



СОЮЗ СОВЕТСКИХ
СОЦИАЛИСТИЧЕСКИХ
РЕСПУБЛИК

(19) **SU** (11) **1580067 A 1**

(51) 5 F 16 C 35/00

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ
ПО ИЗОБРЕТЕНИЯМ И ОТКРЫТИЯМ
ПРИ ГНТ СССР

ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ

К АВТОРСКОМУ СВИДЕТЕЛЬСТВУ

(21) 4310635/25-27

(22) 28.09.87

(46) 23.07.90. Бюл. № 27

(71) Харьковский тракторный завод
им. С. Орджоникидзе

(72) И. Ш. Чернявский, В. С. Батыренко,
Н. А. Кравченко, А. И. Немилостивая,

А. И. Файн, Н. Г. Шербец и Н. П. Скрябин

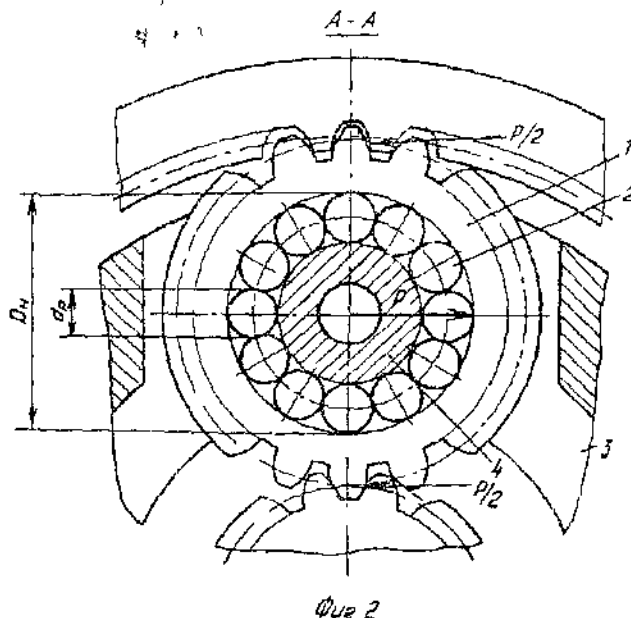
(53) 658.562.012 7 (088.8)

(56) «Трактор Т-150К». Устройство и эксплуатация. / Под редакцией Б. П. Кашубы
и др. М.: Колос, 1976, с. 143, 144, рис. 102

(54) ПОДШИПНИКОВЫЙ УЗЕЛ

(57) Изобретение относится к области машиностроения, а именно к подшипниковым узлам сателлитов планетарных редукторов

2
транспортных средств. Цель изобретения — повышение надежности и долговечности. Подшипниковый узел состоит из подшипника, имеющего наружное кольцо 1 с зубчатым венцом, роликов 2 и корпуса 3, в котором смонтирована ось 4. Толщина наружного кольца подшипника составляет 0,15 от диаметра впадин зубчатого венца, а диаметр каждого ролика при этом составляет 0,15—0,19 от диаметра дорожки качения этого кольца. Оптимальное соотношение толщины и диаметра впадин зубчатого венца получают с учетом равенства предельно допустимых напряжений на изгиб в зубьях венца и действительных напряжений на изгиб в наружном кольце подшипника. 1 з. п. ф-лы, 4 ил., 1 табл.



РПО-К

(19) **SU** (11) **1580067 A 1**

Изобретение относится к машиностроению, а именно к подшипниковым узлам сателлитов планетарных редукторов транспортных средств.

Целью изобретения является повышение надежности и долговечности подшипникового узла.

Подшипниковый узел содержит смонтированный в корпусе на оси подшипник с роликами и наружным кольцом, имеющим зубчатый венец, толщина наружного кольца составляет 0,15 от диаметра впадин зубчатого венца, а диаметр каждого ролика при этом составляет 0,15—0,19 от диаметра дорожки качения этого кольца (что составляет 0,18—0,22 от диаметра окружности, проведенной через центры роликов).

Выполнение подшипникового узла повышает надежность (прочность кольца) подшипника за счет оптимального выбора толщины наружного кольца. За счет оптимального выбора диаметра роликов в зависимости от диаметра дорожки качения наружного кольца достигают максимальную динамическую грузоподъемность подшипника, что повышает долговечность работы подшипника.

На фиг. 1 представлен подшипниковый узел, общий вид; на фиг. 2 — разрез А-А на фиг. 1; на фиг. 3 — график зависимости напряжений изгиба в наружном кольце подшипника от относительного параметра $K =$

$= \frac{h}{D_i}$, где h — толщина кольца; D_i — диаметр

впадин; на фиг. 4 — графики зависимости динамической грузоподъемности от относительного параметра $\beta = \frac{d_p}{D_n}$ для различных

конструктивных выполнений роликового подшипника, где d_p — диаметр ролика; D_n — диаметр дорожки качения.

Подшипниковый узел содержит подшипник, имеющий наружное кольцо 1 с зубчатым венцом, ролики 2, размещенные в два ряда без сепаратора, а также корпус (водило) 3, в котором смонтирована ось 4, на которой расположены ролики подшипникового узла.

Внешний диаметр наружного кольца подшипника равен диаметру впадин зубчатого венца D_i .

На фиг. 3 кривой представлен график зависимости напряжений изгиба σ_k в наружном кольце подшипника от относительного параметра K , равного отношению толщины наружного кольца к диаметру впадин зубчатого венца $K = \frac{h}{D_i}$.

Местные напряжения изгиба в основании зуба σ_3 постоянные (определены при проектировании планетарного редуктора) и на графике изображены прямой.

Точка M — пересечение графиков напряжений σ_k и σ_3 , определяет значение толщины h наружного кольца в зависимости от D_i . Из графика видно, что при величине K , взятой левее точки M (уменьшение толщины), напряжения в кольце σ_k значительно превышают напряжения изгиба в основании зуба σ_3 , что приводит к разрушению кольца.

При величине K , взятой правее точки M (увеличение толщины), напряжения в кольце σ_k ниже напряжений изгиба в основании зуба σ_3 . Увеличение толщины наружного кольца приводит к уменьшению габаритов подшипника, к снижению его динамической грузоподъемности, а следовательно, и долговечности.

Пример. Величину напряжений в кольце σ_k подшипника определяют в зависимости от толщины кольца h для планетарного редуктора трактора, имеющего окружную силу на зубчатом венце $P = 7000$ кг, модуль зубчатого венца $m = 8$ мм, число зубьев венца $Z = 17$, ширину кольца $b = 98$ мм, средний радиус кольца $\rho = 41,74$ мм, ширину зубчатого венца, определенную по формуле $b =$

$= \frac{P}{[\sigma] m y}$, диаметр окружности впадин $D_i =$

$= 116$ мм

Напряжения изгиба в кольце рассчитывают по формуле

$\sigma = \frac{3 \cdot P \cdot \rho}{b \cdot h^2}$,

где $\rho = 0,5 D_i (1 - K)$ — средний радиус кольца;

$K = \frac{h}{D_i}$ — относительный параметр.

Данные расчета сведены в таблицу.

K	0,1	0,125	0,15	0,175	0,2
h, мм	11,6	14,5	17,4	20,3	23,2
ρ , мм	52,2	50,75	49,3	47,85	46,4
σ_k , МПа	831	517	349	249	185

По данным таблицы строят график зависимости напряжений изгиба в кольце σ_k от относительного параметра $K = \frac{h}{D_1}$.

Величина предельно допустимого напряжения изгиба зуба, по которой определяют параметры зубчатого венца при заданном материале, составляет $[\sigma_b] = 350$ МПа.

Пересечение графиков напряжений σ_k и $[\sigma_b]$ в точке М и анализ таблицы позволяют определить оптимальную толщину кольца h , соответствующую отношению $\frac{h}{D_1} = 0,15$.

Выбором толщины h наружного кольца подшипника определяется диаметр дорожки качения роликов D_k , диаметр и число роликов в ряду.

На фиг. 4 кривой I представлен график зависимости динамической грузоподъемности C от относительного параметра β , равного отношению диаметра ролика d_r к диаметру

дорожки качения D_k : $\beta = \frac{d_r}{D_k}$, для подшипникового узла колесного планетарного редуктора, например, с передаточным числом $U = 4,57$ и модулем зацепления $m = 4$ мм, кривая II соответствует той же зависимости подшипникового узла планетарного редуктора, выполненного в тех же габаритах, с пе-

редаточным числом $U = 4,59$ и модулем зацепления $m = 5$ мм, кривая III — с передаточным числом редуктора $U = 4,4$ и модулем зацепления $m = 6$ мм.

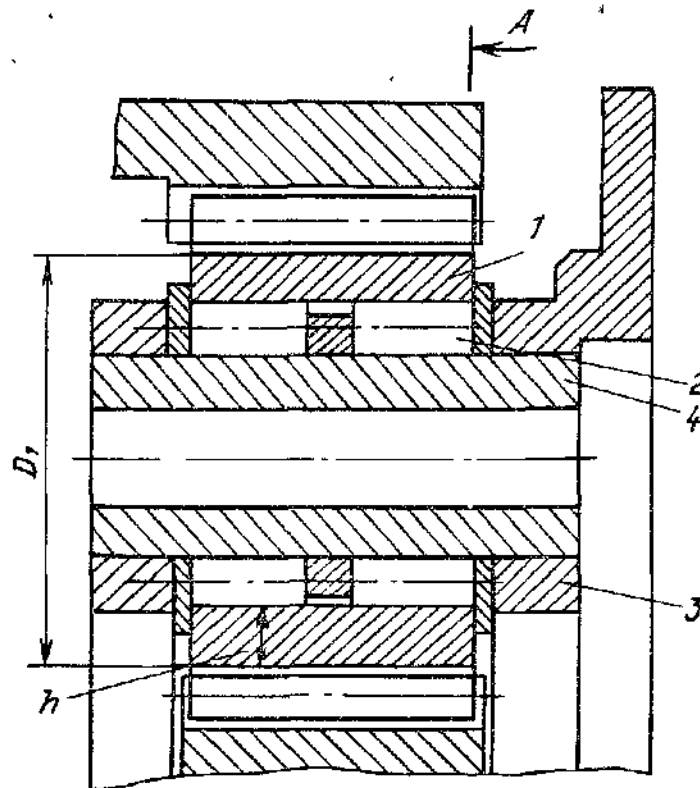
Из кривых I, II и III следует, что максимум динамической грузоподъемности устойчиво отмечается в диапазоне $\beta = 0,15 - 0,19$ вне зависимости от конструктивного выполнения подшипника.

Предлагаемый подшипниковый узел обладает повышенной надежностью и долговечностью по сравнению с известным, при этом не требуется увеличение габаритов зубчатого венца.

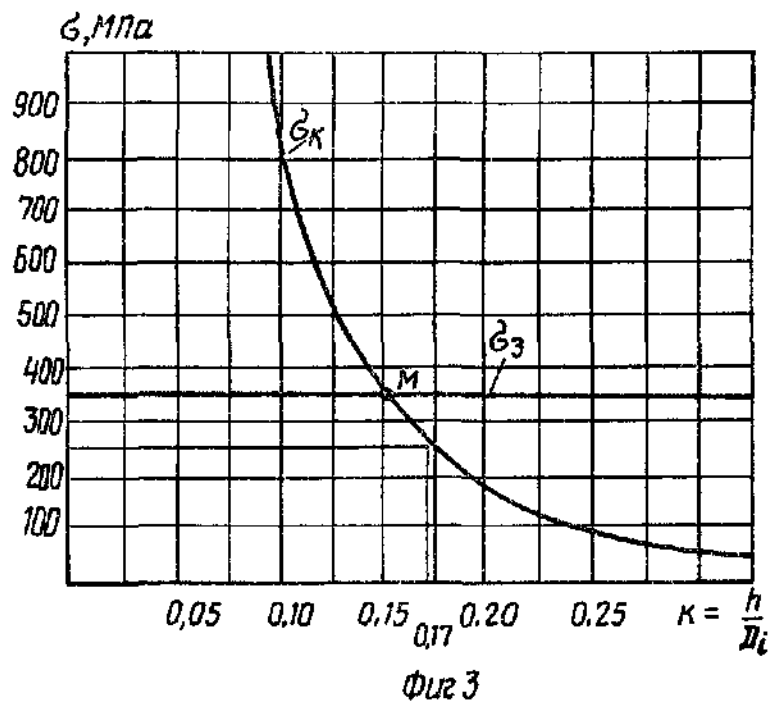
Формула изобретения

1. Подшипниковый узел, содержащий смонтированные в корпусе ось с роликовым подшипником, наружное кольцо которого выполнено с внутренней дорожкой качения для роликов и зубчатым венцом на наружной поверхности, отличающийся тем, что, с целью повышения надежности и долговечности подшипникового узла, толщина наружного кольца составляет 0,15 диаметра впадин зубчатого венца.

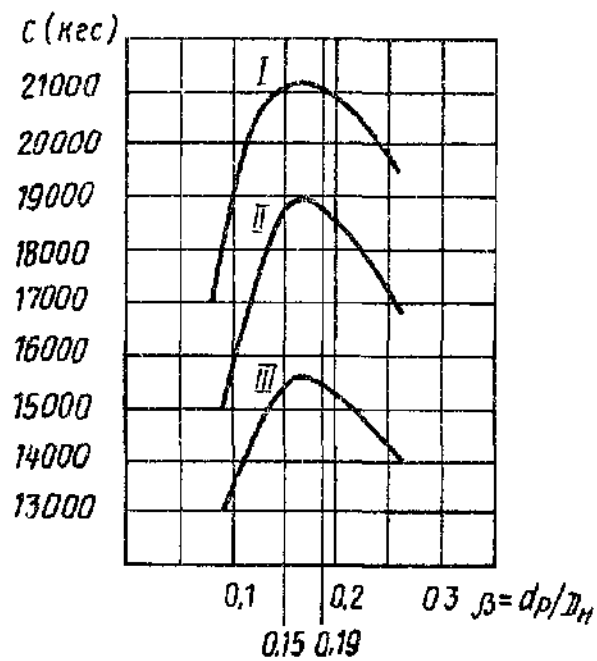
2. Узел по п. 1, отличающийся тем, что диаметр каждого ролика составляет 0,15—0,19 от диаметра дорожки качения наружного кольца.



Фиг 1



Фиг 3



Фиг 4

Редактор О Головач
Заказ 1998
ВНИИПИ Государственного комитета по изобретениям и открытиям при ГКНТ СССР
113035 Москва Ж-35 Раушская наб д 4/5
Производственно-издательский комбинат «Патент» г Ужгород ул Гасарина 101

Составитель И Булавин
Техред А Кравчук
Тираж 532

Корректор Н Ревская
Подписное