

УДК 621.91.001.1

НОВА МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ДОВЖИН ВАЛІВ ОДНОСТУПІНЧАСТИХ ЦИЛІНДРИЧНИХ РЕДУКТОРІВ

Коломієць В.В., Богданович С.А., Рідний Р.В.,
Свіргун О.А., Харченко С.О., Півень М.В.

*Харьковский национальный технический университет
сільського господарства імені Петра Василенка*

В роботі приведена нова методика розрахунку окремих частин довжин валів одноступінчастих циліндричних редукторів, яка може застосовуватись для розрахунку довжин валів і других типів редукторів, механізмів і машин різних модифікацій.

Ключові слова: *вали, підшипники, шестірні, зубчасті колеса, зірочки, пасові передачі, ланцюгові передачі, редуктори, машини, механізми, комп'ютерні розрахунки.*

Вступ. Розрахунок і компоновка машин залежить від діаметрів і окремих частин довжин валів, а також від ширини деталей, розміщених на цих валах, зазорів між деталями і стінками корпусів машин. Величини довжин окремих частин валів згідно різних рекомендацій приймалися після виконання компоновок деталей редукторів в корпусі на міліметровому папері [1]. Цей спосіб їх визначення потребує узгодження великої кількості розмірів і часу [2, 3]. Сучасний розвиток технічного забезпечення розрахунків і комп'ютеризації учбового процесу дозволяє виконувати розрахунок довжин валів без виконання компоновок і їх креслення на папері. Тому в даній роботі приведені залежності довжин валів одноступінчастих циліндричних редукторів від окремих параметрів, які можна розрахувати і вибрати із існуючих довідників і стандартів з використанням розроблених програм на комп'ютері [4]. Такі основи нової методики розрахунку окремих частин довжин валів можна застосовувати для розрахунку довжин валів різних найменувань і інших редукторів, механізмів, машин, пристроїв і приборів.

Залежності довжин валів редукторів, необхідних для точного їх розрахунку на статичну і динамічну міцність, виведені з урахуванням відстаней між деталями в редукторі згідно існуючих рекомендацій [1].

Основна частина методики. Для розрахунку окремих частин довжин валів редукторів вихідні дані потрібно брати із попередніх розрахунків: енерго-кінематичного розрахунку приводу; розрахунку пасової і зубчастих передач редуктора; розрахунку відкритої передачі приводу. Ці нові розрахунки повинні дотримуватись сучасних технологічних, тягових, економічних і інших розрахунків машини, умов експлуатації якої вказуються на робочому валу приводу і задані в завданні документації на її розробку згідно існуючих стандартів і рекомендацій.

Вихідні дані можуть бути такими:

1. **Обертові моменти** на валах редуктора, T_2 і T_3 , (Н·м);
2. **Міжосьова відстань** зубчастої передачі редуктора, a_w , (мм);
3. **Ширина** веденого шківa пасової передачі, M , (мм);
4. **Ширина** шестерні або її маточини зубчастої передачі, $b_{ш}$, (мм);
5. **Ширина** зубчастого колеса або його маточини передачі, b_k , (мм);
6. **Ширина** шестерні або її маточини відкритої передачі, $b_{шв}$, (мм);
7. **Ширина** маточини ведучої зірочки ланцюгової передачі, $b_з$, (мм).

Ширини маточин приймаються до розрахунків тільки в тому випадку якщо їх величини більші від ширини веденого шківa, шестерні, зубчатих коліс передач і шестерні відкритої циліндричної зубчастої передачі або зірочки ланцюгової передачі.

Розрахунок діаметрів валів циліндричного редуктора на кручення

Діаметри вхідного і вихідного валів редуктора на кручення визначаються із умов міцності при крученні при понижених допустимих напругах [1, ф.4.1];

$$d = \sqrt[3]{\frac{T \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau_{кр}]}}$$

де: T – обертовий момент на валу редуктора, Н·м;

$[\tau_{кр}]$ - допустиме напруження на кручення для валів редукторів:

$[\tau_{кр}] = 20 \dots 30$ МПа.

Діаметри вхідного валу

Із попереднього розрахунку передач редуктора вибрати:

T_2 - обертовий момент на вхідному валу редуктора (Н·м).

$[\tau_{кр}]$ – допустиме напруження на кручення вхідного вала прийняти рівним 30 МПа.

Розрахунок діаметра хвостовика вала:

$$d_{x2p} = \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 30}}$$

Приймаємо діаметри:

хвостовика вала - $d_{x2} \geq d_{x2p}$ (мм);

під підшипники - $d_{н2} > d_{x2}$, кратний 5 (мм);

під шестірню - $d_{ш} > d_{н2}$ на 5...7 мм.

Діаметри вихідного валу

Із попереднього розрахунку передач редуктора вибрати:

T_3 – обертовий момент на вихідному валу редуктора, (Н·м).

$[\tau_{кр}]$ – допустиме напруження на кручення вихідного вала прийняти рівним 25 МПа.

Розрахунок діаметра хвостовика вала:

$$d_{x3p} = \sqrt[3]{\frac{T_3 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}}$$

Приймаємо діаметри:

хвостовика вала - $d_{x3} \geq d_{x3p}$ (мм);

під підшипники - $d_{пз} > d_{x3}$, кратний 5 (мм);

під колесо - $d_k > d_{пз}$ на 5...7 мм.

Розрахунок окремих частин довжин вхідного вала редуктора

$$\ell_2 = b_{ш} + 4\delta + B_{п2}; \quad \ell_1 = M/2 + 3d_4 + K - B_{п2}/2;$$

де: ℓ_1 – довжина консолі вала – від середини ширини веденого шківас пасової передачі до середини ширини підшипника; ℓ – відстань між серединами ширини підшипників на вхідному валу; δ – товщина стінок корпуса редуктора: $\delta = 0,025a_w + 3$ мм; d_4 – діаметр болта кріплення кришки підшипника; K – ширина верхнього фланця корпуса редуктора; $M = 1,2d_2$. Величини d_4 і K вибираються із таблиць в залежності від внутрішнього діаметра підшипника [1].

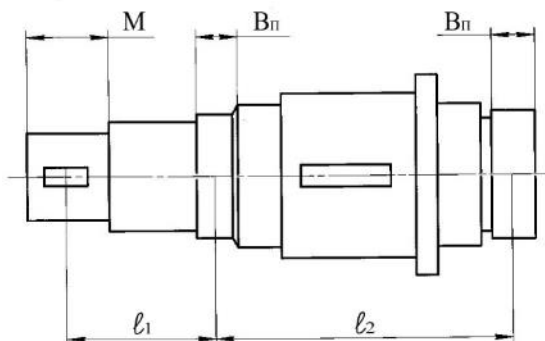


Рис. 1. Вхідний вал одноступінчастого циліндричного редуктора

Розрахунок окремих частин довжин вихідного вала редуктора

$$\ell = b_k + 4\delta + B_{п}; \quad \ell_1 = b_{ш}/2 + 3d_4 + K - B_{п}/2;$$

де: b_k – ширина зубчастого колеса або його маточини передачі; $B_{п}$ – ширина підшипника вихідного вала; $b_{ш}$ – ширина шестірні або її маточини відкритої передачі, або ширина маточини ведучої зірочки ланцюгової передачі $b_3 = (1,2 \dots 1,5)d_{x3}$.

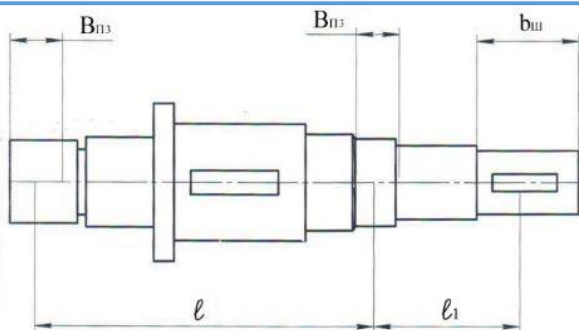


Рис. 2. Вихідний вал циліндричного редуктора

Приклад розрахунку діаметрів і довжин валів одноступінчастого циліндричного редуктора

Діаметри вхідного вала. Вихідні дані:

- обертовий момент на вхідному валу $T_2 = 294,54 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
- допустиме напруження на кручення $[\tau_{кр}] = 30 \text{ МПа}$.

Розрахунок діаметра хвостовика вала:

$$d_{Х2} = \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3}{0,2[\tau_{кр}]}} = \sqrt[3]{\frac{294,25 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 30}} = 36,6 \text{ мм}$$

- діаметр хвостовика вала $d_{Х2} = 37 \text{ мм}$;
- діаметр вала під підшипники $d_{ПЗ} = 40 \text{ мм}$;
- діаметр вала під шестірню $d_{Ш} = 45 \text{ мм}$.

Діаметри вихідного вала. Вихідні дані:

- обертовий момент на вихідному валу $T_3 = 892,52 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
- допустиме напруження на кручення $[\tau_{кр}] = 25 \text{ МПа}$.

Розрахунок діаметра хвостовика вала:

$$d_{3px} = \sqrt[3]{\frac{T_3 \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau_{кр}]}} = \sqrt[3]{\frac{892,52 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = 56 \text{ мм}$$

- діаметр хвостовика вала $d_{Х3} = 57 \text{ мм}$;
- діаметр вала під підшипники $d_{ПЗ} = 60 \text{ мм}$;
- діаметр вала під зубчасте колесо $d_K = 67 \text{ мм}$.

Розрахунок довжин валів редуктора

- ширина маточини веденого шківa пасової передачі

$$M = 1,2 \cdot d_{Х2} = 44 \text{ мм};$$

- товщина стінок корпусу: $\delta = 0,025 \cdot a_w + 3 \text{ мм} = 7 \text{ мм}$. Приймаємо $\delta = 8 \text{ мм}$;

- ширина підшипника №308 $B_{ПЗ} = 23 \text{ мм}$;
- ширина шестерні $b_{Ш} = 54 \text{ мм}$;

- ширина маточини зубчатого колеса редуктора $b_K = 72$ мм;
- ширина підшипника №312 $B_{ПЗ} = 31$ мм;
- ширина маточини ведучої зірочки ланцюгової передачі $b_3 = 70$ мм;
- діаметр болта кріплення кришки підшипника $d_4 = 10$ мм;
- ширина верхнього фланця корпусу редуктора $K = 28$ мм.

Вхідний вал $l_1 = M/2 + 3d_4 + K - B_{П2}/2 = 68,5$ мм

$$l_2 = b_{ш} + 4\delta + B_{П2} = 109$$
 мм

Вихідний вал $l_1 = b_3/2 + 3d_4 + K - B_{П3}/2 = 77,5$ мм

$$l = b_K + 4\delta + B_{П3} = 135$$
 мм

Приклад комп'ютерного розрахунку діаметрів і довжин валів одноступінчастого циліндричного редуктора

Діаметри вхідного вала. Вихідні дані:

- обертовий момент на вхідному валу
- допустиме напруження на кручення
- Розрахунок діаметра хвостовика вала
- діаметр хвостовика вала
- діаметр вала під підшипники
- діаметр вала під шестірню

T_2	280,1	Н·м
$[\tau_{кр}]$	30	МПа
$d_{2к}$	36,01	мм
$d_{св}$	37	мм
$d_{п2}$	40	мм
$d_{ш}$	45	мм

Діаметри вихідного вала. Вихідні дані:

- обертовий момент на вихідному валу
- допустиме напруження на кручення
- Розрахунок діаметра хвостовика вала
- діаметр хвостовика вала
- діаметр вала під підшипники
- діаметр вала під зубчасте колесо

T_3	848,1	Н·м
$[\tau_{кр}]$	25	МПа
$d_{3к}$	55,36	мм
$d_{с1}$	56	мм
$d_{П3}$	60	мм
d_k	65	мм

Розрахунок довжин валів редуктора

Вхідного вала

- ширина маточини ведучого шків
- товщина стінок корпусу:
- ширина підшипника №
- ширина шестерні

M	1,2	$d_{с2}$	44	мм	
δ	0,025	ав	3	мм	
δ	Приміємо			8	мм
$B_{П2}$				23	мм
$b_{ш}$				54	мм

Вихідного вала

- ширина маточини зубчатого колеса
- ширина підшипника №
- ширина маточини ведучої зірочки
- діаметр болта кріплення кришки підшипника
- ширина верхнього фланця корпусу редуктора

b_K	52	мм
$B_{П3}$	31	мм
b_3	67	мм
d_4	10	мм
K	28	мм

44	8	23	54	52	31	67	10	28
M	δ	$B_{П2}$	$b_{ш}$	b_K	$B_{П3}$	b_3	d_4	K

Вхідний вал:

$$l_1 = M/2 + 3d_4 + K - B_{П2}/2 = 68,50$$

$$l = b_{ш} + 4\delta + B_{П2} = 109,00$$

Вихідний вал:

$$l_1 = b_3/2 + 3d_4 + K - B_{П3}/2 = 76,00$$

$$l = b_K + 4\delta + B_{П3} = 115,00$$

Висновки. 1. В результаті проведених розрахунків окремих частин довжин валів редукторів значно зменшився час розрахунку і збільшилась точність розрахунку.

2. Використання комп'ютерного розрахунку дає можливість застосування збереження розрахунку і його використання для розрахунку других частин валів механізмів і машин різного призначення.

Література

1. *Киркач Н.Ф., Баласянян Р.А.* Расчет и проектирование деталей машин. Курсовое проектирование. – Харків. Основа, 1991. – 276 с.
2. *Тищенко Л.М.* Раціональне проектування валів і осей. Харків, ХДТУСГ: Торнадо, 2001. – 174 с.
3. *Овчаров Б.З., Міняйло А.В., Мазоренко Д.І., Тищенко Л.М.* Розрахунки і проектування деталей машин. Харків: ХНТУСГ, 2008. – 315 с.
4. Розрахунок діаметрів і довжин валів редукторів: Методичні рекомендації до виконання самостійної роботи студентами денної та дистанційної форми навчання технічних спеціальностей. /*Л.М. Тищенко, В.В. Коломієць, С.А. Богданович, Р.В. Рідний, В.Г. Знайдюк, О.А. Свіргун, С.О. Харченко, М.В. Півень.* Харків, ХНТУСГ, 2016. – 29 с.

Abstract

NEW METHODOLOGY OF CALCULATION OF LENGTHS OF BILLOWS OF SINGLE-STAGE CYLINDRICAL REDUCING GEARS.

Kolomiets V.V., Bogdanovich S.A., Ridney R.V., Svirgun O.A., Kharchenko S.O., Piven M.V.

New methodology over of calculation of separate parts of lengths of billows of single-stage cylindrical reducing gears is in-process brought, that can be used for the calculation of lengths of billows and second types of reducing gears, mechanisms and machines of different modifications.

Key words: *shaft, bearing, gear, gear wheel, sprocket, belt transmission, chain transmission, reduction, machine, mechanism, computer calculation.*