

## ПРОСТРАНСТВЕННОЕ КОРРИГИРОВАНИЕ ШКИВОВ ШЕВРОННЫХ ЗУБЧАТОРЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

*Белорусский национальный технический университет*

*Минск, Беларусь*

Зубчатоременные передачи с пространственно-модифицированными зубьями – шевронные и радиусно-шеvronные все чаще рассматриваются как альтернатива традиционным и широко применяемым прямозубым конструкциям. Преимущества их очевидны и сводятся в основном к повышенной плавности зацепления и вытекающими из этого улучшенными виброакустическими характеристиками. Так, для рациональных значений угла наклона зубьев  $\beta = 18...32^\circ$  уровень снижения звуковой мощности передачи по сравнению прямозубой может достигать 15...25 дБ [1].

Проектный расчет прямозубых передач базируется на уравнении совместности деформации [2], отражающем неравномерность распределения нагрузки в многопарном зацеплении со шкивами. Главным фактором, определяющим эту неравномерность, является деформируемость зубьев и каркаса ремня под нагрузкой, результатом чего является увеличение шага зубьев ремня и его несоответствие шагу зубьев шкива. Ее компенсация осуществляется, как правило, путем увеличения (коррекции) шага зубьев шкива вдоль линий действия основного силового фактора – окружного усилия  $F_t$ . Конструктивно коррекция реализуется увеличением наружного диаметра шкива: его зубья в этом случае располагаются на несколько большем радиусе, их шаг увеличивается и тем самым “подгоняется” к увеличенному шагу зубьев ремня.

Силовой анализ шевронного и радиусно-шеvronного зацеплений ремня со шкивами (рис 1, б,в) свидетельствует о наличии не только тангенциально направленного усилия  $F_t$ , но и осевого усилия  $F_a = (F_t/2)\text{tg}\beta$ . Следовательно, каркас ремня будет деформироваться не только в окружном, но и в осевом направлении, и для обеспечения заданной неравномерности распределения нагрузки как по зубьям, так и вдоль контактных поверхностей требуется не только тангенциальная, но и осевая коррекция шкива. Уточненный анализ напряженно-деформированного состояния зубьев ремня, выполненный методом конечноэлементной дискретизации с привлечением программного ресурса NASTRAN 70.6 выявил, что без большого ущерба для точности вычислений искажение формы зуба может быть сведено к увеличению угла его наклона до значения  $\beta_1$  в случае осевого растяжения и к уменьшению до  $\beta_2$  в случае осевого сжатия.

Значения  $\beta_1$  и  $\beta_2$  получим путем интегрирования выражения вида:

$$\Delta B = \int_0^l \frac{F \cdot dz}{E \cdot A} = \int_0^{B/2} \Delta dx = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \beta}{2EA}$$

где  $\Delta B$  – перемещение произвольного сечения вдоль оси X под действием осевого усилия, B – ширина, E – модуль поперечной упругости, A – площадь продольного сечения на длине одного шага ремня.

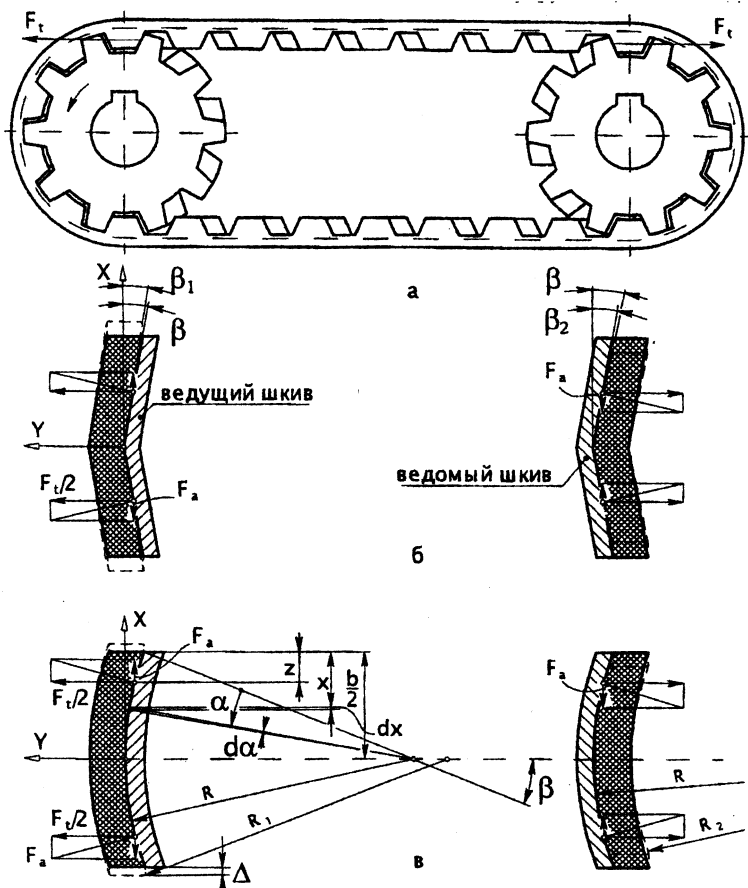


Рис. 1

Так как максимальное перемещение  $\Delta$  будет наблюдаться у свободных торцев ремня, после преобразований получим:

$$\beta_{1(2)} = \arctg \left( \frac{tg \beta}{1 \pm \frac{F_a}{4EA}} \right).$$

Для радиусно-шеvronного ремня ввиду отсутствия постоянного угла наклона необходима коррекция радиуса зуба ремня  $R$  (рис.1,в), который увеличивается при осевом растяжении ремня и уменьшается при сжатии. В этом случае перемещение зуба в сечении на расстоянии  $z$  от свободного торца будет равно:

$$\Delta l = \int_0^z \frac{2F_t tg \alpha R d\alpha}{E \cdot A} = \frac{F_t R}{2EA} (\ln(\cos \beta) - 0),$$

где  $R$ - номинальный радиус зуба ремня.

Абсолютная деформация ремня у свободного торца равна  $\Delta = (F_t R \ln(\cos \beta)) / 2EA$ , откуда

$$\beta_{1(2)} = 2 \operatorname{arccctg} \left( \frac{R \sin \beta \pm \Delta}{R(1 - \cos \beta)} \right), \quad R_{1(2)} = \frac{(1 - \cos \beta)}{(1 - \cos \beta_{1(2)})}.$$

Если тангенциальная коррекция не превышает 0,2% от шага зубьев, то угловая коррекция существенно больше. Это можно объяснить тем, что в тангенциальном направлении ремень армирован жестким на растяжение кордом, а в аксиальном направлении такого армирования у стандартных конструкций нет. Так, для ремней модулем 3 мм, изготовленных из традиционных хлоропеновых резин с  $E = 20$  МПа и имеющих  $\beta = 20^\circ$  углы наклона шкивов при передаче номинальной нагрузки  $F_t = 10$  Н/мм должны иметь значения  $\beta_1 = 19,20^\circ$  и  $\beta_2 = 20,86^\circ$ . Важным фактором, помимо численного значения коррекции, следует считать также и ее направление. Так как растягивающие напряжения считаются более опасными с точки зрения обеспечения заданного уровня усталостной прочности, их реализацию предпочтительнее осуществлять на большем из шкивов, так как на нем окружное усилие распределяется между увеличенным количеством зубьев. Проще говоря, в этом случае вершина шеврона на ведущей ветви ремня должна быть направлена к большему шкиву.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Никончук А.Н., Никончук И.Н., Безмен О.В. Моделирование шумоизлучения в зубчаторемённых передачах и создание методов его снижения // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. – 2002. – Вып. 21.- С.151 – 154. 2. Скойбеда А.Т., Никончук А.Н. Ременные передачи.- Мн.: Наука і тэхніка, 1985. – 383с.