

Министерство образования РФ
Тольяттинский государственный университет

Кафедра "Автомобили и тракторы"

В.Н. ЛАТА

РАСЧЕТ
ДВУХРЯДНОГО РАДИАЛЬНО-УПОРНОГО ШАРИКОПОДШИПНИКА
ПЕРЕДНЕЙ СТУПИЦЫ ПЕРЕДНЕПРИВОДНОГО АВТОМОБИЛЯ

Учебное пособие по курсу "Конструирование и расчет автомобиля"
для студентов специальности 150100 "Автомобиле- и тракторостроение"

Тольятти 2002

В.Н. ЛАТА

Расчет двухрядного радиально-упорного шарикоподшипника передней ступицы переднеприводного автомобиля

Учебное пособие по курсу "Конструирование и расчет автомобиля" для студентов специальности 150100 "Автомобиле- и тракторостроение"

В учебном пособии приводятся сведения о выборе основных параметров ступичного подшипника переднеприводного автомобиля, обеспечивающих необходимую долговечность, излагается методика расчета подшипника, приведен справочный материал о стандартных параметрах подшипников.

Пособие предназначено для использования в учебном процессе при изучении курса "Конструирование и расчет автомобиля", при выполнении курсовых и дипломных проектов.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	4
1 Параметры подшипника	4
1.1 Геометрические размеры	4
1.2 Грузоподъемность подшипника.....	5
1.2.1 Статическая грузоподъемность	5
1.2.2 Динамическая грузоподъемность	5
2 Нагрузки, действующие на колесо	6
2.1 Тяговые силы.....	6
2.1.1 Удельные тяговые силы.....	6
2.1.2 Коэффициенты нагрузки	6
2.1.3 Тяговые силы	7
2.1.4 Эквивалентная тяговая сила.....	7
2.2 Вертикальные силы	7
2.3 Боковые силы	7
3 Нагрузки, действующие на подшипник	8
3.1 Общие положения.....	8
3.2 Радиальные реакции подшипника.....	10
3.3 Осевые реакции подшипника	11
3.3.1 Осевые составляющие для реализации радиальных реакций.....	11
3.3.2 Осевые реакции с учетом боковой силы.....	12
3.4 Эквивалентные динамические нагрузки на подшипник.....	12
3.5 Суммарные эквивалентные динамические нагрузки на подшипник.....	13
4 Расчетный ресурс подшипника	13
5 Пример расчета подшипника	14

Введение

Целью настоящего учебного пособия является оказание помощи студентам при изучении курса "Конструирование и расчет автомобиля", а также при выполнении курсовых и дипломных проектов, связанных с проектированием ступичного узла переднего колеса переднеприводного легкового автомобиля.

Общепринятая методика расчета подшипников, применяемых в автомобилестроении, изложена в РД 37.001.010-83. В то же время известно, что применяемые на различных автомобильных заводах методики используют опыт, накопленный этими заводами, и обеспечивают получение оптимальных результатов для того класса автомобилей, который характерен для данного завода. В данной работе изложена методика, разработанная при непосредственном участии автора на АО "АвтоВАЗ", учитывающая специфические условия нагружения ступичных подшипников легковых переднеприводных автомобилей, эксплуатируемых на дорогах России, а также приведен пример расчета подшипника, выполненный на ЭВМ с помощью специально разработанной программы ROLLER.

1 Параметры подшипника

1.1 Геометрические размеры

Основными геометрическими параметрами подшипника являются (см. рис.1):

1. Диаметр шарика D_W , мм;
2. Диаметр окружности центров шариков подшипника D_{PW} , мм;
3. Расстояние между рядами шариков подшипника L_P , мм;
4. Угол контакта α , град;
5. Опорная база подшипника L_R , мм;

$$L_R = L_P + D_{PW} \cdot \tan \alpha$$

6. Количество шариков в одном ряду N_W

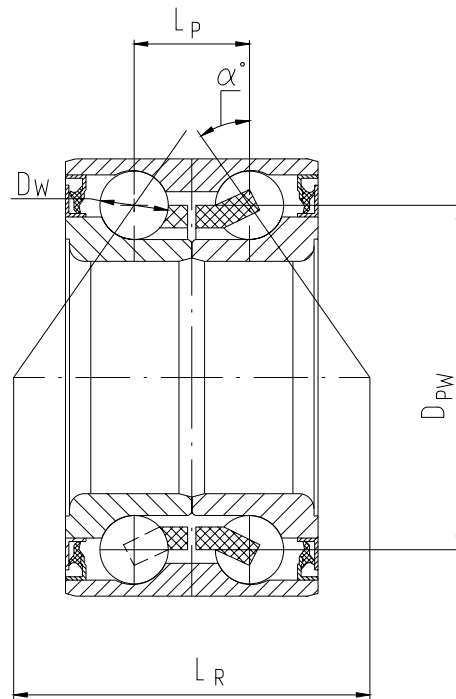


Рис. 1 Геометрические параметры подшипника

1.2 Грузоподъемность подшипника

1.2.1 Статическая грузоподъемность

В случае если в ТУ на подшипник не приводится значение его статической грузоподъемности, ее можно определить по формуле:

$$C_O = 12,3 \cdot i \cdot N_W \cdot D_W^2 \cdot \cos \alpha, \text{ где } i = 2 - \text{число рядов шариков подшипника}$$

1.2.2 Динамическая грузоподъемность

В случае если в ТУ на подшипник не приводится значение его динамической грузоподъемности, ее можно определить по формулам:

- для всего подшипника:

$$\text{при } D_W \leq 25,4 \text{ мм} \quad C_D = f_C \cdot (2 \cdot \cos \alpha)^{0,7} N_W^{2/3} \cdot D_W^{1,8}$$

$$\text{при } D_W > 25,4 \text{ мм} \quad C_D = 3,647 \cdot f_C \cdot (2 \cdot \cos \alpha)^{0,7} N_W^{2/3} \cdot D_W^{1,4}$$

- для одного ряда шариков подшипника:

$$C_{D1} = f_C \cdot (\cos \alpha)^{0,7} N_W^{2/3} \cdot D_W^{1,8}$$

$$\text{при } D_W \leq 25,4 \text{ мм} \quad C_{D1} = 3,647 \cdot f_C \cdot (\cos \alpha)^{0,7} N_W^{2/3} \cdot D_W^{1,4}$$

$$\text{при } D_W > 25,4 \text{ мм}$$

где f_C – коэффициент, зависящий от геометрии деталей подшипника, точности их изготовления и материала. Числовые значения коэффициента f_C в зависимости от соотношения $D_W \cos \alpha / D_{PW}$ приведены в таблице 1. Для промежуточных значений соотношения коэффициент f_C может быть определен с использованием линейной интерполяции.

Таблица 1

Числовые значения коэффициента f_C

$D_W \cos \alpha / D_{PW}$	Коэффициент f_C
0,05	46,7
0,06	49,1
0,07	51,1
0,08	52,8
0,09	54,3
0,10	55,5
0,12	57,5
0,14	58,8
0,16	59,6
0,18	59,9
0,20	59,9
0,22	59,6
0,24	59,0
0,26	58,2
0,28	57,1
0,30	56,0
0,32	54,6
0,34	53,2
0,36	51,7
0,38	50,0
0,40	48,4

2 Нагрузки, действующие на колесо

2.1 Тяговые силы

2.1.1 Удельные тяговые силы

Удельные тяговые силы, действующие на колесо, рассчитываются при движении на всех передачах по формуле:

$$p_{YDn} = \frac{M_P \cdot i_0 \cdot i_n \cdot \eta_{TP}}{9,81 \cdot m_A \cdot (0,001 \cdot r_K)}$$

- где p_{YDn} – удельная тяговая сила на колесе при движении на n-ой передаче;
 M_P – максимальный крутящий момент двигателя, Нм;
 i_0 – передаточное число главной передачи;
 i_n – передаточное число n-й передачи;
 η_{TP} – КПД трансмиссии;
 m_A – полная масса автомобиля, кг;
 r_K – радиус колеса, мм

2.1.2 Коэффициенты нагрузки

Коэффициенты нагрузки определяются при движении на всех передачах в зависимости от удельных тяговых сил по графику (рис.2). Допускается использовать аппроксимирующую формулу:

$$K_H = 0,24699 - 0,36854 \cdot (\log_{10} p_{YD}) + 0,08622 \cdot (\log_{10} p_{YD})^2 + 0,06374 \cdot (\log_{10} p_{YD})^3$$

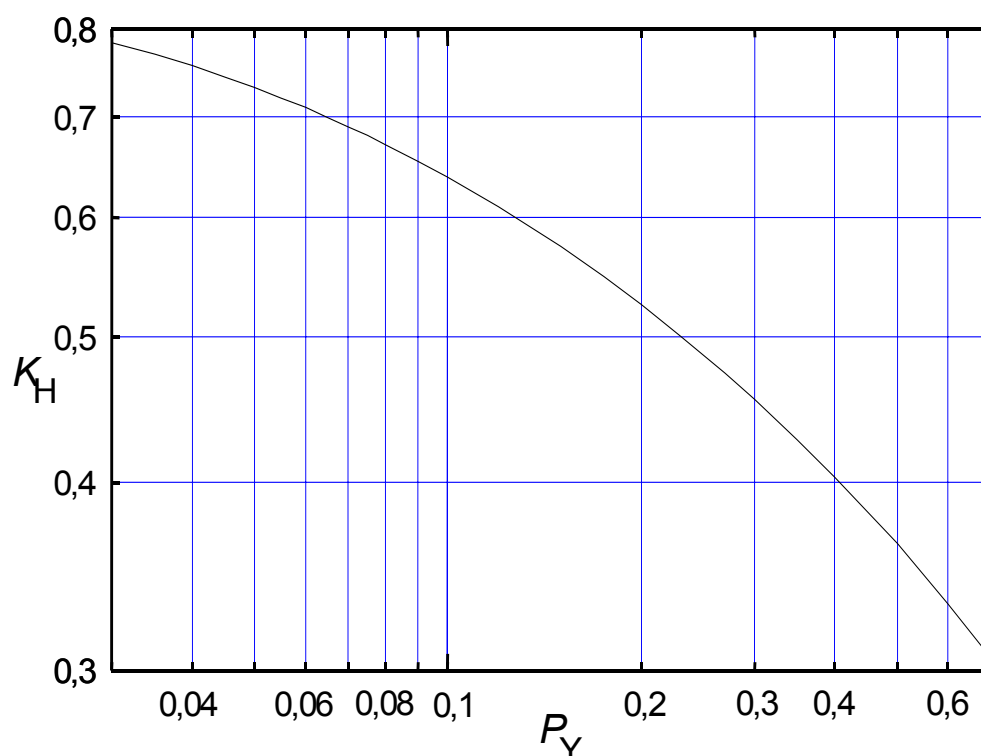


Рис.2 Зависимость коэффициента нагрузки K_H от удельного тягового усилия P_Y

2.1.3 Тяговые силы

Тяговые силы определяются при движении на всех передачах по формуле:

$$P_{Xn} = \frac{M_P \cdot i_0 \cdot i_n \cdot \eta_{TP} \cdot K_{Hn}}{2 \cdot (0,001 \cdot r_K)}$$

где K_{Hn} – коэффициент нагрузки при движении на n-й передаче

При этом производится проверка полученной тяговой силы по сцепному весу автомобиля. Для этого вычисляется максимальная тяговая сила при движении на n-й передаче по формуле:

$$P_{Xnmax} = 9,81 \cdot m_{KA} \cdot \varphi \cdot K_{Hn}$$

где m_{KA} – масса, приходящаяся на одно колесо автомобиля, кг;

φ – коэффициент сцепления колеса с дорогой. В данном расчете можно принимать $\varphi=0,7$.

В случае если вычисленное значение $P_{Xn} > P_{Xnmax}$, следует принимать $P_{Xn} = P_{Xnmax}$

2.1.4 Эквивалентная тяговая сила

Эквивалентная тяговая сила вычисляется по формуле:

$$P_X^{eq} = \sqrt[3]{\frac{\sum_{n=1}^N (P_{Xn}^3 \cdot \gamma_n)}{99,5}}$$

где γ_n – процент пробега автомобиля на n-й передаче

По рекомендации фирмы FAG проценты пробега для пятиступенчатой коробки передач принимаются:

$$\gamma_1 = 0,5 \quad \gamma_2 = 1,5 \quad \gamma_3 = 15 \quad \gamma_4 = 35 \quad \gamma_5 = 48$$

2.2 Вертикальные силы

Вертикальная сила, действующая на ступичный подшипник левого колеса, вычисляется без учета массы колеса по формулам:

- для прямолинейного движения $R_{ZS} = 9,81 \cdot (m_{KA} - m_K)$
- для движения с правым поворотом $R_{ZR} = 9,81 \cdot (m_{KA} - m_K) \cdot \left(1 + 0,2 \cdot j_Y \cdot \frac{h_{ЦМ}}{B}\right)$
- для движения с левым поворотом $R_{ZL} = 9,81 \cdot (m_{KA} - m_K) \cdot \left(1 - 0,2 \cdot j_Y \cdot \frac{h_{ЦМ}}{B}\right)$

где m_K – масса колеса, кг;
 j_Y – боковое ускорение автомобиля, м/с²; для расчета нагруженности ступичного подшипника принимается равным 2,5 м/с²
 $h_{ЦМ}$ – высота центра масс автомобиля, мм;
 B – колея автомобиля, мм.

2.3 Боковые силы

Боковые силы, действующие на левое колесо, вычисляются по формулам:

- для прямолинейного движения $R_{YS} = \pm 9,81 \cdot 0,05 \cdot m_{KA}$
- для движения с правым поворотом $R_{YR} = j_Y \cdot m_{KA}$
- для движения с левым поворотом $R_{YL} = -j_Y \cdot m_{KA}$

3 Нагрузки, действующие на подшипник

3.1 Общие положения

На рисунке 3 показана в общем виде схема сил, действующих на колесо. В соответствии с этой схемой:

- 3.1.1. В общем случае колесо может иметь угол развала φ к опорной поверхности, не равный нулю.
- 3.1.2. Наличие боковой силы приводит к смещению пятна контакта колеса с дорогой в сторону действия боковой силы на величину Δy_T , которая вычисляется по формуле:

$$\Delta y_T = R_Y / C_Y$$

где C_Y – боковая жесткость шины, Н/мм.

- 3.1.3. Тяговую силу следует рассматривать приложенной к оси колеса. При этом точка приложения тяговой силы смещена относительно центра колеса на величину $[-\Delta y \cdot \cos\varphi]$ (принимаем смещение вправо отрицательным).
- 3.1.4. Боковая сила смещена относительно центра колеса назад на величину “ e_{CT} ” [мм], вследствие чего возникает стабилизирующий момент шины, воспринимаемый ступичным подшипником. Величина плеча сноса боковой силы “ e_{CT} ” зависит от конструкции шины; для шин размерности $R12 \dots R16$ лежит обычно в пределах 15...25 мм, поэтому для расчета нагруженности ступичного подшипника можно принять $e_{CT}=20$ мм.

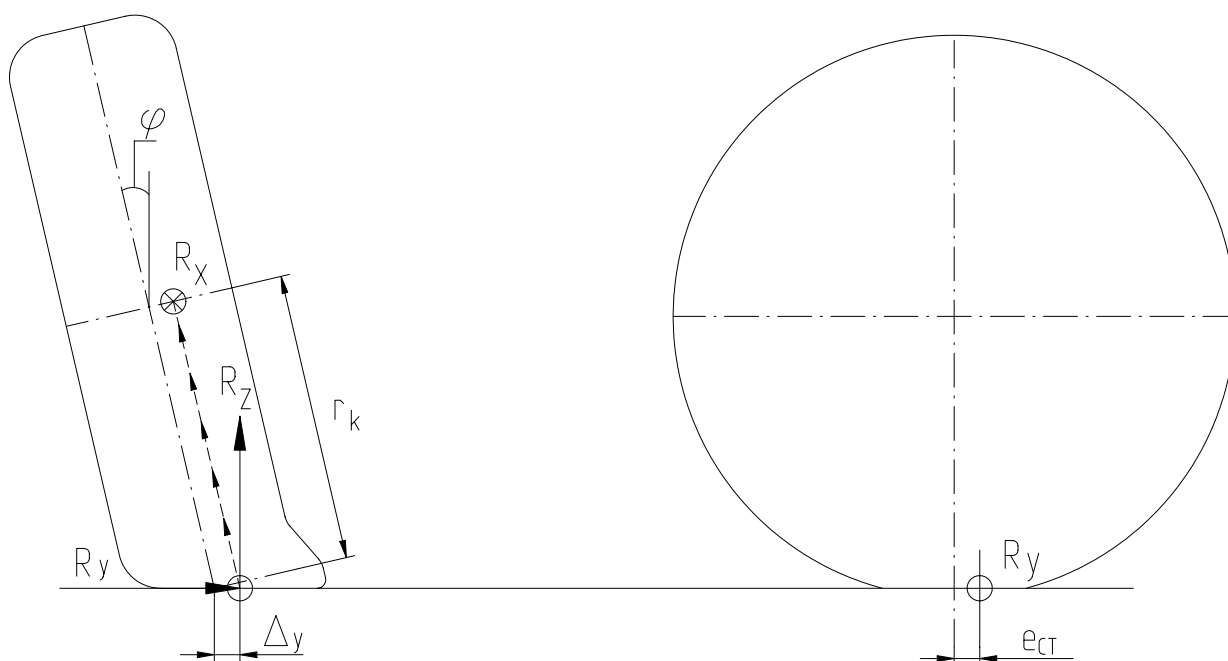


Рис. 3 Схема сил, действующих на колесо

- 3.1.5. Из-за наличия угла развала колеса на ступичный подшипник от боковой силы R_Y передаются осевая и радиальная составляющие:
осевая $P_{YA} = R_Y \cdot \cos\varphi$;
радиальная $P_{YZ} = -R_Y \cdot \sin\varphi$;
- 3.1.6. При переносе боковой силы на ось колеса следует добавить изгибающий момент, равный $M_{II} = R_Y \cdot r_K / \cos\varphi$, Н·мм

3.1.7. Точка на оси колеса, в которую переносятся боковая и вертикальная сила при расчете нагрузок, действующих на подшипник, смещена относительно центра колеса на величину Δy_R [мм], которая вычисляется по формуле:

$$\Delta y_R = r_k \cdot \tan \varphi + \Delta y_T \cdot \cos \varphi$$

3.1.8. Из-за наличия угла развала колеса на ступичный подшипник от вертикальной силы R_Z передаются осевая и радиальная составляющие:

$$\text{осевая } P_{ZA} = R_Z \cdot \sin \varphi;$$

$$\text{радиальная } P_{ZZ} = R_Z \cdot \cos \varphi;$$

3.1.9. Каждый ряд качения подшипника при определении реакций рассматривается как самостоятельный однорядный радиально-упорный шариковый подшипник. Радиальная реакция каждого ряда рассматривается приложенной в точке пересечения оси вращения подшипника с нормалью, проведенной к середине контактной площадки тела качения с наружным кольцом.

На рисунке 4 показана схема сил, действующих на ступичный подшипник.

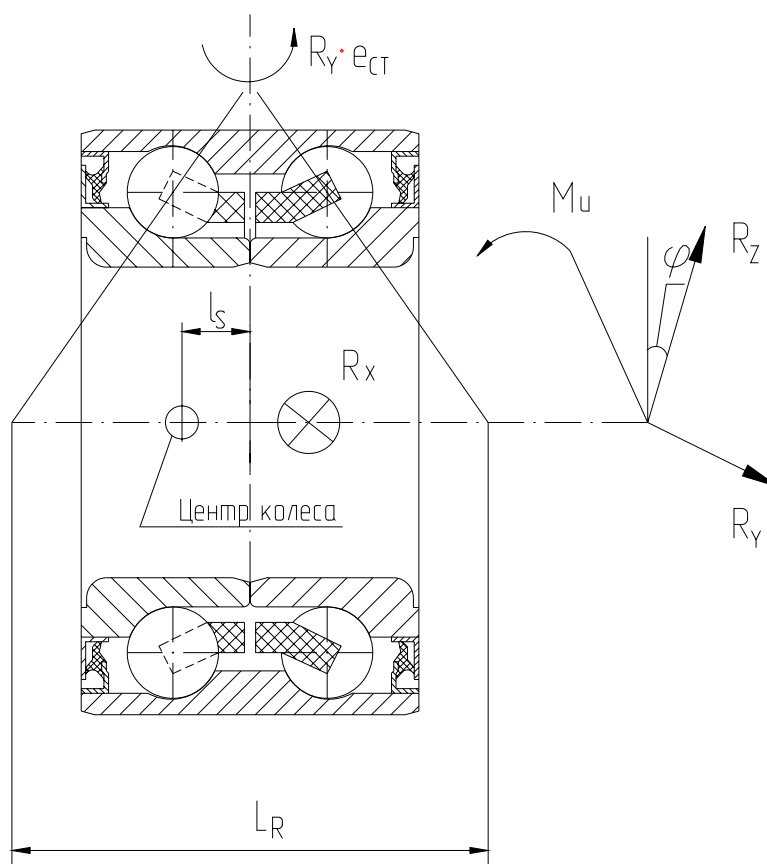


Рис.4 Схема сил и моментов, действующих на ступичный подшипник

3.2 Радиальные реакции подшипника

На рисунке 5 показаны радиальные и осевые реакции подшипника на внешние нагрузки.

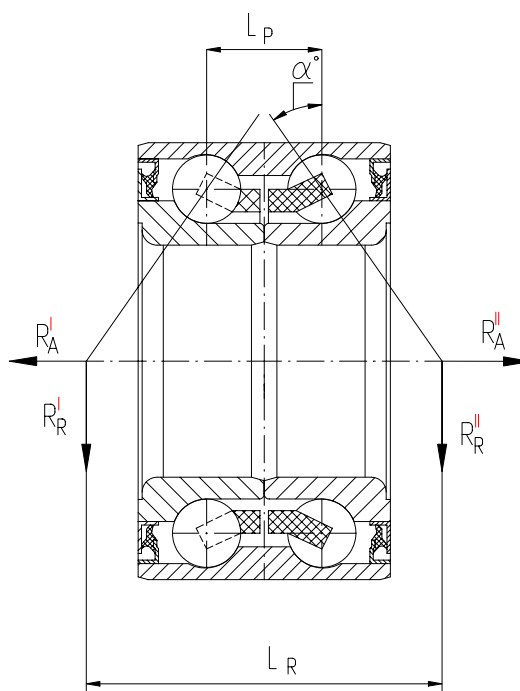


Рис. 5 Реакции подшипника на внешние нагрузки

Радиальные реакции каждого ряда левого подшипника рассматриваются отдельно в плоскостях OXY и OYZ, в каждой плоскости определяются составляющие опорных реакций, а затем производится их геометрическое суммирование.

Отдельно рассчитываются радиальные реакции:

- для прямолинейного движения с боковой силой, направленной вправо;
- для прямолинейного движения с боковой силой, направленной влево;
- для движения с правым поворотом;
- для движения с левым поворотом.

3.2.1. Радиальные реакции от действия тяговых сил

$$\text{для левого ряда шариков} \quad R_{X1}^I = \frac{0,5 \cdot L_R + l_S - \Delta y_T \cdot \cos \varphi}{L_R} \cdot P_X^{eq},$$

где l_S – расстояние от центра колеса до центра подшипника, мм ($l_S > 0$, если подшипник смещен вправо – внутрь автомобиля)

$$\text{для правого ряда шариков} \quad R_{X1}^{II} = P_X^{eq} - R_{X1}^I$$

3.2.2. Радиальные реакции от действия стабилизирующего момента шины

$$\text{для левого ряда шариков} \quad R_{X2}^I = -\frac{e_{CT}}{L_R} \cdot R_Y$$

$$\text{для правого ряда шариков} \quad R_{X2}^{II} = \frac{e_{CT}}{L_R} \cdot R_Y$$

3.2.3. Радиальные реакции от действия вертикальной силы

$$\text{для левого ряда шариков} \quad R_{Z1}^I = \frac{0,5 \cdot L_R - r_K \cdot \tan \varphi - \Delta y_T \cdot \cos \varphi + l_S}{L_R} \cdot R_Z \cdot \cos \varphi$$

$$\text{для правого ряда шариков} \quad R_{Z1}^{II} = R_Z \cdot \cos \varphi - R_{Z1}^I$$

3.2.4. Радиальные реакции от действия боковой силы

$$\text{для левого ряда шариков} \quad R_{Z2}^I = -\frac{0,5 \cdot L_R - r_K \cdot \tan \varphi - \Delta y_T \cdot \cos \varphi + l_S}{L_R} \cdot R_Y \cdot \sin \varphi$$

$$\text{для правого ряда шариков} \quad R_{Z2}^{II} = -R_Y \cdot \sin \varphi - R_{Z2}^I$$

3.2.5. Радиальные реакции от воздействия изгибающего момента

$$\text{для левого ряда шариков} \quad R_{Z3}^I = -\frac{r_K}{L_R \cdot \cos \varphi} \cdot R_Y$$

$$\text{для правого ряда шариков} \quad R_{Z3}^{II} = \frac{r_K}{L_R \cdot \cos \varphi} \cdot R_Y$$

3.2.6. Суммарные радиальные реакции подшипника

$$\text{для левого ряда шариков} \quad R_R^I = \sqrt{(R_{X1}^I + R_{X2}^I)^2 + (R_{Z1}^I + R_{Z2}^I + R_{Z3}^I)^2}$$

$$\text{для правого ряда шариков} \quad R_R^{II} = \sqrt{(R_{X1}^{II} + R_{X2}^{II})^2 + (R_{Z1}^{II} + R_{Z2}^{II} + R_{Z3}^{II})^2}$$

3.3 Осевые реакции подшипника

Осевые реакции подшипника R_A (см. рис.5) рассчитываются в зависимости от величин осевых составляющих, потребных для реализации действующих на ряды шариков радиальных реакций, и от величины боковой силы, действующей на подшипник. При этом соблюдаются следующие правила:

- сумма осевых реакций подшипника должна быть равной действующей на подшипник боковой силе и направлена в противоположную сторону;
- в случае, если боковая сила направлена вправо, ее воспринимает левый ряд шариков, и осевая реакция левого ряда шариков больше осевой реакции правого ряда шариков на величину боковой силы;
- в случае, если боковая сила направлена влево, ее воспринимает правый ряд шариков, и осевая реакция правого ряда шариков больше осевой реакции левого ряда шариков на величину боковой силы;

Отдельно рассчитываются осевые реакции:

- для прямолинейного движения с боковой силой, направленной вправо;
- для прямолинейного движения с боковой силой, направленной влево;
- для движения с правым поворотом;
- для движения с левым поворотом.

3.3.1 Осевые составляющие для реализации радиальных реакций

Осевые составляющие для реализации радиальных реакций определяются по формулам:

$$\text{для левого ряда шариков} \quad S_R^I = -e \cdot R_R^I,$$

$$\text{для правого ряда шариков} \quad S_R^{II} = e \cdot R_R^{II},$$

где e – коэффициент осевого нагружения. Для радиально-упорных шарикоподшипников с углом контакта $\alpha=12^\circ$ и $\alpha=15^\circ$ значение коэффициента e рассчитывается по формулам:

$$\text{при } \alpha=12^\circ \quad \log_{10} e = [\log_{10}(R_R / C_0) - 1,44] / 4,729$$

$$\text{при } \alpha=15^\circ \quad \log_{10} e = [\log_{10}(R_R / C_0) - 1,766] / 7,363$$

При $\alpha = 18 \dots 40^\circ$ значение “ e ” определяется по таблице 2

Таблица 2

Коэффициент осевого нагружения подшипника

Угол контакта α , град	Коэффициент e
18, 19, 20	0,57
24, 25, 26	0,68
30	0,80
35, 36	0,95
40	1,14

3.3.2 Осевые реакции с учетом боковой силы

Осевые реакции подшипника вычисляются по следующим формулам:

- для боковой силы, направленной вправо:

$$\text{при } |S_R^I| \leq S_R^H + R_Y \quad R_A^I = -S_R^H - R_Y, \quad R_A^H = S_R^H$$

$$\text{при } |S_R^I| > S_R^H + R_Y \quad R_A^I = S_R^I, \quad R_A^H = -S_R^I - R_Y$$

- для боковой силы, направленной влево:

$$\text{при } S_R^H \leq |S_R^I + R_Y| \quad R_A^I = S_R^I, \quad R_A^H = -S_R^I - R_Y$$

$$\text{при } S_R^H > |S_R^I + R_Y| \quad R_A^I = -S_R^H - R_Y, \quad R_A^H = S_R^H$$

-

3.4 Эквивалентные динамические нагрузки на подшипник

Эквивалентные динамические нагрузки на ряды шариков подшипника рассчитываются:

- для прямолинейного движения с боковой силой, направленной вправо;
- для прямолинейного движения с боковой силой, направленной влево;
- для движения с правым поворотом;
- для движения с левым поворотом

по следующей формуле:

$$R^{eqI(II)} = X \cdot R_R^{I(II)} + Y \cdot |R_A^{I(II)}|$$

где X , Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок соответственно (определяются по таблице 3).

Таблица 3

Коэффициенты радиальной и осевой нагрузок рядов шариков двухрядного радиально-упорного подшипника

Угол контакта α , град	Коэффициент X	Коэффициент Y
18, 19, 20	0,43	1,00
24, 25, 26	0,41	0,87
30	0,39	0,76
35, 36	0,37	0,66
40	0,35	0,57

3.5 Суммарные эквивалентные динамические нагрузки на подшипник

Суммарные эквивалентные динамические нагрузки на подшипник рассчитываются с учетом распределения общего пробега автомобиля:

- Прямолинейное движение с боковой силой вправо – 45%;
- Прямолинейное движение с боковой силой влево – 45%;
- Движение с правым поворотом – 5%;
- Движение с левым поворотом – 5%;

Используется следующая формула:

$$R_{\Sigma}^{eqI(II)} = \sqrt[3]{\frac{45 \cdot (R_{SR}^{eqI(II)})^3 + 45 \cdot (R_{SL}^{eqI(II)})^3 + 5 \cdot (R_L^{eqI(II)})^3 + 5 \cdot (R_R^{eqI(II)})^3}{100}}$$

где

- $R_{SR}^{eqI(II)}$ - эквивалентная динамическая нагрузка на левый (правый) ряд подшипника при прямолинейном движении и боковой силе, направленной вправо;
- $R_{SL}^{eqI(II)}$ - эквивалентная динамическая нагрузка на левый (правый) ряд подшипника при прямолинейном движении и боковой силе, направленной влево;
- $R_L^{eqI(II)}$ - эквивалентная динамическая нагрузка на левый (правый) ряд подшипника при повороте налево;
- $R_R^{eqI(II)}$ - эквивалентная динамическая нагрузка на левый (правый) ряд подшипника при повороте направо.

4 Расчетный ресурс подшипника

Расчетный 90-процентный ресурс подшипника L_{S90} , выраженный в километрах пробега автомобиля, определяется для наиболее нагруженного ряда шариков подшипника по формуле:

$$L_{S90} = \left(\frac{C_{D1}}{R_{\Sigma}^{eq} \cdot K_{\sigma}} \right)^3 \cdot 2000 \cdot \pi \cdot r_K$$

где K_{σ} – коэффициент безопасности; в данном расчете следует принимать $K_{\sigma}=1,6$;

R_{Σ}^{eq} - эквивалентная динамическая нагрузка самого нагруженного ряда подшипника;

r_K – радиус колеса, м;

C_{D1} – динамическая грузоподъемность одного ряда шариков подшипника.

Динамическая грузоподъемность подшипника, необходимая для обеспечения 90% ресурса L_P километров, определяется по формуле:

$$C_{DP} = 2^{0,7} \cdot \left(\frac{L_P}{2000 \cdot \pi \cdot r_K} \right) \cdot K_{\sigma} \cdot R_{\Sigma}^{eq}$$

5 Пример расчета подшипника

Исходные данные по автомобилю

1. Полная масса автомобиля, кг	M_{CAR}	= 1480.00
2. Масса, приходящаяся на колесо, кг	M_{KP}	= 365.00
3. Масса колеса, кг	M_K	= 14.50
4. Колея автомобиля, мм	B	= 1400.00
5. Высота центра масс автомобиля, мм	H_{CM}	= 560.00
6. Радиус колеса динамический, мм	R_D	= 281.00
7. Максимальный крутящий момент двигателя, Нм	M_D	= 109.00
8. К.п.д. трансмиссии	KPD	= .920
9. Количество передач	N_P	= 5.00
10. Передаточное число главной передачи	I_{GP}	= 3.700
11. Передаточное число 1-й передачи	I_P	= 3.636
12. Передаточное число 2-й передачи	I_P	= 2.105
13. Передаточное число 3-й передачи	I_P	= 1.357
14. Передаточное число 4-й передачи	I_P	= .941
15. Передаточное число 5-й передачи	I_P	= .784
16. Передаточные числа раздаточной коробки	$I_{RK(1)}$	= 1.000
	$I_{RK(2)}$	= 1.000
17. Коэффициент распределения тяговой силы	K_T	= 1.00
18. Коэффициент сцепления колеса с дорогой	FI	= .70
19. Боковое ускорение автомобиля, м/с**2	ACL	= 2.50
20. Угол развала колеса в статике, град	FI_0	= .00
21. Угол развала колеса при повороте направо, град	FI_P	= 1.50
22. Угол развала колеса при повороте налево, град	FI_L	= -1.50
23. Боковая жесткость шины, Н/м	$CTIRE$	= .15E+06
24. Плечо сноса боковой силы, мм	$ESTAB$	= 20.00
25. Процент прямолинейного движения с RY вправо	$PROC_P$	= 45.00
26. Плечо приложения верт. силы, мм	L_{PZ}	= 5.50
27. Процент прямолинейного движения с RY влево	$PROC$	= 45.00
28. Коэффициент безопасности	K_{sigma}	= 1.60

Исходные данные по подшипнику

1. Расстояние между рядами шариков подшипника, мм	LP	= 18.50
2. Угол контакта, град	$ALFA$	= 32.00
3. Диаметр подшипника (по центрам шариков), мм	D_{PW}	= 51.50
4. Диаметр шарика, мм	D_W	= 10.500
5. Количество шариков в одном ряду	N_W	= 14.
6. Статическая грузоподъемность (заданная)	C_0	= 38300.
7. Динамическая грузоподъемность (заданная)	CD	= 39800.

Результаты расчета

1. Опорная база подшипника, мм	LR	= 50.68
2. Коэффициент FC	FC	= 59.794
3. Динамическая грузоподъемность 1 ряда (расчетная)	$CD1$	= 24499.8
4. Максимальная удельная тяговая сила P_{TS} :		
при движении на 1-й передаче (пониж. передача PK)	=	.331
при движении на 1-й передаче (повыш. передача PK)	=	.331
при движении на 2-й передаче (повыш. передача PK)	=	.191
при движении на 3-й передаче (повыш. передача PK)	=	.123

при движении на 4-й передаче (повыш. передача РК)	=	.086
при движении на 5-й передаче (повыш. передача РК)	=	.071
5. Коэффициент нагрузки	K_N:	
при движении на 1-й передаче (пониж. передача РК)	=	.437
при движении на 1-й передаче (повыш. передача РК)	=	.437
при движении на 2-й передаче (повыш. передача РК)	=	.532
при движении на 3-й передаче (повыш. передача РК)	=	.605
при движении на 4-й передаче (повыш. передача РК)	=	.661
при движении на 5-й передаче (повыш. передача РК)	=	.687
6. Тяговая сила, Н	P_T:	
при движении на 1-й передаче (пониж. передача РК)	=	1048.899
при движении на 1-й передаче (повыш. передача РК)	=	1048.899
при движении на 2-й передаче (повыш. передача РК)	=	739.957
при движении на 3-й передаче (повыш. передача РК)	=	542.224
при движении на 4-й передаче (повыш. передача РК)	=	410.751
при движении на 5-й передаче (повыш. передача РК)	=	355.553
7. Эквивалентная тяговая сила, Н	PT=	464.789
8. Вертикальные нагрузки на ось ступицы, Н:		
при прямолинейном движении	R_Z=	3438.41
при повороте направо	R_ZP=	4139.41
при повороте налево	R_ZL=	2737.41
9. Боковые нагрузки на колесо, Н:		
при прямолинейном движении	R_Y=	171.92
при повороте направо	R_YP=	1054.89
при повороте налево	R_YL=	-697.61
10. Изгибающие моменты от боковых нагрузок, Нм:		
при прямолинейном движении	M_I=	48.31
при повороте направо	M_IP=	296.53
при повороте налево	M_IL=	-196.09
11. Плечо приложения вертикальной реакции, мм:		
при прямолинейном движении и RY вправо	L_PP=	4.35
при прямолинейном движении и RY влево	L_PL=	6.65
при повороте направо	L_P=	-8.89
при повороте налево	L_L=	17.51
12. Реакции RZ1, RZ2 для левого и правого ряда шариков, Н:		
при прямолинейном движении и RY вправо	RZ_1P=	1061.37
	RZ_2P=	2377.03
при прямолинейном движении и RY влево	RZ_1L=	3123.32
	RZ_2L=	315.09
при повороте направо	RZP_1=	-4516.57
	RZP_2=	8626.95
при повороте налево	RZL_1=	6167.30
	RZL_2=	-3449.09
13. Плечо приложения тяговой силы, мм:		
при прямолинейном движении и RY вправо	L_PP=	4.35
при прямолинейном движении и RY влево	L_PL=	6.65
при повороте направо	L_P=	-1.53
при повороте налево	L_L=	10.15
14. Реакции R1, R2 для левого и правого ряда шариков, Н:		
при прямолинейном движении и RY вправо	R_1P=	1080.89
	R_2P=	2391.24
при прямолинейном движении и RY влево	R_1L=	3144.13
	R_2L=	331.68
при повороте направо	RP_1=	4520.91
	RP_2=	8652.36

при повороте налево	RL_1= 6196.49
	RL_2= 3451.77
15. Параметр E для расчета S1, S2	= 1.14
16. Реакции S1, S2 для левого и правого ряда шариков, H:	
при прямолинейном движении и RY вправо	S_1P=-1232.22
	S_2P= 2726.02
при прямолинейном движении и RY влево	S_1L=-3584.31
	S_2L= 378.12
при повороте направо	SP_1=-5153.83
	SP_2= 9863.69
при повороте налево	SL_1=-7064.00
	SL_2= 3935.02
17. Осевые силы RY_1, RY_2 для левого и правого ряда шариков, H:	
при прямолинейном движении и RY вправо	RY_1P= -2897.9
	RY_2P= 2726.0
при прямолинейном движении и RY влево	RY_1L= -3584.3
	RY_2L= 3756.2
при повороте направо	RYP_1=-10918.6
	RYP_2= 9863.7
при повороте налево	RYL_1= -7064.0
	RYL_2= 7761.6
18. Коэффициент X для расчета экв. дин. нагрузок	X= .350
19. Коэффициент Y для расчета экв. дин. нагрузок	Y= .570
20. Эквивалентные динамические нагрузки P_1, P_2 для левого и правого ряда шариков, H:	
при прямолинейном движении и RY вправо	P_1P= 2030.14
	P_2P= 2390.76
при прямолинейном движении и RY влево	P_1L= 3143.51
	P_2L= 2257.14
при повороте направо	PP_1= 7805.91
	PP_2= 8650.63
при повороте налево	PL_1= 6195.25
	PL_2= 5632.23
21. Эквивалентные динамические нагрузки P1, P2 для левого и правого ряда шариков с учетом разного пробега по прямой и с поворотом, H	P1= 3766.05
	P2= 3747.41
22. Расчетная долговечность подшипника, км	LN= 118600
23. Динамическая грузоподъемность подшипника для расчетной долговечности 150000 км	CD150= 43032.