3. Диференціал

3.1 Проектний розрахунок

Берем симетричний міжколісний диференціал автомобіля ЗІЛ -131 по схемі, рис.7:



рис.7 симетричний міжколісний диференціал автомобіля \_\_\_\_\_\_\_

Розрахунковий крутний момент дорівнює моменту на веденому колесі головної передачі:

Матеріал і допустимі напруження для сателітів та півосьових шестерень ті ж, що й для зубчастих коліс головної передачі – Сталь 25ХГТ, термообробка – цементація;

- допустиме статичне напруження згину:

Приймаємо:

коефіцієнт блокування;

число сателітів;

числа зубів по [6], стр. 200;

- внутрішнє передаточне число:

Перевірка умови складання по [14], стр. 151:

Кути ділильних конусів:

- еквівалентне число зубів сателітів:

нана;

- перадачу виконуємо зі зміщенням;

коефіцієнт форми зуба по [5], стр. 147, рис.8.20 при коефіцієнті зміщення:

коефіцієнт розподілу навантаження по [3], стр. 297;

коефіцієнт ширини вінця відносно зовнішньої конусної відстані по [6], стр. 190;

коефіцієнт враховує нерівнормірність розподілу навантаження по ширині вінців при розрахунках на згин по [3], стр. 321, рис.24.5.

динамічний коефіцієнт по [6], стр. 199 для розрахунку на статичну міцність;

коефіцієнт режиму навантаження;

коефіцієнт динамічності;

- коефіцієнт ширини вінця відносно середнього ділильного діаметра:

Середній коловий модуль зубчастих коліс диференціала з урахуванням того, що кожен сателіт передає навантаження через 2 зуба по [6], стр. 199:

- зовнішній модуль:

враховуючи, що при конструюванні диференціала розміри та маса мають вирішальне значення, а також те, що округлення модуля конічних передач до стандартного значення можна не проводити, берем:

мм;

- фактичне значеня середнього модуля, берем:

мм.

Основні геометричні параметри зубчастих коліс

Зовнішні ділильні діаметри:

мм;

мм;

- зовнішня конусна відстань:

- ширина вінців:

мм ⟹ берем мм;

- середні вілильні діаметри:

мм;

мм;

- зовнішня висота зуба:

мм;

- зовнішня висота головки зуба:

мм;

- зовнішня висота ніжки зуба:

мм;

- зовнішні діаметри вершин зубів:

мм;

мм;

- зовнішні діаметри впадин зубів:

мм;

мм.

Діаметр шипа хрестовини по [2], стр. 254:

відповідно ряду берем

де:

допустима напруга зминання для вантажних автомобілів;

коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між сателітами.

3.2 Розрахунок деталей на міцність

Перевірка шипа хрестовини на зминання та зріз

Розрахункове напруження зминання по [9], стр. 266:

де мм – довжина посадочної частини сателіта, визначена на креслені.

Розрахункове напруження зрізу по [9], стр. 266:

де мм – радіус дії тангенціальних сил на вісь сателіта, визначений на кресленні.

Тиск торця сателіта та півосьової шестерні на корпус диференціала, який визначається напруженням зминня по [9], стр 266 – 267:

де:

радіус дії тангенціальних сил на зуб сателіта та півосьової шестерні;

мм – зовнішній діаметр контактної поверхні сателіта з корпусом

диференціала;

кут зачеплення.

де:

діаметри контактних поверхонь півосьової шестерні з корпусом диференціала, визначені на креслені.

Колова сила в зачепленні сателіт – півосьова шестерня, з урахуванням того, що кожен сателіт передає навантаження через 2 зуба:

- номінальне напруження згину, [5], стр. 161:

[6], стр. 200;

Статичне напруження згину при дії максимального моменту:

Всі умови міцності виконуються.