

МАШИНОБУДУВАННЯ

УДК 621.83

Маргулис М.В.¹

МЕТОДИКА ДИНАМИЧЕСКОГО АНАЛИЗА ДИСКОВОГО ГЕНЕРАТОРА ВОЛН СИЛОВОЙ ВОЛНОВОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

Приведены расчетные динамические схемы для генератора волн силовой волновой зубчатой передачи и математическая модель для анализа уровня динамических нагрузок, действующих на него в процессе работы передачи.

Генератор волн (ГВ) силовой волновой передачи (ВЗП) является многомассовым (от 250 до 1500 кг для ВЗП с выходными моментами $-T_{\text{вых}} = 1250...3500 \text{ кН} \cdot \text{м}$), включающий (рис. 1) эксцентриковый вал, на котором на подшипниках качения установлены средний и крайние диски [1].

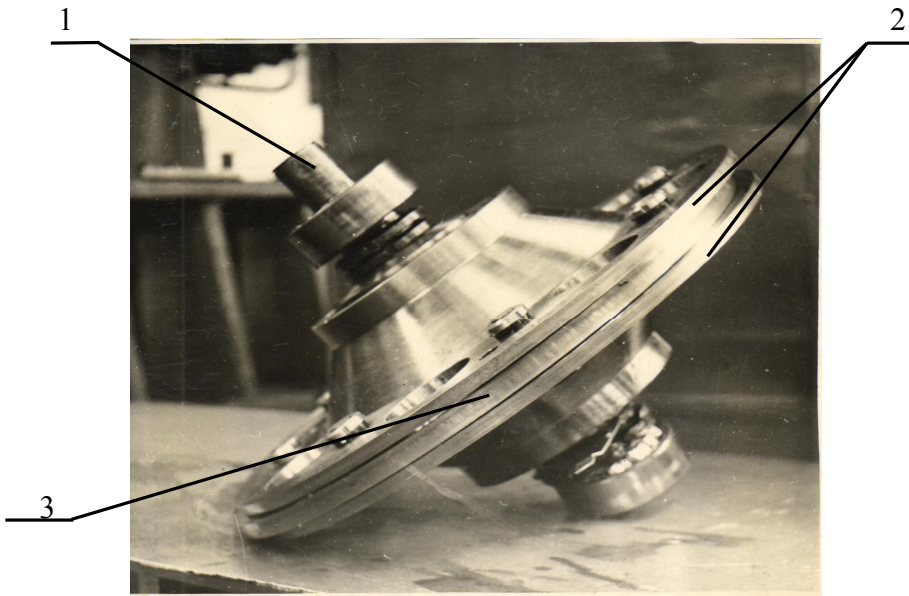


Рис. 1 – Трехдисковый генератор волн волновой зубчатой передачи:
1 – эксцентриковый вал; 2 – крайние диски; 3 – средний диск

В процессе работы ВЗП ГВ вращается по гибкому колесу (ГК) в районе зубвенца, создавая волны деформации, и вводит зубья ГК в зубенец жесткого колеса (ЖК), образуя волновое зацепление (ВЗ). При этом диски совершают два вращательных движения: относительно собственных осей и переносное относительно оси ЖК, опираясь на ГК и через волновое зацепление на ЖК и корпус передачи.

Таким образом, все звенья ГВ соединены упругими связями и на переходных режимах работы ВЗП в нем могут возникать крутильные колебания ЭВ и радиальные (поперечные) колебания дисков. Это приводит к возникновению динамических нагрузок, которые должны учитываться при расчетах деталей ГВ (ЭВ, подшипников качения и поверхностей контакта дисков с ГК). Кроме того, если одна из частот собственных колебаний ЭВ при изменении

¹ПГТУ, д-р техн. наук, проф.

возмущающих воздействий окажется близкой к его частоте вращения, то может возникнуть опасный резонансный характер колебаний ГВ для ВЗП. Из изложенного следует, что на стадии проектирования силовых ВЗП необходимо определять уровень динамических нагрузок на ГВ при работе ВЗП с учетом крутильных и радиальных колебаний его звеньев. Таким образом, анализ динамики ГВ имеет важное теоретическое и практическое значение для надежной работы ВЗП, но в литературе он практически не освещен, что и явилось причиной написания статьи.

Целью данной статьи является теоретический анализ динамики ГВ при переходных режимах работы силовых ВЗП и на его основе разработки математической модели для расчета уровня динамических нагрузок.

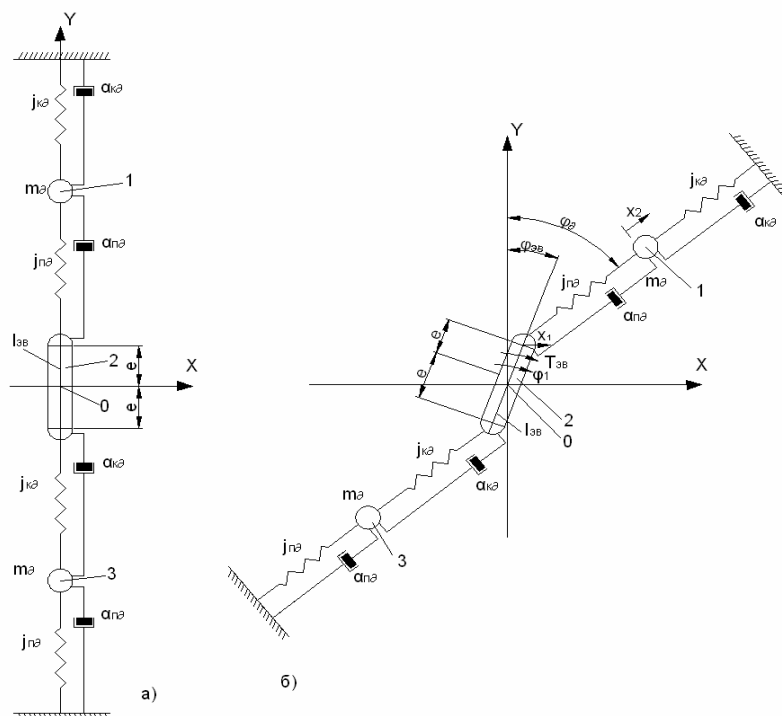


Рис.2 – Расчетные динамические схемы ненагруженного (а) и нагруженного (б) дискового генератора волн

Для этого анализа были разработаны расчетные динамические схемы ГВ (рис. 2), на которых приняты следующие обозначения:

- $j_{нδ}$ и $j_{кδ}$ – приведенные радиальные жесткости подшипников дисков и зон контакта дисков с ГК;
- $\alpha_{нδ}$ и $\alpha_{кδ}$ – диссипативные коэффициенты рассеяния энергии колебаний в подшипниках дисков и зонах контакта их с ГК;
- $m_δ$ – массы среднего и крайних дисков, равные между собой;
- $I_{ЭВ}$ – приведенный момент инерции ЭВ;
- e – эксцентриситет осей дисков относительно оси ЭВ;
- $T_{ЭВ}$ – вращающий момент на ЭВ;
- $\varphi_1, \varphi_{ЭВ}, \varphi_δ$ – углы поворота якоря электродвигателя, вращающего ГВ, ЭВ и дисков.

Для составления уравнений динамического равновесия ГВ в соответствии с принципом Даламбера и схемами, приведенными на рис. 2, определяем независимые и зависимые координаты.

На рис. 2б независимыми координатами приняты: φ_1 , описывающая крутильные колебания ЭВ и x_2 , описывающая упругие радиальные деформации стыков диска – ГК. Здесь зависимой координатой является x_1 , связанная с параметрами φ_1 и e и определяемая как:

$$x_1 = \varphi_1 \cdot e; \quad (1)$$

Упругая деформация дисков определяется из выражения:

$$x_1 \cdot \sin \varphi_\delta - x_2 = \varphi_1 \cdot e \cdot \sin \varphi_\delta - x_2; \quad (2)$$

С учетом изложенного запишем соответствующие уравнения динамического равновесия для звеньев ГВ:

– для ЭВ:

$$\left. \begin{aligned} T_{ЭВ} = 2 \cdot j_{n\delta} \cdot e \cdot \sin \varphi_\delta \cdot (\varphi_1 \cdot e \cdot \sin \varphi_\delta - x_2) + \\ + 2 \cdot \alpha_{n\delta} \cdot e \cdot \sin \varphi_\delta \cdot \left(\dot{\varphi}_1 \cdot e \cdot \sin \varphi_\delta - \dot{x}_2 \right) + I_{ЭВ} \cdot \ddot{\varphi}_1; \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

– для диска:

$$\left. \begin{aligned} j_{n\delta} \cdot (\varphi_1 \cdot e \cdot \sin \varphi_\delta - x_2) + \alpha_{n\delta} \cdot \left(\dot{\varphi}_1 \cdot e \cdot \sin \varphi_\delta - \dot{x}_2 \right) \\ = m_\delta \cdot \ddot{x}_2 + j_{к\delta} \cdot x_2 + \alpha_{к\delta} \cdot \dot{x}_2; \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Т.к. массо-жесткостные характеристики среднего и двух крайних дисков принимаются идентичными с целью минимизации их дисбаланса, то уравнения для обоих дисков идентичны.

Учитывая изложенное выше и проведя очевидные преобразования в (3) и (4), систему уравнений, описывающую динамическое равновесие дискового ГВ, запишем в виде:

$$\left. \begin{aligned} I_{ЭВ} \cdot \ddot{\varphi}_1 + 2 \cdot \alpha_{n\delta} \cdot e^2 \cdot \sin^2 \varphi_\delta \cdot \varphi_1 - 2 \cdot e \cdot \sin \varphi_\delta \cdot x_2 + \\ + 2 \cdot j_{n\delta} \cdot e^2 \cdot \sin^2 \varphi_\delta - 2 \cdot j_{к\delta} \cdot e \cdot \sin \varphi_\delta \cdot x_2 - T_{ЭВ} = 0 \\ 2 \cdot m_\delta \cdot \ddot{x}_2 - 2 \cdot \alpha_{n\delta} \cdot e \cdot \sin \varphi_\delta \cdot \dot{\varphi}_1 + 2 \cdot x_2 \cdot (\alpha_{n\delta} + \alpha_{к\delta}) - \\ - 2 \cdot j_{к\delta} \cdot e \cdot \sin \varphi_\delta + 2 \cdot x_2 \cdot (j_{n\delta} + j_{к\delta}) = 0; \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Решение данной системы уравнений позволяет определить уровень динамических нагрузок на детали ГВ. Выполненные нами расчеты динамических нагрузок по (5) на ГВ высокомоментных приводов конвертера и миксера с ВЗП показали, что коэффициенты динамики равны $K_{ГВ.конв} = 2,1$ и $K_{ГВ.микс} = 1,98$, которые на $\approx 15\%$ не совпадают с экспериментально полученными значениями [2]. Учитывая важность снижения динамических нагрузок на приводы машин с целью увеличения долговечности и надежности, необходимо в дальнейшем проведение исследований по уменьшению масс вращающихся частей ВЗП, оптимизируя их по критерию минимальной массы и характера крутильных и радиальных колебаний ГВ ВЗП.

Выводы

Разработанная методика расчета динамических нагрузок на дисковые генераторы силовых ВЗП позволяет корректно определять их на стадии проектирования и назначать соответствующие коэффициенты запаса прочности на звенья генераторов, исключая аварийные поломки передаточных механизмов.

Перечень ссылок

1. Маргулис М.В. Снижение материалоемкости машин / М.В. Маргулис // Серия VIII «Новое в науке, технике и производство». – Киев: «Знание» УССР, 1985. – 64 с.
2. Маргулис М.В. Динамический анализ приводов с высокомоментными волновыми зубчатыми передачами / М.В. Маргулис, Д.П. Волков // Вестник машиностроения. – 1988. – № 5. – С. 23 – 27.

Рецензент: В.И. Капланов
д-р техн. наук, проф., ПГТУ

Статья поступила 20.03.2009