



УДК 630.002.5: 621.868.277.5

***И.Н. Багаутдинов, Я.И. Шестаков***

Багаутдинов Ильдар Нургаязович родился в 1975 г., окончил в 1998 г. Марийский государственный технический университет, аспирант, ассистент кафедры эксплуатации машин и оборудования МарГТУ. Имеет 13 печатных работ по вопросам совершенствования конструкций лесозаготовительных машин, динамики манипуляторов и гидропривода.



Шестаков Яков Иванович родился в 1937 г., окончил в 1970 г. Ленинградскую лесотехническую академию, кандидат технических наук, доцент кафедры эксплуатации машин и оборудования МарГТУ. Имеет более 140 печатных работ в области совершенствования конструкции лесозаготовительных машин.



### **ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ НЕПЛОСКОСТНОСТИ ОПОРНОГО КОЛЬЦА ОПОРНО-ПОВОРОТНОГО КРУГА ПЛАТФОРМЫ МАШИНЫ ЛП-19В НА НАПРЯЖЕННОЕ СОСТОЯНИЕ МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА**

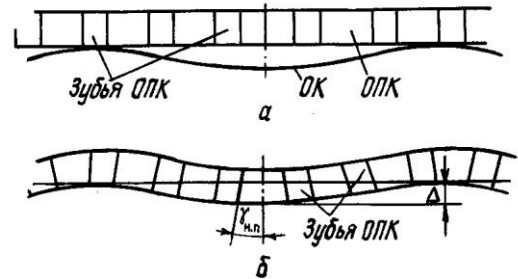
Представлены методика и данные расчета элементов механизма поворота с учетом неплоскостности опорного круга ОПУ.

неплоскостность, опорно-поворотный круг, механизм поворота, прогиб.

Работы по оценке неплоскостности и жесткости опорного кольца (ОК) опорно-поворотного круга (ОПК) выполнены ЦНИИП, ВНИИСтройдормашем и МАДИ в краностроении [3, 5] и кафедрой ЛСХМ МарГТУ в лесном машиностроении [4]. Влияние же этих показателей на напряженное состояние элементов механизма поворота валочно-пакетирующей машины (ВПМ) не исследовано.

Установлено, что неплоскостность ОК при изготовлении соответствует требованиям ОСТ 22-1401-79 и лишь иногда может превышать норму [4]. В процессе работы она увеличивается, что связано с недостаточной

Рис. 1. Схема для определения угла перекоса от неплоскостности постели ОПУ: *a* – начальное положение до крепления; *б* – рабочее положение ОПК



жесткостью ОК опорно-поворотного устройства (ОПУ). Для увеличения жесткости ОК нами разработана конструкция опорно-поворотного устройства (ОПУ) ходовой рамы применительно к ВПМ ЛП-19В в виде усеченного конуса, обращенного меньшим основанием вниз [2].

У выработавших моторесурс машин около 30 % зубьев ОПК имеют сколы на верхней части [4]. Основная причина износа зубьев – перекоса осей в зубчатом зацеплении. В связи с этим мы предлагаем учитывать неплоскостность постели ОК при расчетах зубчатого зацепления механизма поворота платформы на прочность.

Неплоскостность ОК приводит к возникновению угла перекоса зубьев ОПК. При изготовлении ОК имеет начальную неплоскостность  $\Delta$ . Затем на ОК опорно-поворотного устройства устанавливают ОПК (рис. 1, *a*), который скрепляется с постелью болтовым соединением и приобретает такие же прогибы, что и ОК. В результате зубья ОПК поворачиваются на угол  $\gamma_{н.п.}$  (рис. 1, *б*).

Таким образом, угол перекоса зубьев ОПК ( $\gamma_k$ ) равен сумме двух величин [1]:

$$\gamma_k = \gamma_{н.п.} + \gamma_{д.н.} \quad (1)$$

где  $\gamma_{н.п.}$  – угол перекоса от неплоскостности постели ОПУ, град;

$\gamma_{д.н.}$  – угол перекоса от деформации при действии динамической нагрузки на опору ОПК, град.

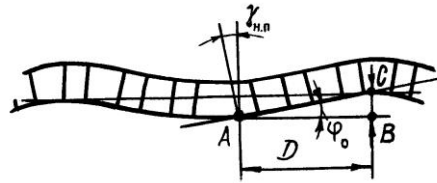
Угол перекоса ОК определяют по следующей методике. Так как искривленность по окружности распределяется по синусоидальному закону [4] и имеет две впадины и две вершины, то для нахождения угла перекоса  $\gamma_{н.п.}$  окружность ОПК можно разделить на восемь частей. Из треугольника *ABC* (рис. 2) находим угол  $\phi_0$ , который является углом перекоса  $\gamma_{н.п.}$  (углы  $\phi_0$  и  $\gamma_{н.п.}$  подобны), т. е.

$$\gamma_{н.п.} = \phi_0 = \text{tg} \frac{CB}{AB}, \quad (2)$$

где  $CB = \Delta$  – стрела прогиба ОК, м;

$AB$  – восьмая часть сектора окружности постели ОПУ, м.

Рис. 2. Схема для нахождения угла перекоса зубьев колеса



Отсюда находим

$$AB = \frac{2\pi R}{8},$$

где  $R$  – радиус окружности ОПУ, м.

Так как для ВПМ ЛП-19В  $R = 0,69$  м, то  $AB = 0,542$  м и начальная неплоскость будет равна  $0,0022$  м, значит,  $\gamma_{н.п} = 0^\circ 233'$ .

Угол перекоса при действии динамической нагрузки на опору ОПК находят по формуле (2). Пусть начальная неплоскость как на реальной, так и на предложенной экспериментальной ОПУ одинаковы вследствие технологических погрешностей в изготовлении. Согласно экспериментальным исследованиям [2], максимальный прогиб при переносе дерева с одновременным подтягиванием рукоятки составляет  $1,87$  мм на реальной и  $1,3$  мм на экспериментальной ОПУ. Тогда  $\gamma_{д.д} = \varphi_1 = \text{tg} \frac{1,87}{542} = 0,00345$  рад  $= 0^\circ 198'$ ,

$$\gamma_{д.у} = \varphi_1 = \text{tg} \frac{1,3}{542} = 0,002399$$
 рад  $= 0^\circ 137'$ .

Таким образом, полный перекося зубьев ОПК из-за деформации ОК определяется по формуле (1) и составляет  $0^\circ 761'$  для реальной и  $0^\circ 338'$  для экспериментальной конструкции ОПУ.

При прочностных расчетах зубьев перекося осей влияет на неравномерность распределения нагрузки вдоль контактных линий. Полный угол перекося ( $\gamma$ , град) складывается из углов перекося шестерни ( $\gamma_{ш}$ ) и колеса ( $\gamma_{к}$ ) [2] и определяется по формуле

$$\gamma = \gamma_{ш} + \gamma_{к}.$$

Так как расположение шестерни консольное, угол ее перекося ( $\gamma_{ш}$ , град) находят с учетом деформации валов, опор и самой шестерни (зубчатого колеса), т. е.

$$\gamma_{ш} = \gamma_о + \gamma_в + \gamma_{кор},$$

где  $\gamma_о$ ,  $\gamma_в$ ,  $\gamma_{кор}$  – углы перекося от деформации опор, вала, линейной деформации стенок корпуса, град.

Опыт эксплуатации зубчатых передач показывает, что податливость опор существенно влияет на характер распределения нагрузки в зацеплении. Стремление получить минимальные массу и габариты зубчатых передач приводит к тому, что деформации их деталей достигают больших величин, при которых возникает значительная концентрация нагрузки по длине контактных линий, приводящая иногда к повреждениям зубьев.

Для определения коэффициентов концентрации нагрузки необходимо учитывать податливость опор, т. е. соответствующую осадку подшипников.

Давление на зубья, передаваясь на валы, вызывает их изгиб в плоскостях, параллельных плоскости зацепления. Так как в приводе механизма поворота используют консольное расположение приводной шестерни [2], то угол перекоса ( $\gamma_{ш1}$ ) можно рассчитать по эмпирической формуле

$$\gamma_{ш1} = \frac{l^2}{3EI} \left( +1,5\bar{a} \right),$$

где  $E$  – модуль упругости материала вала;

$I$  – момент инерции поперечного сечения вала;

$\bar{a}$  – отношение консольного вылета  $a$  к расстоянию между опорами  $l$ .

Нами предложена новая конструкция механизма поворота платформы, в которой выходная шестерня занимает положение между опорами. Здесь угол перекоса рассчитываем по формуле

$$\gamma_{ш2} = \frac{l^2}{3EI} \left( -\bar{b} \right) \left( -2\bar{b} \right),$$

где  $\bar{b}$  – отношение расстояния между опорами ( $l$ ) к расстоянию до середины шестерни ( $b$ ):  $\bar{b} = l/b$ .

Для дальнейшего расчета принимаем  $b = l/2$ .

Значительную часть полной деформации корпуса передачи составляет контактная деформация опорных поверхностей расточек под наружные кольца подшипников. В обычных передачах редукторного типа корпус – слабонагруженная деталь. В связи с этим следует полагать, что линейная деформация стенок корпуса невелика. Опытных данных по ее определению пока нет. Приближенно можно принимать, что угол перекоса, вызванный линейной деформацией стенок корпуса, увеличивает угол перекоса от деформации подшипников ( $\gamma_0$ ) примерно на 25 %, т. е.

$$\gamma_{кор} \approx 0,25\gamma_0.$$

Значения коэффициента  $k_{н,р}$ , учитывающего распределение нагрузки по ширине зуба, перекоса от неплоскостности ОК и другие факторы, при расчете на изгиб и по контактным напряжениям представлены в табл. 1.

В первоначальный период работы передачи происходит приработка зубьев, тогда расчетный коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине зуба ( $K_n$ ) определяется по формуле

$$K_n = 1 + (K_{i,е} - 1)q_{i,д,д}, \quad (3)$$

где  $q_{прир}$  – коэффициент, учитывающий приработку зубьев (определяется по графику с учетом твердости поверхности зубьев).

Результаты расчета  $K_n$  приведены в табл. 1.

В табл. 2 представлены значения контактных напряжений, рассчитанных на основе известной формулы, с учетом неплоскостности ОК и при

Таблица 1

ОПУ	$k_p$ при расчете		$K_n$ при расчете	
	на выкрашивание	на изгиб	на выкрашивание	на изгиб
С учетом неплоскостности				
Реальное	2,056	2,696	1,528	1,848
Экспериментальное	1,444	1,956	1,222	1,478
С использованием заявок				
Реальное	1,404	1,908	1,202	1,454
Экспериментальное	1,004	1,424	1,002	1,212

Таблица 2

ОПУ	Напряжение	
	на поверхности зуба, $10^{-3}$ МПа	у основания зуба, МПа
С учетом неплоскостности		
Реальное	1,669	270,660
Экспериментальное	1,493	267,718
С использованием заявок		
Реальное	1,480	260,853
Экспериментальное	1,352	250,802

использовании конструктивных решений по заявкам на изобретение и разработанного экспериментального ОПУ (крутящий момент  $1,572 \cdot 10^5$  Н·м).

Основание зуба имеет сложное напряженное состояние. Наибольшие напряжения изгиба наблюдаются у основания зуба, в зоне перехода эвольвенты в галтель, что сказывается на его работоспособности. Значения напряжения изгиба у основания зуба представлены в табл. 2 и на рис. 3.

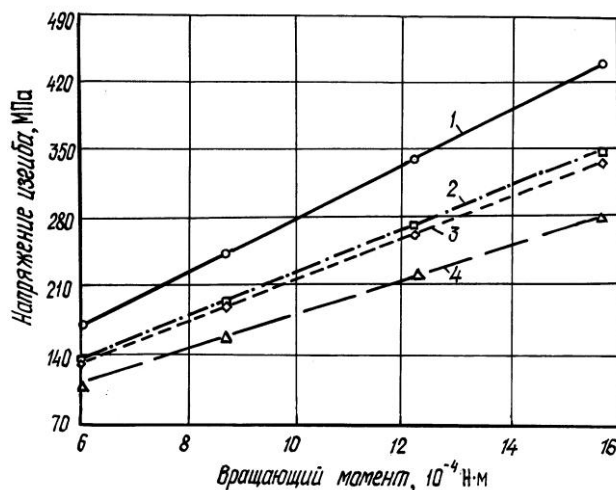


Рис. 3. Напряжение изгиба в зависимости от использования типов ОПУ: 1, 2 – соответственно реальное и экспериментальное ОПУ с учетом неплоскостности; 3, 4 – то же с использованием конструктивных решений

*Выводы*

1. Изложенная методика позволяет на этапе проектирования зубьев ОПК учитывать влияние неплоскостности ОК ОПУ на перекося осей механизма поворота и может быть использована в крановой и экскаваторной промышленности.

2. Существенным фактором увеличения перекося осей является консольное положение выходной шестерни механизма поворота платформы, которое можно устранить при использовании новых конструктивных решений механизма поворота платформы.

3. Применение новых конструктивных решений механизма поворота позволяет снизить контактное напряжение на 11,5 %, а напряжение изгиба на 4 %.

4. Использование экспериментального ОПУ позволяет снизить напряжение на поверхности зуба на 176 МПа, или на 10,5 %, а также нагруженность зуба и продлить срок годности ОПК.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Багаутдинов И.Н. Виды и причины выхода из строя опорно-поворотных устройств // Рациональное использование лесных ресурсов. – Йошкар-Ола: МарГТУ, 2001. – С. 163–164.

2. Багаутдинов И.Н. Экспериментальное исследование жесткости опорно-поворотного устройства полноповоротных валочно-пакетирующих машин / МарГТУ. – Йошкар-Ола, 2001. – 13 с.: 3 ил. – Библиогр.: 9 назв. – Рус.-Деп. в ВИНТИ 05.11.01, № 2314-B2001.

3. Испытания автомобилей / В.Б. Цимбалин, В.Н. Кравец, С.М. Кудрявцев и др. – М.: Машиностроение, 1978. – 199 с.

4. Оценка неплоскостности опорного кольца поворотной роликовой опоры машины ЛП-19А / Я.И. Шестаков, А.В. Муравьев, Л.А. Братчиков и др. // Строительные и дорожные машины. – 1991. – № 3. – С. 22–23.

5. Ряхин В.А., Мошкарёв Г.Н. Долговечность и устойчивость сварных конструкций строительных дорожных машин. – М.: Машиностроение, 1984. – 232 с.

*I.N. Bagautdinov, Ya.I. Shestakov*

**Impact Assessment of Out-of-flat Bearing Ring of Support Turntable of LP-19B Machine Platform on Tension of Turning Device**

Technique and calculation data of turning device elements are presented with allowance for out-of-flat character of a bearing ring of a bearing-turning device.