

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ДОВЖИН ВАЛІВ ОДНОСТУПІНЧАСТИХ ЧЕРВ'ЯЧНИХ РЕДУКТОРІВ

Коломієць В.В., д.т.н., проф., Богданович С.А., к.т.н.,
Рідний Р.В., к.т.н., доц., Свіргун О.А., к.т.н., доц.,
Харченко С.О., д.т.н., доц., Півень М.В., к.т.н., доц.

*Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені Петра Василенка*

В роботі приведено методику розрахунку окремих частин довжин валів одноступінчастих черв'ячних редукторів, яка може застосовуватись для розрахунку довжин валів і других типів редукторів, механізмів і машин різних модифікацій.

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. 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 черв'ячних редукторів від окремих параметрів, які можна розрахувати і вибрати із існуючих довідників і стандартів з використанням розроблених програм на комп'ютері [4]. Такі основи методики розрахунку окремих частин довжин валів можна застосовувати для розрахунку довжин валів різних найменувань і інших редукторів, механізмів, машин, пристроїв і приборів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. 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].

Метою даної роботи є наведення залежностей 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] за допомогою створеного комп'ютерного розрахунку.

Основна частина. Для розрахунку окремих частин довжин валів редукторів вихідні дані потрібно брати із попередніх розрахунків: енергокінематичного розрахунку приводу; розрахунку пасової і зубчастих передач редуктора; розрахунку відкритої передачі приводу. Ці розрахунки повинні дотримуватись сучасних технологічних, тягових, економічних і інших розрахунків машини, умови 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. **Ширина** веденого шківів пасової передачі, M , (мм);
3. **Ширина** зубчастого колеса або його маточини передачі, b_K , (мм);
4. **Ширина** шестерні або її маточини відкритої передачі, $b_{ШВ}$, (мм);
5. **Ширина** маточини ведучої зірочки ланцюгової передачі, b_3 , (мм).

Ширини маточин приймаються до розрахунків тільки в тому випадку якщо їх величини більші від ширини веденого шківів, зубчастого колеса передачі і шестерні відкритої циліндричної зубчастої передачі або зірочки ланцюгової передачі.

Діаметри черв'яка і вихідного вала редуктора на кручення визначаються із умов міцності при крученні при понижених допустимих напруга:

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

де: T – обертовий момент на валу редуктора, Н·м; $[\tau_{кр}]$ – допустиме напруження на кручення для валів редукторів: $[\tau_{кр}] = 20 \dots 30$ МПа

Для визначення діаметрів вхідного вала із попереднього розрахунку передач редуктора потрібно обрати:

T_2 – обертовий момент на вхідному валу-черв'яку редуктора (Н·м).

$[\tau_{кр}]$ – допустиме напруження на кручення черв'яка прийняти рівним 30 МПа.

Розрахунок діаметра хвостовика черв'яка:

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

Приймаємо діаметри:

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

- під підшипники - $d_{п2} > d_{x2}$, кратний 5 (мм);

Для визначення діаметрів вихідного вала із попереднього розрахунку передач редуктора необхідно обрати:

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 - $d_{п3} > d_{x3}$, кратний 5 (мм);

- під черв'ячне колесо - $d_K > d_{п3}$ на 5...7 мм.

Вхідний вал-черв'як редуктора

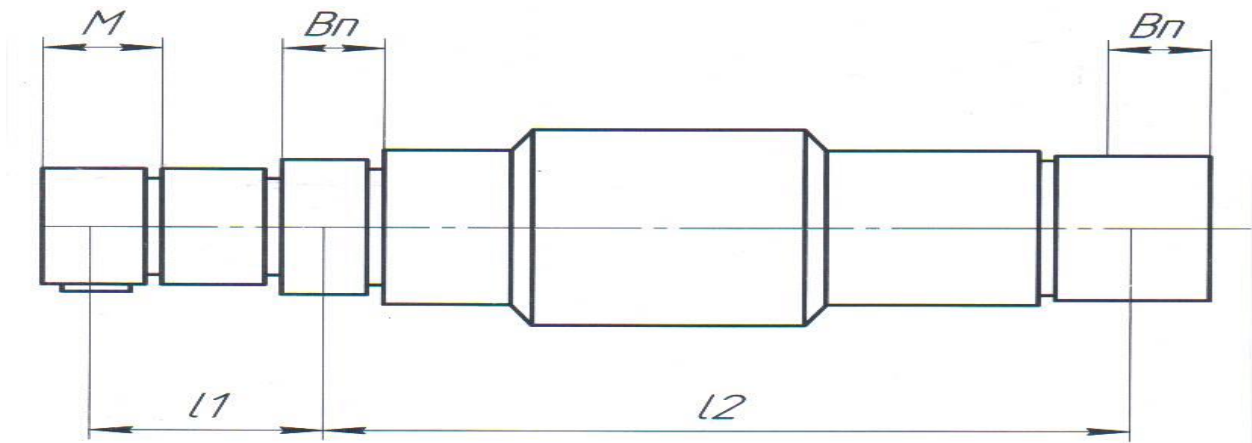


Рис. 1 – Вхідний вал-черв'як редуктора

Для розрахунку основних довжин валів черв'ячного редуктора вихідні дані необхідно взяти із попереднього розрахунку привода.

$$\ell = (0,8 - 1,0)d_2; \quad \ell_1 = M/2 + 3d_4 + K - B_{П2}/2 + \delta; \quad a = \ell/2,$$

де d_2 – діаметр діляльного кола черв'ячного колеса; M – ширина веденого шківa; d_4 – діаметр болта кріплення кришки підшипника; K – ширина верхнього фланця кришки підшипника; $B_{П2}$ – ширина підшипника; δ – товщина стінок корпусу редуктора.

$$M = (z - 1)p + 2f \quad - \text{параметри канавок шківa} - p \text{ і } f.$$

Вихідний вал

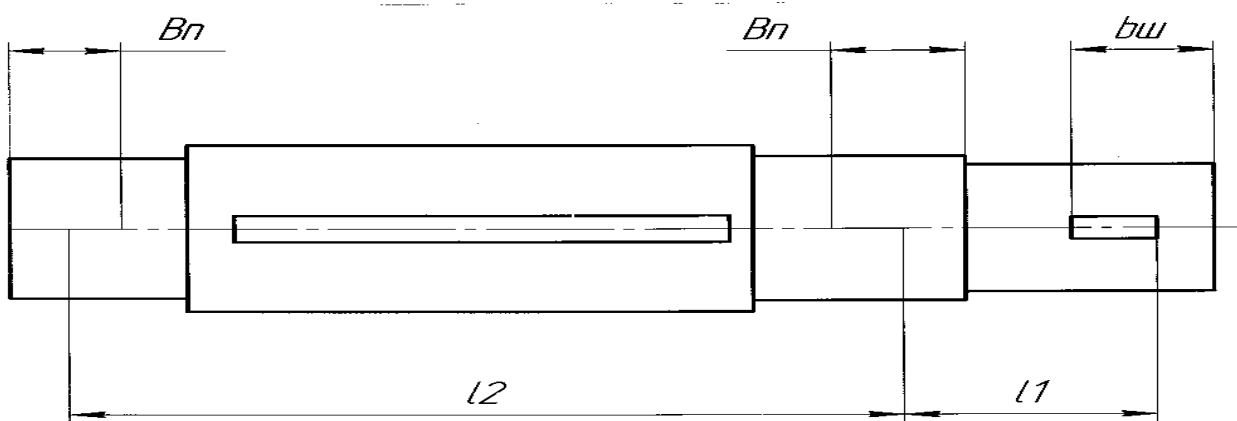


Рис. 2 – Вихідний вал черв'ячного редуктора

$$\ell' = b_K + 4\delta + B_{П3}; \quad \ell_1' = b_3/2 + 3d_4 + K - B_{П3}/2; \quad a' = \ell'/2,$$

де: b_K – ширина маточини черв'ячного колеса редуктора; $B_{П3}$ – ширина підшипника вихідного вала; $b_{ШВ}$ – ширина шестірні відкритої передачі, або ширина маточини ведучої зірочки ланцюгової передачі b_3 .

Інші довжини валів редуктора визначаються згідно існуючих стандартів і рекомендацій довідника конструктора.

Приклад розрахунку діаметрів валів черв'ячного редуктора:

Діаметри вхідного вала

Вихідні дані:

- обертовий момент на вхідному валу: $T_2 = 49,83 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
- допустиме напруження на кручення: $[\tau_{кр}] = 30 \text{ МПа}$.

Розрахунок діаметра хвостовика вала:

$$d_{x2p} = \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau_{кр}]}} = \sqrt[3]{\frac{49,83 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 30}} = 20,25 \text{ і}$$

- діаметр хвостовика вала - $d_{x2} = 22 \text{ мм}$;
- діаметр вала під підшипники - $d_{П2} = 25 \text{ мм}$;
- діаметр ділильного кола черв'яка - $d_ч = 64 \text{ мм}$.

Діаметри вихідного вала

Вихідні дані:

- обертовий момент на вихідному валу: $T_3 = 568,45 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
- допустиме напруження на кручення: $[\tau_{кр}] = 25 \text{ МПа}$.

$$d_{x3p} = \sqrt[3]{\frac{T_3 \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau_{кр}]}} = \sqrt[3]{\frac{568,45 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = 48,4 \text{ і}$$

Розрахунок діаметра хвостовика вала:

- діаметр хвостовика вала - $d_{x3} = 48 \text{ мм}$;
- діаметр вала під підшипники - $d_{П3} = 50 \text{ мм}$;
- діаметр вала під черв'ячне колесо - $d_к = 56 \text{ мм}$.

Розрахунок довжин валів редуктора:

- ширина маточини веденого шківa: $M = 40 \text{ мм}$;
- товщина стінок корпуса редуктора: $\delta = 13 \text{ мм}$;
- ширина підшипника №7305: $B_{П2} = 23 \text{ мм}$;
- діаметр ділильного кола черв'ячного колеса: $d_2 = 400 \text{ мм}$;
- ширина маточини черв'ячного колеса редуктора: $b_к = 98 \text{ мм}$;
- ширина підшипника №7310: $B_{П3} = 45 \text{ мм}$;
- ширина маточини шестерні відритої циліндричної передачі $b_3 = 100 \text{ мм}$;
- діаметр болта кріплення кришки підшипника; $d_4 = 10 \text{ мм}$;
- ширина верхнього фланця кришки підшипника: $K = 28 \text{ мм}$.

40	13	23	400	98	45	100	10	28
M	δ	$B_{П2}$	d_2	$b_к$	$B_{П3}$	b_3	d_4	K
			Вхідний вал	$l_1 = M/2 + 3d_4 + K + \delta - B_{П2}/2 =$		79,50	мм	
				$l = d_2 =$		400	мм	
				$a = l/2 =$		200	мм	
			Вихідний вал	$l_1' = b_3/2 + 3d_4 + K - B_{П3}/2 =$		85,50	мм	
				$l' = b_к + 4\delta + B_{П3} =$		195,00	мм	
				$a' = l'/2 =$		97,5	мм	

Рис. 3 – Приклад попереднього комп'ютерного розрахунку основних розмірів валів за допомогою створеної програми

В комп'ютерному розрахунку довжина $l=1_2$, а $c=1_3$ із попереднього розрахунку

Діаметри вхідного вала. Вихідні дані:								
- обертовий момент на вхідному валу	$T_2 =$	204,68	Н·м					
- допустиме напруження на кручення	$[\tau_{кр}]$	30	МПа					
Розрахунок діаметра хвостовика вала	$d_{2px} =$	32,432	мм					
- діаметр хвостовика вала	$d_{x2} =$	33	мм					
- діаметр вала під підшипники	$d_{П2} =$	35	мм					
- діаметр ділильного кола черв'яка	$d_ч =$	100	мм					
Діаметри вихідного вала. Вихідні дані:								
- обертовий момент на вихідному валу	$T_3 =$	2962,45	Н·м					
- допустиме напруження на кручення	$[\tau_{кр}]$	25	МПа					
Розрахунок діаметра хвостовика вала	$d_{3px} =$	83,99	мм					
- діаметр хвостовика вала	$d_{x3} =$	84	мм					
- діаметр вала під підшипники	$d_{П3} =$	85	мм					
- діаметр вала під черв'ячне колесо	$d_к =$	90	мм					
Розрахунок довжин валів редуктора								
- ширина маточини веденого шківa	$M = 1,2 \cdot d_{x2} =$	40	мм					
- товщина стінок корпуса:	$\delta_p = 0,04 \cdot a_w + 3$	12,00	мм					
	Приймаємо $\delta =$	13	мм					
- ширина підшипника № 7307	$B_{П2} =$	23	мм					
- діаметр ділильного кола черв'ячного колеса	$d_2 =$	400	мм					
- ширина маточини черв'ячного колеса	$b_к =$	98	мм					
- ширина підшипника № 7317	$B_{П3} =$	45	мм					
- ширина маточини ведучої зірочки	$b_3 =$	100	мм					
- діаметр болта кріплення кришки підшипника	$d_4 =$	10	мм					
- ширина верхнього фланця корпуса редуктора	$K =$	28	мм					
40	13	23	400	98	45	100	10	28
M	δ	$B_{П2}$	d_2	$b_к$	$B_{П3}$	b_3	d_4	K
Вхідний вал:								
$l_1 = M/2 + 3d_4 + K + \delta - B_{П2}/2 =$		79,50						
$l = d_2 =$		400,00						
Вихідний вал:								
$l_1 = b_3/2 + 3d_4 + K - B_{П3}/2 =$		85,50						
$l = b_к + 4\delta + B_{П3} =$		195,00						

Рис. 4 – Приклад комп'ютерного розрахунку діаметрів і довжин валів одноступінчастого черв'ячного редуктора

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

Список використаних джерел

1. Киркач Н.Ф., Баласянян Р.А. Расчет и проектирование деталей машин. Курсовое проектирование. – Харків. Основа, 1991. – 276 с.
2. Тіщенко Л.М. Рациональне проектування валів і осей. Харків, ХДТУСГ: Торнадо, 2001. – 174 с.
3. Овчаров Б.З., Міняйло А.В., Мазоренко Д.І., Тіщенко 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. Тіщенко, 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.

Аннотація

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ДЛИН ВАЛОВ ОДНОСТУПЕНЧАТЫХ ЧЕРВЯЧНЫХ РЕДУКТОРОВ

Коломиец В.В., Богданович С.А., Ридный Р.В., Свиргун О.А., Харченко С.А., Пивень М.В.

В работе приведена методика расчета отдельных частей длин валов одноступенчатых червячных редукторов, которая может применяться для расчета длин валов и других типов редукторов, механизмов и машин различных модификаций.

Abstract

THE METHODOLOGY OF CALCULATION OF LENGTHS OF BILLOWS OF SINGLE-STAGE WORMS REDUCING GEARS

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

The methodology over of calculation of separate parts of lengths of billows of single-stage worms 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.