] / Д.С.Грачев, С.П. Грачев // Общество, наука, инновации. (НПК – 2014): всерос. ежегод. науч.-практ. конф. : сб. материалов, 15–26 апреля 2014 г. / Вят. гос. ун-т. – Киров, 2014. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM). – (Факультет автоматизации машиностроения (ФАМ). Секция «Технологии и технологическое обеспечение машиностроительных производств». Статья № 19), с. 1317-1339.
7. А.В. Рыбаков, С.П. Грачев Уменьшение массогабаритных показателей редуктора. Advanced Science. 2017. №1. С.35.