

подвижная шестерня и вал—скользящая шестерня колеблется в пределах от 0,01 до 0,03 мм.

Повышенный износ шлицев у скользящих шестерен с асимметричным расположением венца относительно ступицы по сравнению с износом шлицев шестерен с симметричным расположением венца относительно ступицы объясняется тем, что асимметричная шестерня при работе под нагрузкой перекашивается на валу, в результате чего уменьшается длина контакта и увеличивается удельное давление на рабочих поверхностях сопряженных деталей.

Таким образом, износ шлицев может увеличиваться в 1,5—2 раза за счет асимметричного расположения зубчатого венца и повышенных зазоров (0,12—0,16 мм) между посадочными поверхностями в шлицевом соединении. Поэтому для повышения долговечности шлицевых соединений шестеренчатых передач необходимо стремиться к уменьшению величины асимметрии и по возможности применять симметричные шестерни. Если условия компоновки или другие причины не позволяют сделать шестерню симметричной, то необходимо идти по пути оптимального выбора величины зазора и асимметрии.

Нгуен Ван Шай

УСТАЛОСТНАЯ РАВНОПРОЧНОСТЬ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС И ПОДШИПНИКОВ АВТОМОБИЛЬНЫХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ

Равнопрочными по выносливости являются детали, имеющие при данных условиях работы примерно одинаковый срок службы. Если срок службы для некоторой детали определяется расчетами по нескольким видам напряженного состояния (например, расчетом на выносливость по контактным напряжениям и по напряжениям изгиба), то размеры и параметры элементов детали целесообразно выбирать так, чтобы результаты соответствующих проверочных расчетов были близкими по сроку службы.

Срок службы подшипников качения при прочих равных условиях определяется величиной циклических контактных напряжений, вызывающих повреждение и износ беговых дорожек и тел

качения. Срок службы зубчатых колес определяется величинами циклических контактных напряжений, вызывающих повреждение и износ рабочих поверхностей зубьев, и циклических напряжений изгиба в опасном сечении у корня зуба, вызывающих усталостную поломку зубьев. Известно, что срок службы, выражаемый числом циклов напряжения до усталостного повреждения детали N разруш и величина напряжения σ имеют следующую зависимость:

$$\sigma^m N_{\text{разруш}} = \text{const},$$

где σ — циклическое напряжение определенного уровня; m — показатель степени, зависящий от вида напряжения, материала детали и термической обработки; N — число циклов напряжения.

В этой зависимости показатель степени m оказывается различным для различных видов напряжений даже при одном и том же материале и одинаковой упрочняющей обработке. Например, для напряжения изгиба цементированных зубчатых колес $m = 9$; для контактных напряжений $m = 3$; для напряжений в подшипниках $m = 3,33$. Поэтому изменение уровня нагрузки приводит к неодинаковым изменениям срока службы детали, определяемого различными видами напряжений. Следовательно, ряд деталей узла, рассчитанных по условию равнопрочности (т.е. на одинаковый срок службы) при одном уровне нагрузки, оказываются уже неравнопрочными при изменении уровня нагрузки. Таким образом, усталостная равнопрочность деталей узла может быть достигнута только для определенного уровня нагрузки, а если эта нагрузка является переменной, то еще и для определенного закона изменения этой нагрузки. Все эти обстоятельства подтверждаются при расчетах зубчатых колес и подшипников автомобильных коробок передач.

Нами выполнены расчеты на выносливость зубчатых колес и подшипников ряда автомобильных коробок передач. В результате этих расчетов определены приемлемые уровни циклических напряжений в зубчатых колесах и требуемые значения коэффициента работоспособности S подшипников для различных сроков службы (в км пробега автомобиля) от 150000 км до 500000 км. В табл. 1 и 2 и на рис. 1, к примеру, изображены результаты расчетов для зубчатых колес и подшипников коробки передач автомобиля ГАЗ-53.

Таблица 1

Значения коэффициента работоспособности С для подшипников коробки передач автомобиля ГАЗ-53, обеспечивающие усталостную равнопрочность

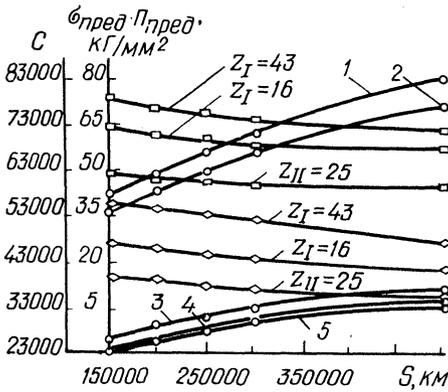
Наименование подшипника	С по каталогу	Срок службы установленного подшипника, км	С _{тр} , необходимое при различных планируемых пробегах				
			S ₀ =				
			150000 км	200000 км	250000 км	300000 км	500000 км
первичного вала, задний	39000	50000	57540	62370	66070	70790	83180
вторичного вала, передний	26630	220000	23440	25700	27540	28840	34670
вторичного вала, задний	40000	60000	53700	58880	63100	66830	77620
промежуточного вала, передний	39000	> 500000	23170	25700	27540	28840	33500
промежуточного вала, задний	40000	> 500000	26300	28840	30900	32360	37580

Таблица 2

Значение напряжений для зубчатых колес коробки передач автомобиля ГАЗ-53, обеспечивающие усталостную равнопрочность

Наименование зубчатых колес и число зубьев	Действительные напряжения $\sigma_{\text{сим}}$ кг/мм ²	Срок службы зубчатого колеса по изгибу кон- такту, км	σ и Π при различных планируемых пробегах, кг/мм ²				
			σ и Π при различных планируемых пробегах, кг/мм ²				
			150000 км	200000 км	250000 км	300000 км	500000 км
1 передачи промежуточного вала, $z=16$	66	110000	64	62	60	58	56
			26	24	22	20	18
1 передачи вторичного вала, $z=43$	70	250000	73	71,5	70	68,5	64
			39	37,5	36	34,5	28
11 передачи промежуточного вала, $z=25$	52	90000	49	47,5	46	45	44,5
			16	15	14	13	11

Рис. 1. Диаграмма предельных напряжений контакта и изгиба зубчатых колес и требуемого коэффициента работоспособности подшипников при различных пробегах коробки передач автомобиля ГАЗ-53:



○ — требуемый коэффициент C ; □ — предельное напряжение изгиба $\sigma_{\text{пред}}$; ◇ — предельное контактное напряжение $\Pi_{\text{пред}}$. 1— подшипник первичного вала; 2— задний подшипник вторичного вала; 3— задний подшипник промежуточного вала; 4— передний подшипник вторичного вала; 5— передний подшипник промежуточного вала.

Данные в табл. 1 рассчитаны по следующим зависимостям: для подшипников

$$C_{\text{тр.р}}^{3,33} = C_{\text{тр.о}}^{3,33} \frac{S_p}{S_o} = C_{\text{тр.о}}^{3,33} \frac{S_p}{150000},$$

где S_p — желаемый расчетный пробег; S_o — пробег, на который рассчитан узел с установленным подшипником ($S_o = 150000$ км); $C_{\text{тр.р}}$ — требуемый коэффициент работоспособности, обеспечивающий желаемый расчетный пробег; $C_{\text{тр.о}}$ — требуемый коэффициент работоспособности, обеспечивающий пробег $S_o = 150000$ км; для зубчатых колес

$$N_{\text{э.р}} = N_{\text{э.о}} \frac{S_p}{S_o} = N_{\text{э.о}} \frac{S_p}{150000}.$$

Далее предельное напряжение изгиба $\sigma_{\text{пред}}$ определяется по диаграмме выносливости, исходя из значения $N_{\text{э.р}}$

$$N'_{\text{э.р}} = N'_{\text{э.о}} \frac{S'_p}{S'_o} = N'_{\text{э.о}} \frac{S'_p}{150000},$$

а предельное контактное напряжение $\Pi_{\text{пред}}$ определяется по диаграмме контактной выносливости, исходя из значения $N'_{\text{э.р}}$.

В указанных выше зависимостях $N_{\text{э.о}}$, $N'_{\text{э.о}}$ -- общее эквивалентное число циклов, соответствующее пробегу $S_o = S'_o = 150000$ км; $N_{\text{э.р}}$, $N'_{\text{э.р}}$ -- общее эквивалентное число циклов, соответствующее пробегу S_p и S'_p .

Для увеличения срока службы со 150000 км до 500000 км при неизменном максимальном уровне и определенном законе изменения нагрузки для подшипников коробки передач ГАЗ-53 необходимо увеличение коэффициента работоспособности $C_{\text{тр}}$ в 1,43--1,47 раз, а для зубчатых колес уменьшение действующих напряжений $\sigma_{\text{сим}}$ в 1,10--1,14 раз и Π_d в 1,40--1,45 раз.

Диаграммы, аналогичные показанной на рис. 1, могут использоваться в качестве исходных данных при модернизации узлов трансмиссии автомобилей с целью увеличения срока их службы при равнопрочности основных элементов.

А.И. Гришкевич, Б.У. Бусел

ВЛИЯНИЕ ДОРОЖНЫХ НЕРАВНОСТЕЙ НА НАГРУЖЕННОСТЬ ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ

При движении автомобиля в его трансмиссии наблюдаются непрерывные циклические изменения крутящего момента, связанные с неравномерностью работы двигателя, агрегатов трансмиссии и взаимодействием автомобиля с дорогой. Так как автомобиль представляет собой сложную взаимосвязанную колебательную систему, состоящую из поступательно движущихся и вращающихся масс, то колебания поступательно движущихся масс возбуждают колебания вращающихся масс и наоборот.