

После снятия гайки, для отвинчивания футорки затормаживается корпус. Для этого стопорный винт 9 вывинчивается из рукоятки 8 и ввинчивается в отверстие в корпусе (см. стрелку на рис.1). Рукоятку следует вращать в сторону отворачивания футорки. При этом вал со шлицами станет ведомым звеном, а корпус затормозится, так как стопорный винт упрется в ступицу колеса. Передаточное отношение механизма при этом будет определяться по формуле (1).

К преимуществам эллипсоидных (траектории движения тел качения – эллипсы) шариковых передач можно отнести возможность реализации широкого диапазона значений передаточных отношений (в том числе и дробных) и технологичность деталей передачи, которые изготавливаются на токарном и фрезерном станках и не требуют специальных приспособлений и настройки. Передаточное отношение, согласно формулам (1) и (2), отличие от зубчатых передач, не зависит от диаметральных размеров. Разработанный ключ удобен в эксплуатации, имеет небольшие габари-

ты и вес и может применяться как в ремонтных мастерских, так и в полевых условиях. При необходимости, выходной вал ключа можно проектировать с возможностью присоединения к пневматическому или электрическому гайковерту.

Литература

1. Крез А.И., Лустенков М.Е. Высокомоментный балонный ключ для грузовых автомобилей // Современные технологии в ремонтно-обслуживающем и машиностроительном производстве АПК: Тез. докл. междунар. науч. – тех. конф./ Под ред. В.С.Ивашко, Л.М.Кожуро, А.В.Крутова – Мн.: БГАТУ, 2000. –188 с: ил., С.176-177.
2. Игнатищев Р.М. Синусошариковые редукторы.- Мн.: Выш. шк., 1983. - 107 с.: ил.
3. Лустенков М.Е. Эллипсоидные шариковые редукторы: геометрия и вопросы кинематики / МогГТУ. - Могилев, 2002. - 17с.: ил. - Библиогр: 5 назв. - Рус. - Деп в БелИСА 24.05.2002 г., №Д200242 // Рефер. сборник непублик. работ. Отчеты НИР, ОКР, ОТР, депонир. научные рукописи. Выпуск 1 (24). БелИСА. - Минск, 2002г.

УДК 621.822.6-192

РАСЧЕТ НАГРУЖЕННОСТИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ И ВАЛОВ РЕДУКТОРОВ С ТРЕМЯ ОПОРАМИ

*В.В. Грицкевич, ведущий научный сотрудник, к.т.н.,
Института механики и надежности машин НАНБ*

Расчет подшипников трехопорных валов представляет значительные трудности из-за статической неопределенности опор. Использование метода конечных элементов для расчетов опор сложных редукторных узлов является трудоемким и малоэффективным ввиду большого числа расчетных режимов, что не позволяет автоматизировать наиболее трудоемкие этапы проектирования. Поэтому была разработана специальная методика на основе метода трех моментов, с помощью которой рассчитываются реакции и реактивные моменты в опорах, углы поворота и прогибы в произвольном сечении вала и другие параметры.

На рис.1 показана схема нагружения трехопорной балки, которая согласно методу трех моментов разделяется на две двухопорные конструкции, а взаимное влияние балок учитывается с помощью приложенного к средней опоре реактивного момента M_2 . В табл. 1 даны основные аналитические зависимости для расчета нагруженности и прогибов трехопорных конструкций, где приняты следующие обозначения: A_1, A_2, A_3 – реакции в

опорах; A_{10}, A_{20}, A_{30} – реакции в опорах двухопорных балок без учета реактивного момента M_2 ; M_1, M_2, M_3 – моменты, приложенные к соответствующим опорам; l_1, l_2 – расстояние между опорами; E, J – модуль упругости и момент инерции поперечного сечения вала; $\theta_{20}^l, \theta_{20}^r$ – углы поворота средней опоры левой и правой балок без учета реактивного момента M_2 ; P_1, M_1 – внешние нагрузки; l_{2i} – расстояние от i -й нагрузки до средней опоры.

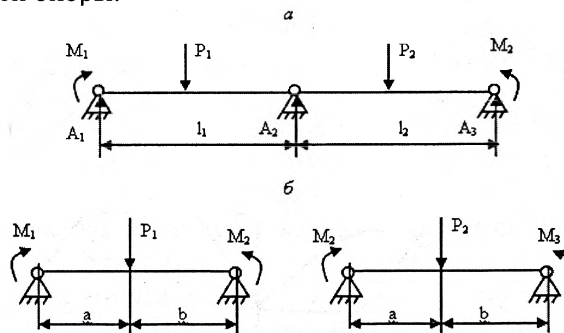


Рис.1. Схема нагружения трехопорной (а) и входящих в ее состав двухопорных (б) балок

Таблица 1
Аналитические зависимости для расчета
трехопорных валов

Расчетная формула	
Реакции в опорах	
$A_2 = A_{20} + (M_1 - M_2)/l_1 + (M_3 - M_2)/l_2$	
$A_1 = A_{10} + (M_2 - M_1)/l_1$	
$A_3 = A_{30} - (M_2 - M_3)/l_2$	
Реактивный момент в средней опоре	
$M_2 = (-6EJ(\theta_{20}^n - \theta_{20}^a) - M_3l_2 - M_1l_1)/(2(l_1 + l_2))$	
Угол поворота средней опоры:	
• левой балки	
$\theta_{20}^a = (A_{20}^a \frac{l_1^3}{6} - \sum P_i \frac{(l_1 - l_{2i})^3}{6} - \sum M_i \frac{(l_1 - l_{2i})^2}{2}) \frac{1}{EJl_1}$	
• правой балки	
$\theta_{20}^n = (-A_{20}^n \frac{l_2^3}{6} + \sum P_i \frac{(l_2 - l_{2i})^3}{6} - \sum M_i \frac{(l_2 - l_{2i})^2}{2}) \frac{1}{EJl_2}$	
Прогиб вала в произвольном сечении	
• левой балки	
$f_x = (EJ\theta_2^a x - A_2^a \frac{x^3}{6} - \sum P_i \frac{(x - l_{2i})^3}{6} - \sum M_i \frac{(x - l_{2i})^2}{2} - \frac{M_2 x^2}{2}) \frac{1}{EJ}$	
• правой балки	
$f_x = (EJ\theta_2^n x + A_2^n \frac{x^3}{6} - \sum P_i \frac{(x - l_{2i})^3}{6} - \sum M_i \frac{(x - l_{2i})^2}{2} - \frac{M_2 x^2}{2}) \frac{1}{EJ}$	

Методика расчета трехопорных конструкций является составной частью общей методологии расчета подшипников и валов механических редукторов. Долговечность работающих при постоянном режиме подшипников рассчитывается по зависимости

$$L = \left(\frac{C}{P_{np}} \right)^m 10^6,$$

где C и P_{np} – динамическая грузоподъемность и приведенная нагрузка на подшипнике. Подшипники редукторных узлов самоходных машин работают с переменными режимами нагружения, при этом долговечность рассчитывается по зависимости

$$L = \frac{C^m 10^6}{\sum P_{np_i}^m n_{i1} \gamma_i},$$

где P_{np_i} – приведенная нагрузка на i -м режиме; n_{i1} – число оборотов подшипника на единицу долго-

вечности; γ_i – относительное время работы на i -м режиме.

Основными этапами расчета являются определение нагрузочного режима, расчет реакций в опорах, долговечности подшипников и выбор их конструктивных параметров. Отличительной особенностью расчета подшипников трехопорных валов является расчет нагрузок на опорах с учетом их статической неопределимости и зазоров в подшипниках. Остальные этапы соответствуют общепринятым методам и стандартам расчета обычных конструкций. По данному методу разработан ряд алгоритмов и компьютерных программ по расчету долговечности, прочности и надежности подшипников и валов редукторов с двумя и тремя опорами, содержащих произвольное число расположенных в пространстве валов. Все этапы, включая расчет реакций на опорах, полностью автоматизированы. Компьютерная система позволяет спроектировать оптимальную конструкцию подшипникового узла для заданной долговечности и режимов эксплуатации.

Разработанные методы применялись при проектировании трехопорной коробки передач карьерных самосвалов БелАЗ, которая показана на рис. 2. На рис. 3 изображена схема нагружения трехопорного вала 1 на одной из передач силой в зубчатом зацеплении P_1 . Для данной схемы реактивный момент M_2 в средней опоре определяется с использованием следующих зависимостей:

$$M_2 = (-6EJ(\theta_{20}^a - \theta_{20}^n))/(2(l_1 + l_2));$$

$$\theta_{20}^a = (A_{20}^a \frac{l_1^3}{6} - P_1 \frac{(l_1 - b)^3}{6}) \frac{1}{EJl_1};$$

$$\theta_{20}^n = -A_{20}^n \frac{l_2^3}{6 EJl_2}.$$

На рис.4 представлены графики прогибов f_x двух- и трехопорного валов для семи режимов нагружения. В табл.2 даны максимальные прогибы и коэффициенты запаса прочности валов с двумя и тремя опорами. Трехопорная конструкция вала позволила снизить в 5-10 раз прогибы, при этом уменьшена нагруженность и повышена долговечность валов, подшипников и зубчатых колес. Вторым способом снижения прогибов двухопорной конструкции является увеличение диаметра вала. В табл.3 приведены максимальные прогибы при различных диаметрах вала. Увеличение размеров вала приводит к снижению прогибов, однако при этом увеличиваются вес и габариты конструкции.

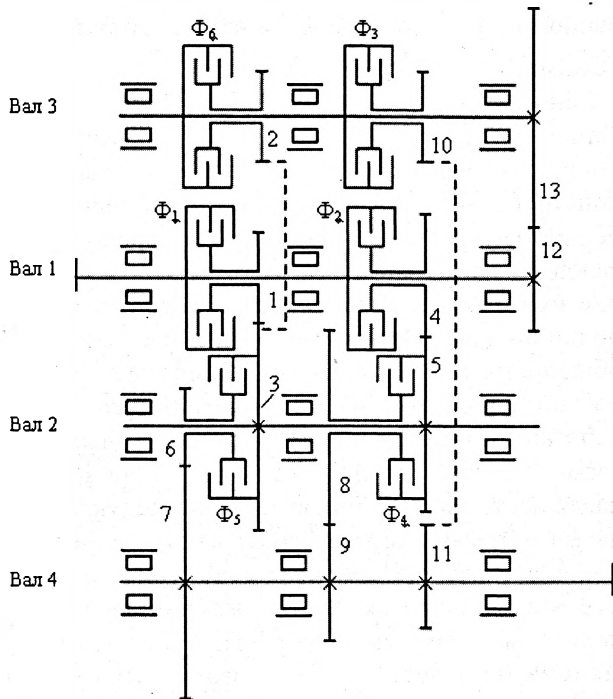


Рис. 2. Гидромеханическая трансмиссия автомобиля БелАЗ

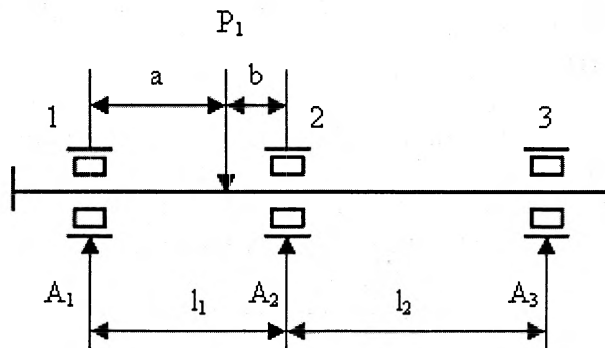


Рис. 3. Схема нагружения трехопорного вала 1 коробки передач автомобиля БелАЗ

Разработанная конструкция трехопорного редуктора применяется в трансмиссии карьерных самосвалов грузоподъемностью 55-60 т. Опыт эксплуатации свидетельствует о ее высоких показателях надежности и прочности, при этом значительно снизились шум и вибрации машины благодаря уменьшению прогибов и более высокой жесткости конструкции.

Список литературы

1. Нарышкин В.Н., Коросташевский Р.В. Подшипники качения: Справочник. М., 1984.
2. Гришкевич А.И. Проектирование трансмиссий автомобилей: Справочник. М., 1984.

Таблица 2

Максимальные прогибы и коэффициенты запаса прочности коробки передач с двумя и тремя опорами

Вал	Максимальный прогиб f_{max} , мм		Коэффициент запаса прочности n	
	Двухопорный	Трехопорный	Двухопорный	Трехопорный
1	0,50	0,044	1,99	2,38
2	1,50	0,058	0,92	2,16
3	0,31	0,018	2,67	3,04
4	0,77	0,028	1,72	5,24

Таблица 3

Влияние диаметра вала на величину максимального прогиба

N	Диаметр вала, мм	Максимальный прогиб, мм
1	75	0,50
2	80	0,38
3	85	0,30
4	90	0,25
5	95	0,19
6	100	0,16
7	105	0,13
8	110	0,11

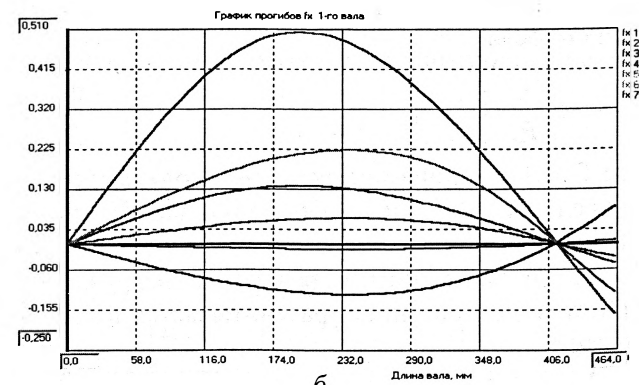
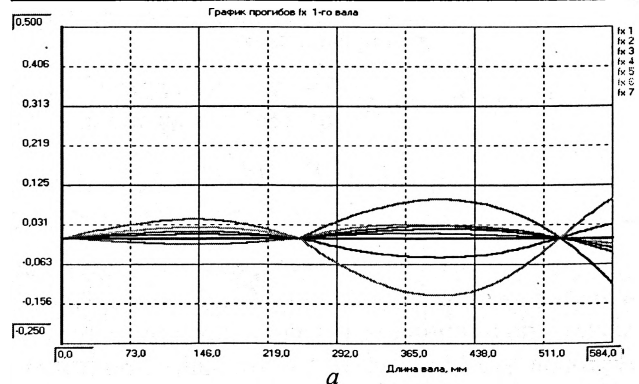


Рис.4. Графики прогибов двухопорного (а) и трехопорного (б) валов коробки передач автомобиля БелАЗ