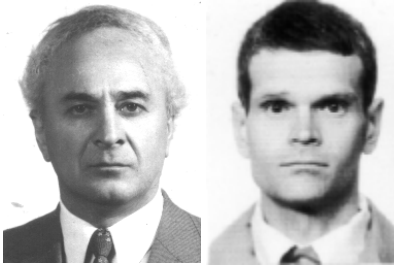


УДК 629.113-752



**АКОПЯН Р.А.** проф., д.т.н, Національний університет “Львівська політехніка”,  
**ДУБЯНСЬКИЙ О.В** доц., к.т.н., Національний університет “Львівська політехніка”

## СПРОЩЕНИЙ РОЗРАХУНОК ПОДВІЙНОЇ РОЗНЕСЕНОЇ ГОЛОВНОЇ ПЕРЕДАЧІ АВТОБУСА

*Оскільки більшість науковців в галузі автомобілебудування представляють у своїх працях переважно тільки загальний теоретичний аналіз особливостей розрахунку головних передач автомобілів і зокрема рознесеної із колісним редуктором [2, 3, 4, 5, 6], не приділяючи іноді достатньої уваги чисельному розрахунку для конкретних компоувальних схем, то представляється цікавим як із наукової так і методичної точок зору здійснити такий розрахунок, вибравши конкретну модель автомобіля.*

### 1. Теоретичні положення

#### 1.1. Аналіз конструкцій подвійних рознесених головних передач

На сучасних легкових автомобілях і спеціальних шасі високої прохідності, автобусах, колісних тягачах і автомобілях великої вантажопідйомності широкого застосування одержали головні передачі з бортовими і колісними редукторами, які покращують прохідність і знижують навантаження в карданній передачі та механізмах ведучого моста.

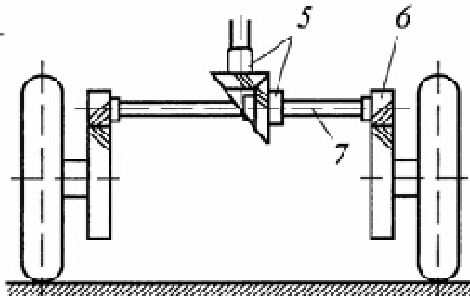


Рис. 1.1. Схема подвійної рознесеної головної передачі.

До них належать рознесені двохступеневі головні передачі, що складаються з центральної одноступеневої передачі, що встановлена в картері ведучого моста і додаткової передачі, що встановлюється біля ведучих коліс або всередині їх - бортові або колісні редуктори.

Подвійна рознесена головна передача складається з центрального редуктора 5 із одинарною конічною або гепоїдною передачею та між колісним диференціалом, за яким розташовані два редуктори 6 у приводі кожного ведучого колеса (рис. 1.1).

Подвійна рознесена головна передача

складніша за центральну, має більше число зубчастих коліс та підшипників. Але не зважаючи на це, вона набула широкого розповсюдження через наступні переваги:

- зменшені розміри між колісного диференціалу та діаметрів півосей через малу ступінь редукції моменту, що підводиться;
- компактність центральної частини ведучого моста та збільшений дорожній просвіт під центральною частиною балки ведучого моста;
- можливість змінити передатне число головної передачі без зміни центрального редуктора та центральної частини балки ведучого моста.

Застосування такої передачі збільшує число деталей ведучого моста, але не збільшує його загальну масу. Це можливо через те, що основні частини ведучого моста - головна передача, диференціал, піввісі, сприймають менші крутні моменти, що збільшуються в колісних передачах. Завдяки цьому основні деталі такої передачі виконуються менших розмірів, а отже меншою масою, ніж у випадку створення такого ж крутного моменту на ведучих колесах тільки одноступеневою головною передачею.

Бортові редуктори встановлюють в кожному з ведучих коліс на поздовжніх лонжеронах рами по бортах несучого корпусу чи на кінцях балки моста. З'єднання цього редуктора з ведучими керованими колесами здійснюється карданною передачею.

Відмінною рисою колісного редуктора є те, що його монтують всередині обода колеса і він своєю веденою частиною безпосередньо з'єднується з маточиною.

Значне зменшення габаритів і можливість одержати при цьому великого передатного числа ( $u_p = 4,0 \dots 6,0$ ) забезпечують співвісні планетарні і не планетарні редуктори, що мають три і більше полюси зачеплення.

**Непланетарні** редуктори виконуються при заблокованому водилі. За такою схемою обертається сонячна шестерня та епіцикл, а водило - нерухоме. Конструкція допускає застосування дискових гальм малого діаметра, крім того спрощується доступ до гальмових механізмів. Передатне число такого редуктора буде  $u_p = -z_b/z_a$ . Перевага таких схем – відносно менша кутова швидкість обертання підшипників сателітів.

**Планетарні** редуктори виконуються

при заблокованому епіциклі (рис. 5.2, д, е). У цих редукторах водило жорстко зв'язано із маточиною колеса, сонячна шестерня встановлена на шліцах піввісі, а коронна – нерухома. Під час обертання піввісі сонячна шестерня примушує сателіти обкочуватися по внутрішньому зубчастому вінцю епіциклу і таким чином обертати водило разом із маточиною колеса вслід за піввіссю, але значно повільніше. Передатне число такого редуктора буде  $u_p = 1 + (z_b/z_a)$ , що дозволяє одержати понижуюче передатне число більше 2,2. Такі редуктори завдяки можливості отримати великі передатні числа  $u = 3 \dots 6$  найбільш розповсюджені у ведучих мостах вантажних автомобілів та автобусів.

## 1.2. Основи розрахунку планетарних колісних редукторів

Планетарний колісний редуктор із заблокованим епіциклом представлений на рис. 1.2.

У цьому редукторі ведучим елементом маточини 9 є водило 6, що складається з внутрішньої і зовнішньої частин, з'єднаних болтами 7.

Зовнішня частина водила передає крутний момент на маточину колеса через шпильки 1. Епіциклична шестерня 8 через кожух 3 колісної передачі за допомогою шліцьового з'єднання закріплена на цапфі. Сонячна шестерня 5 встановлена на шліцьовому кінці піввісі і стопориться замковим кільцем 4. Три сателіти 2 встановлені на двох роликотидшипниках кожний, на пальцях, що прикріплені до зовнішньої половини водила.

Під час обертання сонячної шестерні 5, сателіти 2 обкочуються по внутрішньому вінцю нерухомого епіциклу 8 і таким чином обертають водило 6, що у свою чергу обертає маточину колеса.

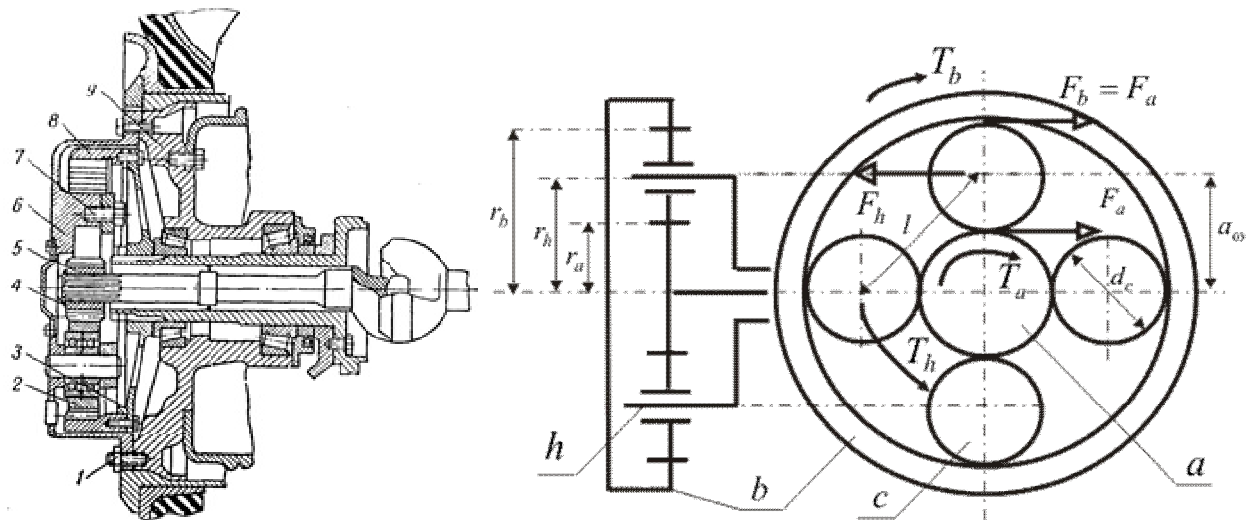


Рис. 1.2. Планетарний колісний редуктор із заблокованим епіциклом:  
 а – загальний вигляд; б – кінематична схема; 1- шпилька; 2 – сателіт; 3 – кожух; 4 - замкове кільце; 5 - сонячна шестерня; 6 – водило; 7 – болт; 8 - епіциклічна шестерня; 9 – маточина; а – сонячна шестерня, b - коронна шестерня (епіцикл), c – сателіт, h - водило

Розрахунок колісного редуктора проводять у такій послідовності:

1. Обґрунтування необхідності застосування рознесеної головної передачі.

2. За заданими вхідними параметрами вибирається кінематична схема, що забезпечує найбільш можливий к.к.д та найменші габарити.

3. За передатним числом та рівняннями кінематики визначаються відносні передатні числа планетарних рядів. За величиною цих чисел визначається менше колесо ряду та кількість його зубців, з умови відсутності підрізання, що забезпечує мінімальні габарити та достатню плавність роботи зачеплення. Це число зубців повинно відповідати вибраним числам зубців інших коліс за умови забезпечення співвісності, складання та сусідства.

4. Визначається к.к.д. передачі.

5. Визначаються крутні моменти на валах та відносні частоти обертання коліс.

6. Визначається ряд планетарної передачі, що має найбільш навантажений полюс зачеплення та колесо, яке працює у найбільш важких умовах.

7. Визначається міжосьова відстань найбільш навантаженої пари або початковий діаметр найбільш слабшого

колеса.

8. Визначається модуль зачеплення.

9. Зубці коліс, що розраховані перевіряються на згин, та за можливістю зближуються контактні та згинні напруження.

10. Розраховуються опори сателітів з врахуванням особливостей їх роботи.

1. Необхідність застосування колісного або бортового редуктора в трансмісії автомобіля обумовлюється величиною передатного числа головної передачі, яке визначається як:

$$u_0 = 0,377 r_k \frac{n_v}{V}, \quad (1.1)$$

де  $r_k$  - радіус кочення колеса, м;  $n_v$  – максимальна частота обертання ведучого валу,  $xv^{-1}$ ;  $V$  - максимальна розрахункова швидкість руху, км/г.

Якщо значення  $9...11 > u_0 > 6...7$ , то застосовується або центральна подвійна головна передача із двома парами зубчастих коліс або рознесена головна передача із центральним редуктором та колісними або бортовими передачами.

2. Згідно заданої кінематичної схеми (рис. 1.2) – колісний планетарний редуктор із заблокованим епіциклом встановлений на задніх ведучих колесах автобуса.

3. Виразимо передатне число через

величину  $p$  із основного рівняння кінематики:

$$\omega_a - p\omega_b = (1 - p)\omega_h. \quad (1.2)$$

де  $\omega_a, \omega_b, \omega_h$  - кутові швидкості відповідно сонячної, коронної шестерень і водила;

$p$  - параметр планетарної передачі

$$p = u_{ab}^h = \pm \frac{r_b}{r_a} = \pm \frac{z_b}{z_a}.$$

Оскільки  $\omega_h = 0$ , то отримаємо

$$u_p = \frac{\omega_a}{\omega_h} = 1 + p, \quad (1.3)$$

Звідки  $p = u_p - 1$ .

Визначення кількості зубців коліс планетарного ряду.

а) визначення меншого за розміром колеса.

Через умову співвісності будемо мати:

$$z_b - z_a = 2z_c,$$

$$\text{тоді } z_c = \frac{z_b - z_a}{2}; \text{ або}$$

$$z_a = \frac{2z_c}{(2-p)}; z_c = \frac{z_a(p-1)}{2}. \quad (1.4)$$

де  $z_a, z_b, z_c$  - кількість зубців відповідно сонячної, коронної шестерень і сателіта.

Меншим зубчастим колесом у співвісному редукторі є сонячна шестерня (сонце) ( $z_a$ ) при  $|p| > 3$  або сателіт ( $z_c$ ) при  $|p| < 3$ , та  $z_a = z_c$  при  $|p| = 3$ .

$$T_{ДВЗ} = T_{max} \cdot u_{mp} \cdot z_{mp} \frac{(1 + K_{\delta_1})(1 + K_{\delta_2})(1 + K_{\delta_3})}{2^\alpha}, \quad T_\varphi = \frac{G_i \cdot \varphi \cdot r_k}{2u_p \cdot z_p}, \quad (1.9)$$

де  $T_{max}$  - максимальний крутний момент двигуна;

$u_{mp}$  - передатне число силової передачі,  $u_{mp} = u_{к1} u_{p1} u_{12} u_0$ ;

$u_{к1} u_{p1} u_0$  - передатні числа відповідно першої передачі коробки передач, першої (нижчої) передачі роздавальної коробки передач, головної передачі;

$u_{12}$  - внутрішнє передатне число міжосьового диференціала;

$\eta_{mp}$  - к.к.д силової передачі, для вантажних автомобілів та автобусів  $\eta_{mp} = 0,85 \dots 0,88$ ;

$K_{\delta 1,2,3}$  - коефіцієнти блокування диференціалів силової передачі (роздавальної коробки, між мостового, між колісного);

$\alpha$  - число симетричних диференціалів силової передачі;

$G_i$  - навантаження на  $i$ -ту ведучу вісь;

$u_p, \eta_p$  - передатне число та к.к.д бортового (колісного) редуктора;

$\varphi$  - коефіцієнт зчеплення.

Моменти на відповідних валах визначаються із залежності

$$T_a + T_b - T_h = 0,$$

де  $T_a, T_b$  і  $T_h$  - моменти, що діють на ланки  $a, b$  і  $h$  (рис. 1.2, б).

б) Кількість зубців сонця визначаємо через умову складання:

$$z_a(p+1) = \alpha\lambda, \quad (1.5)$$

де  $\alpha$  - ціле число;  $\lambda$  - число сателітів.

Визначену кількість зубців сонця та сателіта необхідно перевірити через умову сусідства сателітів:

$$(z_a + z_c) \sin \frac{180^\circ}{\lambda} > z_c. \quad (1.6)$$

в) Кількість зубців епіцикла тоді складає:

$$z_b = p \cdot z_a \quad (1.7)$$

4. К.к.д. планетарної передачі визначаємо як:

$$\eta_p = \frac{1 + p \cdot \eta_{зов} \cdot \eta_{вн}}{1 + p} \quad (1.8)$$

де  $\eta = \eta_{зов} \cdot \eta_{вн}$  - к.к.д. відповідно зовнішнього та внутрішнього зачеплень шестерень.

5. Розрахунковим моментом на втомну міцність є менший з двох моментів:

- максимальний момент по двигуну ( $T_{ДВЗ}$ )

- момент по зчепленню ведучих коліс з дорогою ( $T_\varphi$ ), приведених до ведучої шестерні редуктора.

Ці моменти на ведучому валу визначаються із виразів:

Момент на вихідному валу редуктора (води́лі) або на маточині колеса можна визначити через передатне число редуктора:

$$T_{вих} = T_h = u_p \cdot T_p, \quad (1.10)$$

де  $T_p$  – розрахунковий момент на ведучому валу.

Момент на епіциклі з умови рівноваги сателіта складає:

$$T_b = (1 - u_p \cdot \eta_p) T_a. \quad (1.11)$$

Оберти на відповідних валах, у разі заблокованого водила, складають:

$$\begin{aligned} \text{сонячне колесо } n_a^h &= \frac{n_N}{u_{mp}} \left( 1 - \frac{1}{u_p} \right), \\ \text{епіцикл } n_b &= -n_h = -\frac{n_a}{u_p} = -\frac{n_N}{u_{mp} \cdot u_p}, \end{aligned} \quad (1.12)$$

$$\text{сателіт } n_c = -n_h = -\frac{n_a}{u_p}.$$

6. Найбільш навантаженим колесом у разі рівності зусиль в полюсах зачеплення, та однакових матеріалах буде колесо із меншою кількістю зубців. Крім того треба проаналізувати умови роботи коліс та визначити цикли їх навантаження.

7. Міжосьова відстань планетарної

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{1}{r_1 \cdot \sin \alpha} \pm \frac{1}{r_2 \cdot \sin \alpha} = \frac{1}{r_1 \cdot \sin \alpha} \left( 1 \pm \frac{1}{u_p} \right) = \frac{u_p \pm 1}{r_1 \cdot \sin \alpha} \quad (1.15)$$

де  $r_1, r_2$  – радіуси відповідно шестерні та колеса.

Підставляючи (1.14) та (1.15) у (1.13) та після рішення відносно  $a_\omega$  остаточно отримаємо:

$$a_\omega = (u_p + 1) \sqrt[3]{\left( \frac{108}{[\sigma]} \right)^2 \frac{T_p}{\psi_a \cdot u_p}} \quad (1.16)$$

де  $[\sigma]$  - допустиме контактне напруження,  $[\sigma] = 680$  МПа.

Згідно [9]  $a_\omega$  також можна визначити за формулою:

$$a_\omega = \frac{m(z_a + z_c)}{2} \quad (1.17)$$

8. Модуль прямозубого зубчастого зачеплення можна розрахувати з умови

передачі визначається із умови витривалості за контактним напруженням у разі заблокованого водила, тобто так само як і для простої передачі.

Ця відстань може бути визначена залежно від колового зусилля, крутного моменту або потужності. Вихідною є формула Герца-Беляєва [10]:

$$a_\omega = 0,418 \sqrt{\frac{q \cdot E}{\rho}} \quad (1.13)$$

де  $q$  – зусилля, що припадає на одиницю контактної довжини;

$E$  - приведений модуль першого роду,  $E = 2,1 \cdot 10^5$  МПа;

$\rho$  - приведений радіус кривизни в точці контакту.

Величини цих параметрів визначаються із рівнянь:

$$q = \frac{F_p}{b \cdot \cos \alpha} = \frac{T_p}{r \cdot b \cdot \cos \alpha}, \quad (1.14)$$

де  $F_p, T_p$  – розрахункові колова сила та момент;

$b$  - ширина колеса,  $b = \psi_a \cdot a_\omega$ ,  $\psi_a$  – коефіцієнт ширини зубчастого колеса,  $\psi_a = 0,3 \dots 0,6$ ;

$\alpha$  - кут зачеплення;

$r$  – радіус шестерні або колеса;

забезпечення втомної міцності зубця при згині

$$m = \sqrt[3]{\frac{2T_p \cdot K_{Fv}}{\sigma_{Flim} \cdot z_a \cdot \psi_{bm} \cdot K_{FL}}}, \quad (1.18)$$

де  $\sigma_{Flim}$  – межа обмеженої витривалості зубців на згин,  $\sigma_{Flim} = 400 \dots 420$  МПа;

$z_a$  – число зубців сонячної шестерні;

$\psi_{bm}$  - коефіцієнт ширини зубця по модулю,  $\psi_{bm} = 4,4 \dots 7,0$  – для прямозубих коліс.

$K_{Fv}$  – коефіцієнт швидкості при згині

$$K_{Fv} = K_{Hv}^2 = K_{v\Delta} \cdot K_{ve}.$$

$K_{ve}$  - коефіцієнт що враховує зовнішні динамічні навантаження і залежить від швидкості руху автомобіля досягає при  $V_a = 10$  м/с наступних значень: 1,25 і 1,35 – для

механічних трансмісій відповідно легкових та вантажних автомобілів;  
 $K_{v\Delta}$  - коефіцієнт внутрішніх

динамічних навантажень,  $K_{v\Delta} = 1,2 \dots 1,4$ ;

$K_{FL}$  - коефіцієнт довговічності при згині, в першому наближенні,  $K_{FL} = 1$ ,

Модуль також можна визначити за міжосьовою відстанню, діаметром колеса та кількістю зубців за формулами:

$$m = \frac{2a_{\omega}}{z_a + z_c} \text{ або } m = \frac{d_a}{z_a} \quad (1.19)$$

9. Розрахунок зубців коліс на згин та контактні напруження, а також перевірка на міцність опор сателітів проводиться за відомою методикою [3, 4, 5, 6, 8, 9, 10].

## 2. Результати розрахунків

Поставимо собі за мету розрахувати ведучий міст двовісного автобуса із колісною формулою 4×2, наприклад, ЛАЗ-697Р із колісним редуктором на задніх ведучих колесах. Редуктор - планетарний із заблокованим епіциклом (рис. 1.2).

Конструктивні та розрахункові параметри автобуса та його окремих агрегатів приведені в табл. 2.1. Таблиця 2.1

Вхідні дані для розрахунку

Параметр	Значення
Базовий автомобіль	ЛАЗ-697Р
Повна маса $M$ , кг	10880
Маса, що припадає на задню вісь $M_2$ , кг	7700
База $L$ , м	4,2
Радіус кочення колеса $r_k$ , м	0,51
Максимальний крутний момент двигуна $T_{emax}$ , Нм	284,4
Оберти двигуна при максимальній потужності $n_N$ , об/хв	3600
Максимальна швидкість руху $V_{max}$ , км/год	70
К.к.д трансмісії, $\eta_{mp}$	0,85
Коефіцієнт блокування диференціалу, $K_{\delta 3}$	0,15
Передатне число першої передачі коробки передач $u_{k1}$	6,5
Передатне число головної передачі $u_0$	3,83
Передатне число колісного редуктора $u_p$	3,8
К.к.д редуктора, $\eta_p$	0,97
Кількість сателітів колісного редуктора	4

1. Визначаємо передатне число головної передачі автобуса за формулою (1.1):

$$u_0 = 0,377 \frac{r_k \cdot n_N}{V} = \frac{0,51 \cdot 3600}{70} = 9,9$$

Оскільки значення  $u_0 > 6 \dots 7$ , то встановлюємо рознесену головну передачу в трансмісії автобуса із парою конічних коліс у центральному редукторі і колісною планетарною передачею задніх ведучих коліс.

3. Значення величини  $p$  згідно (1.4) складає  $p = u_p - 1 = 3,8 - 1 = 2,8$ .

а) Визначаємо найменше за розміром

колесо. В нашому випадку  $p < 3$ , тому меншим зубчастим колесом у такому співвісному редукторі є сателіт ( $z_c$ ). Тоді, враховуючи умову співвісності механізму отримаємо:

$$z_c = \frac{z_b - z_a}{2}; z_c = \frac{z_a(p-1)}{2}$$

б) Приймаючи  $\lambda = 4$  - число сателітів, визначаємо кількість зубців сонця через умову складання (1.5):

$$z_a = \frac{\alpha \cdot \lambda}{1+p} = \frac{4\alpha}{1+2,8}$$

де  $\alpha$  - ціле число.

Приймаючи послідовно  $\alpha = 19, 38$ ,

57, отримаємо значення  $z_a = 20, 40, 60$ .

$= 36, 54$ .

Тоді для  $z_a = 20$

$$z_c = \frac{z_b - z_a}{2} = \frac{z_a(p-1)}{2} = \frac{20(2,8-1)}{2} = 18,$$

Перевіряємо умову сусідства сателітів згідно (1.6):

а для інших значень  $z_a$  будемо мати  $z_c$

$$(z_a + z_c) \sin \frac{180^\circ}{\lambda} \triangleright z_c; (20 + 18) \sin \frac{180^\circ}{4} \triangleright 18; 26,87 \triangleright 18;$$

$$(40 + 36) \sin \frac{180^\circ}{4} \triangleright 36; 53,27 \triangleright 36; (60 + 54) \sin \frac{180^\circ}{4} \triangleright 54; 80,6 \triangleright 54.$$

в) Кількість зубців епіцикла згідно (1.7) тоді складає:

$$z_b = p \cdot z_a = 2,8 \cdot 20 = 56,$$

а для інших значень  $z_a$  будемо мати  $z_b = 112, 168$ .

4. Приймаючи  $\eta_{зов} = 0,97$  та  $\eta_{вн} = 0,96$  визначаємо к.к.д. передачі згідно (1.8):

$$\eta_p = \frac{1 + 2,0 \cdot 0,97 \cdot 0,99}{1 + 2,0} = 0,97$$

де  $\eta = \eta_{зов} \cdot \eta_{вн}$  - к.к.д. зовнішнього та внутрішнього зачеплень шестерень.

Таким чином к.к.д. планетарної передачі більше к.к.д. звичайної передачі з тим же самим числом полюсів, хоча передатне число планетарної передачі на одиницю більше.

5. Визначаємо розрахункові моменти по двигуну та по зчепленню ведучих коліс з дорогою, приведених до ведучої шестерні редуктора згідно (1.9):

$$T_{ДВЗ} = T_{max} \cdot u_{mp} \cdot z_{mp} \frac{(1 + K_{\sigma_1})(1 + K_{\sigma_2})(1 + K_{\sigma_3})}{2^a} = 284,4 \cdot 6,5 \cdot 3,83 \cdot 0,85 \frac{(1 + 0,15)}{2^1} = 3460 \text{ Нм}$$

$$T_\varphi = \frac{G_i \cdot \varphi \cdot r_k}{2u_p \cdot z_p} = \frac{7700 \cdot 9,8 \cdot 0,8 \cdot 0,51}{2 \cdot 3,8 \cdot 0,97} = 4176,3 \text{ Нм}$$

Таким чином, для подальших розрахунків приймаємо  $T_p = T_a = 3460 \text{ Нм}$

Визначаємо момент на вихідному валу редуктора або на маточині колеса - водилі згідно (1.10):

$$T_{вих} = u_p \cdot T_p \cdot \eta_p = 3,8 \cdot 3460 \cdot 0,97 = 12753,56 \text{ Нм}$$

Тоді момент на епіциклі згідно (1.11) буде:

$$T_b = T_h - T_a = 10068,6 - 3460 = 9293,56 \text{ Нм},$$

$$\text{або } T_b = T_a (u_p \cdot \eta_p - 1) = 3460(3,8 \cdot 0,97 - 1) = 9293,56 \text{ Нм}$$

Визначаємо оберти на відповідних валах у разі заблокованого водила за формулами (1.12):

$$\text{сонячне колесо } n_a = \frac{n_N}{u_{mp}} \left( 1 - \frac{1}{u_p} \right) = \frac{3600}{6,5 \cdot 3,83} \left( 1 - \frac{1}{3,8} \right) = 106,6 \text{ хв}^{-1}$$

$$\text{епіцикл } n_b = -n_h = -\frac{n_a}{u_p} = -\frac{n_N}{u_{mp} \cdot u_p} = -\frac{3600}{6,5 \cdot 3,83 \cdot 3,8} = -38,1 \text{ хв}^{-1}$$

$$\text{сателіт } n_c = -n_a \frac{z_a}{z_c} = -106,6 \frac{20}{18} = -118,4 \text{ хв}^{-1}$$

6. Найбільш навантаженим колесом, яке працює у найгірших умовах роботи для заданої кінематичної схеми у разі рівності зусиль в полюсах зачеплення та однакових матеріалах буде сателіт, оскільки кількість зубців його найменша. Зубці сателіта працюють на згин із знакозмінними напруженнями навіть при постійному напрямку обертання, оскільки у зачепленні із сонячним колесом та епіциклом зубець працює різними сторонами.

7. Попередньо визначаємо міжосьову відстань планетарної передачі, прийнявши  $\psi_a = 0,5$  за формулою (1.16):

$$a_w = (u_p + 1) \sqrt[3]{\left(\frac{108}{[\sigma]}\right)^2 \frac{T_p}{\psi_a \cdot u_p}} = (3,8 + 1) \sqrt[3]{\left(\frac{108}{680}\right)^2 \frac{3460 \cdot 10^3}{0,5 \cdot 3,8}} = 171,9 \approx 172 \text{ мм}$$

8. Визначаємо модуль зубчастого зачеплення згідно (5.17), прийнявши  $z_a = 40$ :

$$m = \sqrt[3]{\frac{2T_p \cdot K_{Fv}}{\sigma_{Flim} \cdot Z_1 \cdot \psi_{bm} \cdot K_{FL}}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 3460 \cdot 10^3 \cdot 1}{400 \cdot 40 \cdot 7 \cdot 1}} = 3,95$$

Найближчі модулі за ГОСТ 9563-80 для вантажних автомобілів та автобусів складають 2,5; 3,0; 4,0; 5,0. Тому заокруглюємо отримане значення до 4 мм.

Для  $z_a = 20, 40, 60, z_c = 18, 36, 54$ . Тоді уточнюємо міжосьову відстань планетарної передачі за формулою (1.15):

$$a_w = \frac{m(z_a + z_c)}{2} = \frac{4(40 + 36)}{2} = 152 \text{ мм}$$

Остаточно приймаємо  $m = 4$ , міжосьова відстань 152 мм, тоді діаметри зубчастих коліс складають: сонячного колеса  $d_a = z_a \cdot m = 40 \cdot 4 = 160$  мм, сателіта  $d_c = z_c \cdot m = 36 \cdot 4 = 144$  мм, епіцикла  $d_b = z_b \cdot m = 112 \cdot 4 = 448$  мм.

Зводимо основні геометричні та розрахункові параметри колісної планетарної передачі в наступну таблицю 2.2:

Таблиця 2.2.

Параметр	Сонячне колесо	Сателіт	Епіцикл	Водило
Кількість зубців	40	36	112	-
Діаметр, мм	160	144	448	-
Момент, Нм	3460	-	9293,56	12753,56
Оберти, хв <sup>-1</sup>	106,6	118,4	38,1	-
Модуль	4,0			
Міжосьова відстань, мм	152	-	-	-

### 3. ВИСНОВОК.

Таким чином наведена методика та числовий приклад розрахунку подвійної рознесеної головної передачі автобуса із колісним планетарним редуктором задніх коліс свідчать про те, що це складна інженерна задача, для розв'язання якої потрібно ознайомитись з багатьма науковими джерелами та довідниками. Натомість вищеописана методика зменшує трудомісткість розрахунків та скорочує їх час, оскільки позбавляє необхідності інженера або студента займатися пошуковою роботою.

### 4. ЛІТЕРАТУРА

1. Осепчугов В.В., Фрумкин А.К. Автомобиль. Анализ конструкций, элементы расчета. М.: Машиностроение, 1989.- 303с.
2. Лукин П.П. Гаспарянц Г.А., Родионов В.Ф. Конструирование и расчет автомобиля. М.: Машиностроение, 1984.-376с.
3. Автомобили. Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия. Под ред. А. Гришкевича.- Минск.: Вишэйшая школа, 1985.- 240 с.
4. Конструирование и расчет колесных машин высокой проходимости. Под общей редакцией Н.Ф. Бочарова, И.С. Цитовича.- М.: Машиностроение, 1983.- 303 с.
5. Армейские автомобили. Конструкция и расчет. Ч.1. / Под ред. А.С. Антонова. – М., Воениздат, 1970. 543 с.
6. Вахламов В.К. Автомобили: Конструкция и элементы расчета. М.:



- Издательский центр «Академия», 2006.- 480 с.
7. Дубянський О.В. Конспект лекцій з дисципліни "Системи колісних та гусеничних машин". Видавництво Національного університету "Львівська політехніка". 2013.
  8. Проектирование трансмиссий автомобилей. Справочник./Под общ. ред. А.И. Гришкевича. – М.: Машиностроение, 1984, -272 с.
  9. Г.Б. Иосилевич. Детали машин. М.: Машиностроение, 1988, - 368 с.
  10. А.Н. Малиновский. Планетарные передачи. М.:«Высшая школа», 1968 – 156 с.

### **Summary**

*In the article a method and numerical example of calculation of a rear drive axle with a wheel reduction gear of the LAZ bus with the wheel formula 4×2 is submitted.*