

На втором этапе методики (см. рис. 1) выполняются работы по разработке конечно-элементных моделей отдельных участков конструкции кабины. Они должны вестись параллельно с проектированием.

На третьем этапе проводится сравнительный анализ результатов расчетов и испытаний отдельных образцов узлов и участков конструкции кабины, который необходим для обоснования правомерности выбора подробных моделей. После этого разрабатывается подробная конечно-элементная модель всей кабины.

На четвертом этапе проводится расчет выбранной подробной модели кабины грузового автомобиля на соответствие требованиям ГОСТ Р 41.29–99, оценивается ее работоспособность. Компьютерное моделирование условий аварийного нагружения и деформирования кабины [3, 4, 5] проводится на основе метода конечных элементов в нелинейной постановке с использованием современных программных комплексов. В случае необходимости разрабатываются рекомендации по совершенствованию конструкции кабины.

На завершающем пятом этапе создается опытный образец кабины, проводятся его расчеты, по результатам которых дается оценка его пассивной безопас-

ности. Рассмотренная методика может использоваться при проектировании и доводке безопасных конструкций кабин. Получаемые при этом результаты могут являться основой при проведении сертификации грузовых автомобилей.

Библиографические ссылки

1. Орлов Л. Н. Оценка пассивной безопасности, прочности кузовных конструкций автомобилей и автобусов : монография. – Нижний Новгород : НГТУ, 2005. – 130 с.
2. Орлов Л. Н. Пассивная безопасность и прочность кузовов, кабин автотранспортных средств. Методы расчета и оценки : учеб. пособ.. – Нижний Новгород : НГТУ, 2005. – 230 с.
3. Тумасов А. В., Орлов Л. Н., Багичев С. А. Расчетно-экспериментальная оценка несущей способности кабины грузового автомобиля в условиях опрокидывания // Известия вузов. Машиностроение. – 2008. – № 4. – С. 41–44.
4. Оценка пассивной безопасности кабин грузовых автомобилей по результатам компьютерного моделирования / Л. Н. Орлов [и др.] // Журнал Автомобильных Инженеров. – 2009. – № 6(59). – С. 26–28.
5. Calculative estimation of passive safety of the truck's cab / A. Tumasov [& oth] // FISITA 2010. World Automotive Congress : book of abstracts. – Budapest, Hungary, 2010. – P. 306.

S. A. Bagichev, Applicant for a Candidate, Nizhny Novgorod State Technical University after R. Ye. Alekseev
L. N. Orlov, Doctor of Technical Sciences, Professor, Nizhny Novgorod State Technical University after R. Ye. Alekseev
K. S. Ivshin, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Udmurt State University

Theoretical Basis of Selection of the Truck Cab Safety Loading Structure

The paper presents methods of safety track cab designing consisting of five stages with the description of each stage. For the first stage the sequence of the cab loading scheme selection is given. The program of breaking loads calculation that allows selection of the cab loading scheme or estimation of existing scheme concerning safety regulations norms. The flow chart of the program and algorithm of calculation are given. As an example, the dependence of the breaking load upon the cab geometrical parameters in case of antisymmetric loading of the cab front part is presented.

Key words: track cab designing, cab loading scheme, safety regulations, antisymmetric loading.

УДК 621. 833. 6

А. В. Овсянников, аспирант, Ижевский государственный технический университет

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПЕРЕДАТОЧНОГО ОТНОШЕНИЯ КОМБИНИРОВАННОЙ ПЛАНЕТАРНОЙ ПЕРЕДАЧИ НА ЕЕ МАССОГАБАРИТНЫЕ И СИЛОВЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ

Приведен аналитический метод определения зависимости массогабаритных и силовых показателей комбинированной планетарной передачи от ее передаточного отношения на базе расчета зубьев колес на прочность.

Ключевые слова: планетарная передача, внутреннее зацепление, передаточное отношение, прочность.

В настоящее время к редукторам общемашиностроительного применения предъявляются высокие требования, и заключаются они как в получении хороших массогабаритных показателей и высокого КПД, так и в реализации большого диапазона передаточных отношений.

Данным требованиям достаточно полно удовлетворяют планетарные передачи с одним или двумя внутренними зацеплениями колес и небольшой разницей в числах их зубьев [1, 2, 3].

Наиболее простой и эффективной из указанных передач является передача К-Н-V с внутренними

зацеплениями колес и механизмом восприятия момента, выполненным в виде дисков с отверстиями, в которых установлены ролики.

Для увеличения передаточного отношения возможно двухступенчатое исполнение такого механизма (рис. 1).

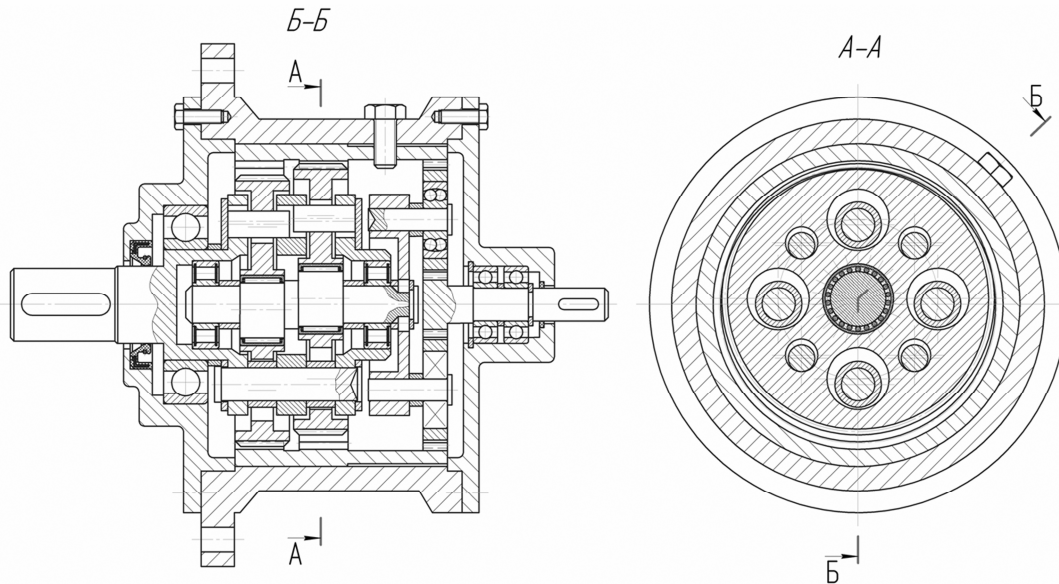


Рис. 1. Конструкция комбинированной планетарной передачи К-Н-V + 2К-Н

Установим связь между передаточным отношением, массогабаритными и силовыми показателями привода.

Нормальная сила в зацеплении колес ступени 2К-Н

$$F_n = \frac{2T_1(i_1 - 1)}{d_b n_w \cos \alpha}, \quad (1)$$

здесь i_1 – передаточное отношение этой ступени;

$T_1 = \frac{T_{\text{пл}}}{i_\Sigma \eta_\Sigma}$ – вращающий момент на валу солнечной шестерни ($T_{\text{пл}}$ – вращающий момент на выходном валу планетарного редуктора; i_Σ – суммарное передаточное отношение редуктора; η_Σ – КПД передачи); n_w – число сателлитов быстроходной ступени; d_b – диаметр делительной окружности неподвижного центрального колеса с внутренними зубьями; $\alpha = 20^\circ$ – угол профиля исходного контура.

По общеизвестной формуле расчета зубьев на контактную прочность (формуле Герца) с учетом равенства (1) определим максимальное контактное напряжение в зоне сопряжения зубьев сателлита и солнечной шестерни:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{4T_{\text{пл}}(i_1 - 1)^2 K_H E i_1}{i_\Sigma n_w d_b^2 b_{w1} \cos^2 \alpha (i_1 - 2) \text{tg} \alpha_w}} \leq \sigma_{HP}, \quad (2)$$

где E – модуль упругости первого рода; b_{w1} – рабочая ширина колес; K_H – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки и другие негативные факторы; α_w – угол зацепления; σ_{HP} – допускаемое контактное напряжение.

Отсюда допустимый вращающий момент на выходном валу планетарного редуктора, удовлетворяющий требованиям прочности зубьев колес быстроходной ступени,

$$T_{\text{пл}} = \frac{4V_1 i_\Sigma n_w (i_1 - 2) \text{tg} \alpha_w \left(\frac{\sigma_{H \text{lim}} K_{HL}}{S_H} \right)^2}{0,74(i_1 - 1)^2 K_H E i_1 \pi}, \quad (3)$$

где $V_1 = b_{w1} \pi d_b^2 / 4$ – рабочий объем быстроходной ступени; $\sigma_{H \text{lim}}$ – предел контактной выносливости зубьев; S_H – коэффициент запаса прочности; K_{HL} – коэффициент долговечности.

Относительный вращающий момент на выходном валу при рабочем объеме V_2 зубчатых колес тихоходной ступени $T_2^* = T_{\text{пл}} \cdot 10^6 / V_2 E$, где $V_2 = b_2 \pi d_b^2 / 4$ (b_2 – суммарная ширина венцов сателлитов этой ступени). Аналогично, относительный вращающий момент на выходном валу при рабочем объеме V_1 зубчатых колес быстроходной ступени $T_1^* = T_{\text{пл}} \cdot 10^6 / V_1 E$.

Тогда с учетом выражения (3) результирующий относительный вращающий момент на выходном валу редуктора

$$T_\Sigma^* = \frac{T_{\text{пл}} \cdot 10^6}{(V_1 + V_2) E} = \left[\frac{1}{T_2^*} + \frac{0,185 E^2 (i_1 - 1)^2 i_1 \pi K_H}{10^6 \left(\frac{\sigma_{H \text{lim}} K_{HL}}{S_H} \right)^2 n_w i_\Sigma (i_1 - 2) \text{tg} \alpha_w} \right]^{-1}. \quad (4)$$

Зная, что $i_{\Sigma} = i_1 i_2$, а $i_1 = \frac{i_2 + 1}{z_a} \Delta z + 1$, построим графики зависимости $T_{\Sigma}^*(i_{\Sigma})$ при различных значениях Δz и разных числа зубьев солнечной шестерни z_a (рис. 2, 3). Графики построены при следую-

щих значениях входящих в уравнение (5) величин: $S_H = 1,4$; $K_H = 1,5$; $K_{HL} = 1$; $n_w = 2$; $\alpha_w = 30^\circ$; материал колес – легированная сталь, подверженная улучшению ($\sigma_{Hlim} = 2HB + 70 = 710$ МПа).

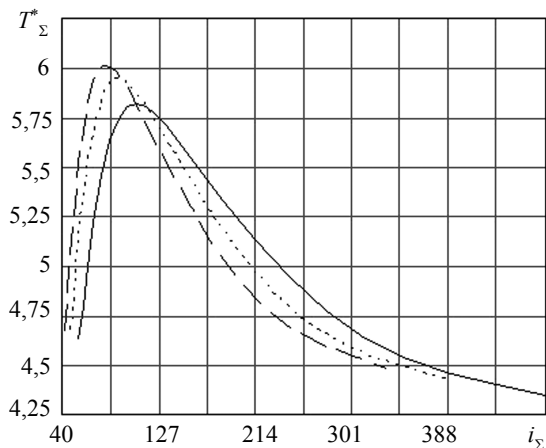


Рис. 2. Зависимость относительного вращающего момента на выходном валу от суммарного передаточного отношения редуктора при $\Delta z = 2$:
 — $z_a = 12$; ---- $z_a = 15$; -.- $z_a = 18$

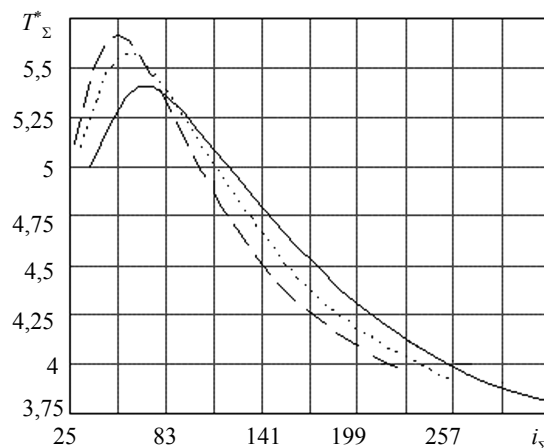


Рис. 3. Зависимость относительного вращающего момента на выходном валу от суммарного передаточного отношения редуктора при $\Delta z = 3$:
 — $z_a = 12$; ---- $z_a = 15$; -.- $z_a = 18$

Выполненное исследование позволяет оценить кинематические возможности комбинированной планетарной передачи, подобрать необходимые для получения требуемого передаточного отношения числа зубьев колес, а также осуществить рациональную разбивку передаточного отношения по ступеням.

Библиографические ссылки

1. Кудрявцев В. Н., Кирдяшев Ю. Н., Гинзбург Е. Г. Планетарные передачи. Справочник. – Л. : Машиностроение, 1977. – 563 с.
2. Пат. № 2399813, РФ, МПК F16H 1/32. Планетарная передача / Плеханов Ф. И., Овсянников А. В. – Опубл. 20.09.2010, бюл. № 26.
3. Пат. № 2402709, РФ, МПК F16H 1/32. Планетарная передача / Плеханов Ф. И., Веретенников Н. Д., Каркин Н. А., Казаков И. А. – Опубл. 27.10.2010, бюл. № 30.

A. V. Ovsyannikov, Postgraduate Student, Izhevsk State Technical University

Study of Transmission Ratio Influence of the Combined Planetary Gearing on Its Mass and Dimensions Parameters and Power Characteristic

The analytical determination method of transmission ratio dependence of mass and dimensions parameters and power characteristic of the combined planetary gearing based on strength calculation of gear teeth is presented.

Key words: planetary gearing, internal engagement, transmission ratio, strength.