

смотря на очень большой объем работ, впервые с 1994г. финансирование Госпотребстандартом не было проведено. Работы в полном объеме перенесены в план работ на 2011г. Следует отметить, что стандарты (с полным перечнем которых можно ознакомиться на вышеуказанном сайте) содержат много требований по безопасности, которые представляют интерес и для специалистов занимающихся проектированием и производством механических приводов.

Учитывая сложность приобретения стандартов в различных регионах Украины, в ТК-47 созданы подразделы нормативной базы (по методам испытаний, техническим требованиям, расчетным методикам), с которыми специалисты могут ознакомиться по запросу в АОЗТ "НИИ "Редуктор" (по электронным адресам: niireductor@yandex.ru, niiredut@I.com.ua).

Список литературы: 1. EN 474-1:2006; A1:2009 Землерийні машини. Безпека. Частина 1. Загальні вимоги. – 52с. 2. EN ISO 3471:2008 Землерийні машини. Захисні пристрої від перекидання. Експлуатаційні вимоги та лабораторні методи випробування. – 45с. 3. EN ISO 9902 1:2001; A1:2009 Машини текстильні. Методи випробування на шум. Частина 1. Загальні вимоги. – 21с. 4. EN ISO 9902-2:2001; A1:2009 Машини текстильні. Методи випробування на шум. Частина 2. Підготовчо-прядильні та прядильні машини. – 26с. 5. EN 12041:2000; A1:2009 Харчове переробче устаткування. Тісто-формувальні машини. Вимоги щодо безпеки і гігієни. – 55с. 6. EN 13954:2005 Харчове переробче устаткування. Машини для нарізання хліба. Вимоги щодо безпеки і гігієни. – 49с.

Поступила в редколлегию 16.05.11

УДК 621.83

В.М. ВЛАСЕНКО, к.т.н., голова ТК-47 "Механічні приводи", ген. директор АТЗТ "НДІ "Редуктор", м. Київ

І.В. ДОБРОВОЛЬСЬКА, інженер-конструктор АТЗТ "НДІ "Редуктор"

СУЧАСНІ МЕТОДИ РОЗРАХУНКУ НА ТЕРМІЧНУ ЗДАТНІСТЬ МЕХАНІЧНОГО ПРИВОДА ЗАГАЛЬНОМАШИНОБУДІВНОГО ТА СПЕЦІАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

В статье представлены современные методы расчета та термическую способность механического привода обшемашиностроительного и специального назначения.

В статье представлены современные методы расчета та термическую способность механического привода обшемашиностроительного и специального назначения.

Modern methods of calculating the thermal ability mechanical occasion of general and special purpose.

Потреба промисловості в високонавантажених механічних приводах загальномашинобудівного та спеціального призначення постійно зростає. Це

спонукає розробників вирішувати питання створення зубчастих приводів за умови виконання вимог високої навантажувальної здатності та довговічності, а також вимог відносно перевірки термічної здатності зубчастих передач різного типу.

В ТК-47 розроблені ДСТУ ISO гармонізовані з міжнародними стандартами стандарти на розрахунок термічної здатності зубчастих передач [1, 2], які прийняті до використання конструкторським підрозділом АТЗТ "НДІ "Редуктор".

Частина [1] є американською версією. Вона використовує аналітичну модель балансу тепла для обчислення термічної потужності, що передається одно- або багатоступінчастим редуктором, змащеним мінеральним маслом. Багато із коефіцієнтів в аналітичній моделі показують їх походження з опублікованих робіт різних авторів. Методика базується на методі розрахунку, представленому в технічному документі 96FTM9 AGMA (Американська асоціація виробників передач). Втрати в підшипниках розраховані із інформації каталогів, що надані виробниками підшипників, яка в свою чергу наведена в роботі Палмгрена. Формулювання втрат передачі на опір повітря і збівтання масла спочатку з'явилося в праці, представленій Дадлі і було видозмінено в частині ефектів від зміни в'язкості масла і кількості занурень передачі. Втрати в зачепленнях отримані із ранніх досліджень тертя кочення і ковзання, які моделюють дію зуба передачі за допомогою роликів машин тертя. Коефіцієнти в рівнянні втрат в зачепленнях були удосконалені від багатократного регресивного аналізу параметрів експериментальних даних із великої кількості випробувань типових промислових редукторів. Ці редуктори були піддані випробуванням з змінюванням експлуатаційних умов в широкому діапазоні. Параметри експлуатаційних умов в випробувальній матриці включали швидкість, потужність, напрям обертання і кількість масла. Формулювання підтверджене перехресною перевіркою прогнозованих результатів з експериментальними даними для різноманітних типів редукторів від різних виробників.

Частина [2] оснований на німецькій версії, за допомогою якої розрахована термічна рівновага між втратою потужності і розсіянням тепла. Із цієї рівноваги можна розрахувати очікувану температуру масляної ванни зубчастої передачі для даної передаваної потужності, так і максимальну передавану потужність для даної максимальної температури масляної ванни. Це також дає можливість обчислити, при змащенні розбрикуванням, кількість зовнішнього охолодження, необхідного для підтримки температури заданої подачі масла. Методом розрахунку є процес ітерації.

Втрату потужності циліндричних, конічних, гіпоідних і черв'ячних передач можна розрахувати відповідно до теоретичних і експериментальних досліджень різних типів зубчастих передач, здійснених в Технічному університеті Мюнхена. Втрата потужності зубчастої передачі, залежна від навантаження, закінчується розрахунком коефіцієнта тертя в зачепленні. Вплив основних параметрів навантаження, швидкості, в'язкості і шорсткості поверхні на

коефіцієнт тертя був виміряний індивідуально на здвоєних дискових контрольно-вимірювальних приладах і перевірений експериментами передач. Такі рівняння для коефіцієнта тертя були використані в [1] при обчисленні зношувальної здатності передач від навантаження і використані в методах німецьких стандартів для розрахунку відносного ступеню нагріву від товщини плівки масла, щоб оцінити ризик зношування і мікропітингу. Втрата потужності, не залежної від навантаження, отримана із систематичних експериментів з різноманітними параметрами із виданих науково-дослідних робіт. Розрахунок втрати потужності антифрикційних підшипників був взятий із досвіду виробників підшипників, опублікований в їх найсвіжіших каталогах.

Рівняння для теплового розсіяння базуються на теоретичних міркуваннях, об'єднаних з експериментальними дослідженнями на зразках корпусів зубчастих передач, використовуючи різні конфігурації стінки при вільній і примусовій конвекції. Випромінювання із корпуса базується на законі Стефана-Больцмана, з вимірними величинами відносного коефіцієнта випромінювання, виміряного для різної поверхневої обробки і покриттів поверхні корпуса передачі. Також включені рівняння для розрахунку теплопередачі від обертових деталей і до фундаменту. Результати були перевірені з вимірами теплового розсіяння на практичних приводах зубчастих передач. Комп'ютерна програма "WAEPPO" з запропонованим методом термічного розрахунку, була розроблена в межах науково-дослідної роботи FVA (Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Франкфурт) і широко використовується в німецькій приводній промисловості.

Частина [1] використовує аналітичну модель балансу тепла, щоб дати способи розрахунку термічної потужності, що передається одноступінчастим або багатоступінчастим редуктором, змащеним мінеральним маслом. Розрахунок базується на стандартних умовах при максимальній навколишній температурі 25°C і максимумі температури масляної ванни 95°C в великому об'ємі приміщення, але наводить коефіцієнти модифікації і для інших умов.

Підтримування прийнятної температури в масляній ванні редуктора є вирішальним для його довговічності. Тому при виборі редуктора потрібно розглядати не тільки механічну здатність, але і термічну здатність.

Первинним критерієм термічної здатності є максимально допустима температура масляної ванни. Неприйнятно високі температури масляної ванни впливають на роботу редуктора збільшенням ступеня окислення масла і зменшенням його в'язкості. Зменшена в'язкість приводить до меншої товщини плівки масла на зубцях передачі і на контактуючих поверхнях підшипників та може знизити довговічність цих елементів. Щоб досягти необхідної довговічності і характеристик редуктора, робочі температури масляної ванни повинні бути оцінені і обмежені.

Термічні здатності редукторів, встановлені за цим методом, обмежені максимально допустимою температурою масляної ванни 95°C. Проте, оснований на досвіді виробників редукторів або вимогах застосування, вибір може

бути зроблений для температури масляної ванни вище або нижче 95°C. Додаткові критерії, що повинні застосовуватись при установленні термічної здатності для конкретного редуктора з заданим типом охолодження, пов'язані з режимом роботи редуктора. Основна номінальна термічна потужність P_T встановлюється випробуванням (Метод А) або розрахунком (Метод В) при наступних умовах: температура масляної ванни 95°C; температура навколишнього повітря 25°C; швидкість навколишнього повітря $\leq 1,4$ м/с в великому об'ємі приміщення; густина повітря на рівні моря; безперервний режим роботи. Коефіцієнти модифікації для відхилення від цих критеріїв наведені додатково.

Для переривистої роботи, вхідна потужність може перевищувати термічну потужність виробника при умові, якщо температура масляної ванни не перевищує 95°C.

Здатність редуктора працювати в межах його термічної потужності може зменшитися за несприятливих умов. Деякі приклади несприятливих умов навколишнього середовища такі: замкнений простір; надбудова, що може накрити редуктор і зменшити теплове розсіяння; висока навколишня температура, типу приміщень бойлера або турбіни, або в поєднанні з устаткуванням гарячої обробки; висока висота над рівнем моря; присутність сонячної енергії або променистого тепла.

Термічна здатність може збільшитися коли експлуатаційні режими включають підвищений рух повітря або низьку навколишню температуру.

Допоміжне охолодження повинно використовуватись, коли термічна здатність є недостатня для експлуатаційних режимів. Масло може бути охолоджене багатьма способами, такими як: охолодження вентилятором, в цьому випадку вентилятор буде забезпечувати здатність термічної потужності з вентиляторним охолодженням; теплообмінник, котрий при використанні буде здатний поглинати утворене тепло, яке не може бути розсіяне від редуктора конвекцією і випромінюванням.

В АТЗТ "НДІ "Редуктор" розроблено проект методики випробування з використанням рекомендацій метода А, а також проведені проектні розрахунки згідно рекомендацій метода В.

Стандарт [2] встановлює спосіб для визначення термічної навантажувальної здатності зубчастих передач, який включає вимірювання на оригінальних зубчастих редукторах при практичних режимах. Він приймає форму або вимірювання втрати потужності, розсіяння тепла чи обох разом, або в випадку зубчастих редукторів із змащенням розбризкуванням визначення квазістаціонарної температури масляної ванни.

Методи розрахунку всіх окремих складових втрат потужності і розсіяння тепла, що описані в [2], вважаються альтернативними методами. Конкретний приклад розрахунку трьохступінчастого конічно-циліндричного редуктора дозволяє проектувальникам та випробувачам значно скоротити термін отримання висновку відносно термічної здатності механічного привода.

Розроблені стандарти [1, 2], на наш погляд, дозволяють розробникам в

значній мірі отримати більш точні висновки ніж застарілі рекомендації в технічній літературі [3, 4].

Список літератури: 1. ДСТУ ISO/TR 14179-1 Зубчасті передачі. Термічна здатність. Частина 1. Термічна здатність зубчастих передач при температурі масляної ванни 95°C. 2. ДСТУ ISO/TR 14179-2. Зубчасті передачі. Термічна здатність. Частина 2. Термічна навантажувальна здатність. 3. Кудрявцев В.Н., Державец Ю.А., Глухарев Е.Г. Конструкция и расчет зубчатых редукторов. – Л.: Машиностроение, 1977. – 256с. 4. Михеев И.И., Попов Г.И. Смазка заводского оборудования. – Л.: Машиностроение, 1967. – 155с.

Надійшла до редколегії 16.05.11

УДК 621.833.38

Е.А. ГУДОВ, инженер-конструктор по редукторостроению ОАО "ЭЗТМ",
Электросталь, Московская обл., Россия

С.А. ЛАГУТИН, к.т.н., ведущий конструктор ОАО "ЭЗТМ"

Б.Ф. ФЕДОТОВ, к.т.н., старший научный сотрудник НПО "ЦНИИТМАШ",
Москва, Россия

НАГРУЗОЧНАЯ СПОСОБНОСТЬ МОДИФИЦИРОВАННЫХ ГЛОБОИДНЫХ ПЕРЕДАЧ

Рассмотрены методы геометрического и технологического расчета глобоидных передач, модифицированных методом "аи"; при нарезании зубьев колеса двух- и четырехрезцовыми летучками. Показано, что такие передачи отличаются от передач с цилиндрическими червяками более высокой нагрузочной способностью, особенно при больших межосевых расстояниях. Детально описан алгоритм оценки нагрузочной способности. Все предложенные методы и алгоритмы проверены практикой проектирования и производства передач, применяемых в нажимных механизмах прокатных станов, нефтяных насосах, мешалках и другом оборудовании ВАТ "ЭЗТМ" и ряда машиностроительных заводов.

Розглянуті особливості геометричного і технологічного розрахунку глобоїдних передач, модифікованих методом "аи", при нарізанні зубів колеса двох- і чотирьохрезцовими летучками. Показано, що такі передачі відрізняються від передач з циліндричними червяками більш високою навантажувальною здатністю, особливо при великих міжосьових відстанях. Докладно описаний алгоритм оцінювання навантажувальної здатності. Усі запропоновані методи та алгоритми перевірені практикою проектування і виробництва передач, застосованих у натискних механізмах прокатних станів, нафтових насосах, мішалках та іншому обладнанні ВАТ "ЕЗТМ" і ряду машинобудівних заводів.

The technique of geometrical and technological design is considered for the globoid gears modified by an increase of machine center distance and gear ratio at the worm cutting in relation to the same parameters of worm drive. It is shown that they differ from one-enveloping worm gears with higher loading capacity, especially at the big center distances. The algorithm for the assessment of loading capacity of gears is described in details. All offered methods and algorithms are verified by practice of design and manufacture of modified globoid gears for adjustment devices of rolling mills, oil pumps, mixers and other equipment at the Joint Stock Co "EZTM" (Electrostral Plant of Heavy Machines) and a number of other plants.

Актуальность задачи. Глобоидная передача является одной из разновидностей червячной передачи общего вида [1]. Ее червяк в осевой плоскости имеет вогнутую форму, охватывающую колесо. Это приводит к многопарности зацепления: в зацеплении с витками находится столько зубьев, сколько шагов колеса умещается в дуге охватывающего делительного глобоида. Если в передачах с цилиндрическим червяком коэффициент перекрытия, как правило, меньше двух, то в глобоидных передачах аналог этого коэффициента, именуемый рабочим обхватом глобоидного червяка K_c , достигает значений 4-6 и более.

Глобоидные передачи отличаются от передач с цилиндрическими червяками более высокой нагрузочной способностью, особенно при больших межосевых расстояниях. Это обусловлено помимо многопарности зацепления благоприятными свойствами контакта в каждой паре зубьев.

Во-первых, в глобоидной передаче линии мгновенного контакта активных поверхностей расположены поперек зубьев, а не вдоль, как в передачах с цилиндрическим червяком. Это создает более благоприятные условия для образования гидродинамического смазочного слоя, приводит к повышению КПД передачи и предотвращает появление зон, опасных по заеданию.

Во-вторых, радиус приведенной кривизны поверхностей в направлении, перпендикулярном контактными линиями, в глобоидной передаче больше, чем у передачи с цилиндрическим червяком. Это позволяет увеличить нагрузку на контакт и тем самым увеличить передаваемую мощность или уменьшить размеры передачи при сохранении величины передаваемой мощности.

Применение глобоидных передач известно с конца XIX века. В XX веке в разных странах проводились многочисленные работы по выбору геометрии глобоидных передач, конструкции, технологии. В начале 30-х годов XX века больших успехов достигла американская фирма "Мичиган Тул", разработавшая технологию, инструмент и оборудование для производства передач Кона. Эти разработки позволили создать передачи, успешно конкурирующие с передачами других производителей более 70-ти лет [2].

В России первые глобоидные передачи были изготовлены в 1904 году на Балтийском заводе для лебедок военных кораблей. В 40-х годах в СССР началось широкое применение глобоидных передач в металлургическом, горно-шахтном, подъемно-транспортном, судовом машиностроении и других отраслях. Успешной постановке производства глобоидных передач в отечественном машиностроении способствовали Я.И. Дикер, Л.И. Сагин [3] Б.А. Гессен, П.С. Зак [4], В.А. Шишков, А.К. Карцев, И.А. Лебедев, Б.Ф. Федотов, В.Л. Журавлев и другие.

Сложная геометрия глобоидной передачи, специфические условия смазки и формирование поверхности зуба колеса, состоящего из нескольких зон, вдохновили многих исследователей разработать аналитические аспекты зацепления червяка с зубом колеса. Среди них были Н. И. Колчин, Ф.Л. Литвин [5] и Л.В. Коростелев [6].

В этой статье авторы обсуждают последние достижения в области геометрии, технологии и оценки грузоподъемности глобоидных передач.