

## РОЗРАХУНКИ ЗАМИКАЮЧОЇ ЛАНКИ ПРИ РОЗМІРНО-ФУНКЦІОНАЛЬНОМУ АНАЛІЗІ СИЛОВОЇ ХВИЛЬНОЇ ПЕРЕДАЧІ

Маргуліс М.В., д.т.н., проф.<sup>1)</sup>, Приймаков О.Г., к.т.н., проф.<sup>2)</sup>,  
Градиський Ю.О., к.т.н., доц.<sup>3)</sup>

<sup>1)</sup> Приазовський державний технічний університет, м. Маріуполь;

<sup>2)</sup> Харківський національний університет цивільного захисту України;

<sup>3)</sup> Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка)

На основі аналізу специфіки функціонування ХЗП під навантаженням виявлена замикаюча ланка сукупності основних ланок у площині хвильового зачеплення (генератор-хвильове зачеплення). Отримані залежності для розрахунків складових його елементів, граничних значень і допуску.

**Вступ.** Мінімізація собівартості машинобудівних виробів пов'язана з розмірно-функціональним аналізом їх масогабаритних параметрів і необхідної точності їх виготовлення. Тому дана проблема актуальна.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Для силових хвильових зубчастих передач у наукових публікаціях дане питання не освітлене, що і стало причиною написання даної статті в зв'язку з її актуальністю.

**Мета статті** - виявлення замикаючої ланки в сукупності основних ланок в площині хвильового зачеплення (жорстке і гнучке зубчасті колеса та вузол генератора хвиль) і розрахунки необхідної точності на основі специфіки кінематики хвильового зачеплення, виявленої швидкісною кінозйомкою.

**Виклад основного матеріалу.** Важливим етапом проектування основних несучих ланок передавальних механізмів є розмірно-функціональний аналіз [1, 2]. Він дозволяє на стадії розробки оцінити раціональність прийнятої конструкції й призначити функціонально необхідну точність основних ланок ХЗП. Це в свою чергу мінімізує собівартість виготовлення цих ланок і виробу в цілому. При складанні розмірного ланцюга розглянутих ланок відповідальним елементом є виявлення вихідної (замикаючої) ланки. Її величина і граничні розміри (допуск розміру) практично визначають необхідну точність виготовлення всіх складових ланок і собівартість їх виготовлення.

При експериментальних стендових дослідженнях основних характеристик ряду високомоментних ХЗП за допомогою швидкісної кінозйомки [3] нами було встановлено наступне. В початковий момент роботи ХЗП під навантаженням, в зв'язку з овалоподібною формою генератора хвиль (ГХ), деформує гнучке зубчасте колесо (ГЗК), зуби останнього входять у зуби жорсткого зубчастого колеса (ЖЗК) в районі великої півосі (рис. 1) і починають передавати обертаючий момент 20-25% парами зубів. Потім протягом трьох-чотирьох хвилин за рахунок депланації ГЗК число пар зубів збільшується до 42-45% від всієї їх кількості. Тобто, в початковий момент роботи частина пар зубів ГЗК, що лімітує ХЗП по міцності, працюють у тяжких

умовах, що повинно враховуватися при їх розробці. Це може привести до тріщиноутворення через великі згинні напруження в западинах зубів ГЗК, а також до великих контактних напружень на їх робочих поверхнях. Необхідно відзначити, що кінематика хвильового зачеплення (ХЗ) відмінна від нехвильового, тому що вона характеризується не перекочуванням зубів з ковзанням, а послідовним входом і виходом зубів ГЗК в (з) зубів ЖЗК (після їх контакту).

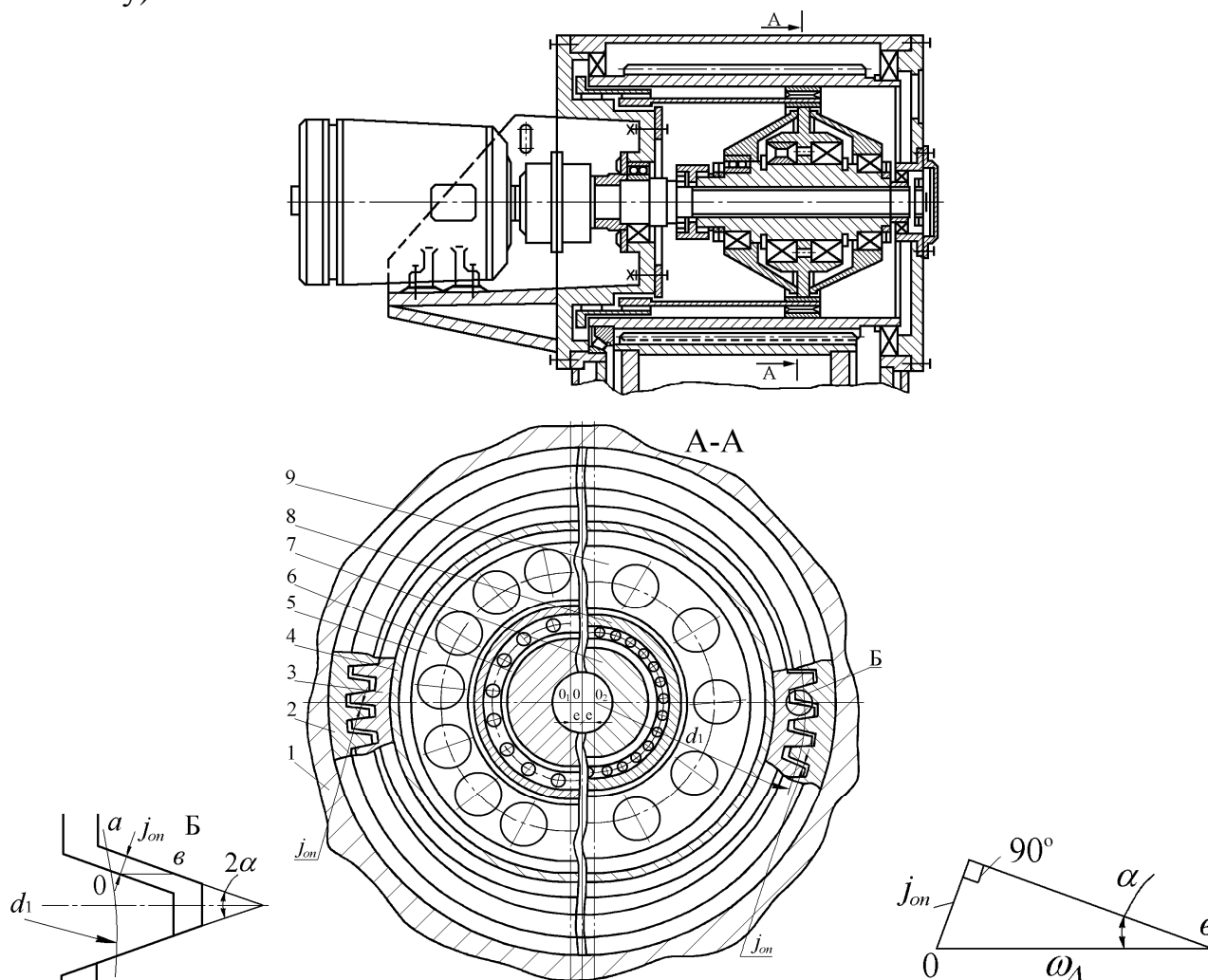


Рисунок 1 – Поперечний розріз хвильової зубчастої передачі в площині генератора привода конвертора: 1 - корпус; 2 - жорстке колесо; 3 - гнучке колесо; 4 - проставочне колесо; 5 - диск середній; 6 - підшипник; 7 - вал ексцентриковий; 8 - підшипник; 9 - диск крайній

Таким чином, для виключення тріщиноутворення в западинах і пластичного деформування ХЗ необхідно мінімізувати бічний зазор у ХЗ і тим самим час його вибору з метою забезпечення максимального числа одночасно контактуючих пар зубів, що передають навантаження.

На рис. 1 показаний розріз ХЗП в площині ГХ-ХЗ і очікуваний бічний зазор після складання ХЗП  $j_{on}$ , обумовлений як

$$j_{on} = \omega_{\Delta} \sin \alpha, \quad (1)$$

де  $\omega_{\Delta}$  - дійсна радіальна деформація ГЗК;  $\alpha$  - кут профілю вихідного контуру зубів.

При розмірному аналізі в площині ГХ-ХЗ в якості вихідної (замикаючої) ланки буде параметр  $j_{on}$ , а для лінійного розмірного ланцюга відповідно - величина  $\omega_{\Delta}$  (1). З викладеного випливає, що величина  $j_{on}$  повинна бути мінімально можливою після складання ХЗП, що забезпечує нормальне функціонування ХЗ. Мінімальний очікуваний бічний зазор  $j_{min\ on}$  містить в собі наступні складові елементи:

$$j_{min\ on} = j_{nm} + j_{ncm} + j_{nec} + j_{n\omega 1}, \quad (2)$$

де  $j_{nm}$  - складова  $j_{min\ on}$ , що компенсує температурну деформацію зубчастих вінців ГЗК і ЖЗК, що виключає інтерференцію головок зубів при вході у ХЗ;  $j_{ncm}$  - складова  $j_{min\ on}$ , що забезпечує розміщення масляної плівки у ХЗ, рекомендована як в [4];  $j_{nec}$  - складова  $j_{min\ on}$ , що компенсує погрішності виготовлення і складання ланок ХЗП у площині ГХ-ХЗ;  $j_{n\omega 1}$  - складова  $j_{min\ on}$ , що компенсує радіальну деформацію і перекіс утворюючої ГЗК при складанні ХЗП.

$$j_{nm} = \omega_e [\alpha_{p1} (t_1 - 20^\circ C) - \alpha_{p2} (t_2 - 20^\circ C) 2 \sin \alpha], \quad (3)$$

де  $\omega_e$  - прийнята радіальна деформація ГЗК;  $\alpha_{p1}$  і  $\alpha_{p2}$  - коефіцієнти лінійного розширення матеріалів ГЗК, ЖЗК і корпусу ХЗП;  $t_1$  і  $t_2$  - граничні температури нагрівання ГЗК, ЖЗК і корпусу ХЗП;

$$j_{ncm} = (0,005 \dots 0,01) m \text{ (мм)},$$

де  $m$  - модуль ХЗ;

$$j_{nec} = \sqrt{2(f_{PB})^2 + 2(F_{\beta})^2 + (f_x \sin \alpha)^2 + (f_y \cos \alpha)^2}, \quad (4)$$

де  $f_{PB}$  і  $f_{\beta}$  - верхнє граничне відхилення основного кроку ХЗ і допуск на напрямок зубів на ГЗК і ЖЗК, прийняті по ГОСТ 1643-81;  $f_x$  і  $f_y$  - допуски на непаралельність і перекіс осей, що сполучаються ГЗК-ЖЗК три складанню ХЗП, прийняті по ГОСТ 1643-81;

$$j_{n\omega 1} = \Delta \omega'_e \sin \alpha + (f_{xq} \cos \alpha), \quad (5)$$

де  $\Delta \omega'_e$  - верхнє граничне відхилення прийнятої радіальної деформації ГЗК при складанні для розглянутих силових ХЗП (з урахуванням їх експлуатаційних досліджень рекомендується значення  $\Delta \omega'_e$  приймати в межах:  $\Delta \omega'_e = (0,08 \dots 0,1) m$  при  $m \approx (1,0 \dots 3,0)$  мм);  $f_{xq}$  - допуск на перекіс утворюючої ГЗК при прийнятому значенні  $\omega_e$  для складання ХЗП, обумовлений як

$$f_{xq} = \left( \frac{b_g}{2l_g} \right) \omega_e, \quad (6)$$

де  $b_g$  і  $l_g$  - ширина зубвінця і довжина ГЗК.

Величина максимального очікуваного бічного зазору у ХЗ -  $j_{max\ on}$  при передачі гранично припустимої навантаження  $T_{max}$  визначається з урахуванням зменшення глибини заходу зубів ГЗК ВВЗ, обумовленої складовою  $j_{n\omega 2}$ , що включає і окружне закручування (перекіс) зубів ГЗК. Складова  $j_{n\omega 2}$  визначається як

$$j_{n\omega 2} = \Delta \omega_e'' \sin \alpha + \frac{f_{yq}}{\cos \alpha}, \quad (7)$$

де  $\Delta \omega_e''$  - допуск на збільшення прийнятої радіальної піддатливості ХЗП у площині ГХ-ХЗ при  $T_{max}$ , обумовлений як

$$\Delta \omega_e'' = F_{r\ max} (\omega_k + \omega_{ГХ}), \quad (8)$$

$$F_{r\ max} = 0,182 \frac{T_{max}}{R_b},$$

де  $R_b$  - радіус ділильного кола ЖЗК;  $\omega_k$  і  $\omega_{ГХ}$  - радіальні піддатливості корпуса і генератора ХЗП при  $T_{max}$ , обумовлені як в [4] (рекомендовані значення  $\Delta \omega_e'' = (0,06...1,2) t$  при  $t \approx (1,0...3,0)$  мм);  $f_{yq}$  - допуск на окружний перекіс зубів ГЗК при  $T_{max}$ , обумовлений як

$$f_{yq} = \frac{T_{max} b q}{2 \pi G R_q^3 t_{np}},$$

де  $R_q$ ,  $G$  і  $t_{np}$  - відповідно радіус серединної поверхні ГЗК, модуль пружності другого роду і приведена товщина зубчатого вінця ГЗК.

З урахуванням викладеного величина  $j_{max\ on}$  визначається як

$$j_{max\ on} = j_{min\ on} + (j_{n\omega 2} - j_{n\omega 1}) + (T_{H1} + T_{H2}) 2 \sin \alpha, \quad (9)$$

де  $T_{H1}$  і  $T_{H2}$  - допуски на додаткові зсуви вихідних контурів (різальний інструмент)  $E_{HS}$  і  $E_{Hi}$ , відповідно при нарізуванні зубів ГЗК (зовнішніх) і ЖЗК (внутрішніх), визначених по ГОСТ.

Тоді допуск на вихідну (замикаючу) ланку - очікуваний бічний зазор  $T_{jon}$  визначається як

$$T_{jon} = j_{max\ on} - j_{min\ on} = (j_{n\omega 2} - j_{n\omega 1}) + (T_{H1} + T_{H2}) 2 \sin \alpha. \quad (10)$$

Величина  $T_{jon}$  фактично визначає значення допусків розмірів основних ланок силових ХЗП при їх розмірно-функціональному аналізі, що було підтверджено при створенні ряду високомоментних важконавантажених ХЗП для приводів конвертора, мікзера, роторного екскаватора й інших [5].

Для знову розроблювальних силових хвильових передач доцільно виконувати розмірно-функціональний аналіз з урахуванням специфіки їх функціонування та можливості багатократних перевантажень.

## **Висновки**

Наведено методичний підхід для виявлення вихідної (замикаючої) ланки при розмірно-функціональному аналізі силових ХЗП. Отримані розрахункові залежності для визначення граничних значень і допуску вихідної (замикаючої) ланки сукупності основних ланок ХЗП, що визначають необхідну точність і трудомісткість їх виготовлення.

## **Список літератури**

1. Маргулис М.В. Размерно-функциональный анализ тяжело нагруженных высокомоментных зубчатых передач // Вестник машиностроения. - 1985. Вып. 8. - С. 11 - 15.
2. Исследование основных характеристик приводов с волновыми передачами конвертора и миксера. Отчёт о НИР // Ждановский металлургический институт / Руков. М.В. Маргулис. № 29079824. - Жданов, 1982. - 115 с.
3. Маргулис М.В. Создание и исследование механизма поворота с волновой зубчатой передачей для мощных роторных экскаваторов и отвалообразователей: Дисс. канд. техн. наук. - М., 1972. - 167 с.
4. Маргулис М.В. Основы расчёта и методология создания высокомоментных волновых зубчатых передач для приводов тяжёлых машин: Дисс. докт. техн. наук. - Ленинград, 1991. - 435 с.
5. Маргулис М.В. Пути совершенствования приводов машин различного назначения // Вестник Приазов. гос. техн. ун-та: Сб. науч. тр. - Мариуполь, 2004. - Вып. № 10. - С. 133 - 138.

## **Аннотация**

### **РАСЧЁТ ЗАМЫКАЮЩЕГО ЗВЕНА ПРИ РАЗМЕРНО- ФУНКЦИОНАЛЬНОМ АНАЛИЗЕ СИЛОВОЙ ВОЛНОВОЙ ПЕРЕДАЧИ**

**Маргулис М.В., Приймаков А.Г., Градыский Ю.А.**

*На основании анализа специфики функционирования ВЗП под нагрузкой выявлено замыкающее звено совокупности основных звеньев в плоскости волнового зацепления (генератор-волновое зацепление). Получены зависимости для расчёта составляющих его элементов, предельных значений и допуска.*

## **Abstract**

### **CALCULATION OF LOCKING LINK AT SIZE-FUNCTIONAL ANALYSIS OF POWER WAVE TRANSMISSION**

**M. Margulis, A. Priymakov, Y. Gradyskiy**

*On the basis of analysis of specific of functioning of VZP the locking link of aggregate of basic links is on-loading exposed inplane wave hooking (generator-wave hooking). Dependences are got for the calculation of constituents of his elements, maximum values and admittance.*