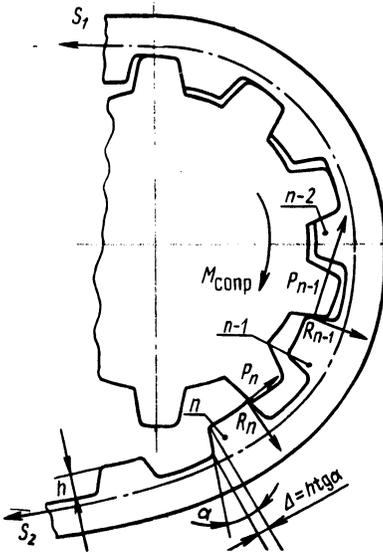


ВЫБОР ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО НАТЯЖЕНИЯ В
ЗУБЧАТОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧЕ

В известных исследованиях содержатся различные рекомендации по выбору предварительного натяжения S_0 . Так, в [1] величина S_0 предлагается незначительной, выбирается из расчета компенсации центробежного натяжения зубчатого ремня и радиальных сил. В работах [2,3] значение S_0 рекомендуется принимать несколько больше половины окружного усилия.

Как показывает практика, выбор предварительного натяжения в зубчаторемненной передаче оказывает существенное влияние на ее работу, в частности на особенности зацепления ремня с ведомым шкивом.



Найдем минимальное значение S_0 с учетом его зависимости от окружного усилия, продольной жесткости ремня, а также особенности зацепления ремня с ведомым шкивом. Как видно из рис. 1, при величине удлинения ведомой ветви $\Delta L_{S2} > \Delta$ возможен выход зубьев ремня на наружный диаметр шкива, что приведет к разрушению зубьев ремня или его обрыву. Следовательно, условием сохранения работоспособности передачи при данном S_0 будет

$$\Delta L_{S2} \leq \Delta, \tag{1}$$

где $\Delta = htg \alpha$.

Рис. 1. Вход ремня в зацепление с ведомым шкивом.

Для определения ΔL_{S2} будем рассматривать ремень как замкнутую связь, длина контура которой не меняется. Удлинение ведомой ветви найдем как $\Delta L_{S2} = (\Delta L_{S1} + \Delta L_{M2}) - \Delta L_{S0}$, где ΔL_{S1} и ΔL_{S0} - удлинения ведущей ветви от S_1 и ремня от S_0 , ΔL_{M1} , ΔL_{M2} - удли-

нения участков ремня на шкивах. Считаем распределение окружного усилия P на дугах обхвата равномерным, что достигается выбором величины шага шкивов согласно [4, 5]. Тогда удлинения участков ремня на шкивах равны: $\Delta L_{M_1} = 0,5P\lambda \times (Z_{O_1} - 1)$, $\Delta L_{M_2} = 0,5P\lambda (Z_{O_2} - 1)$, где Z_{O_1} и Z_{O_2} - числа зубьев на дугах обхвата шкивов; λ - податливость каркаса ремня. С учетом полученных выражений, полагая $\Delta L_{S_0} = S_0 \lambda Z_p$, где Z_p - число зубьев ремня, получим удлинение ΔL_{S_2} :

$$\Delta L_{S_2} = \lambda [Z_p (0,5P - S_0) - P]. \quad (2)$$

Наличие ΔL_{S_2} уменьшает дуги обхвата шкивов. Уменьше-

ния дуг ΔZ_{O_1} и ΔZ_{O_2} при условиях $\frac{\Delta Z_{O_1}}{\Delta Z_{O_2}} = \frac{\Delta Z_{O_1}}{\Delta Z_{O_2}}$ и

$$\Delta L_{S_2} = PC \left(\frac{\Delta Z_{O_1}}{\Delta Z_{O_1}} + \frac{\Delta Z_{O_2}}{\Delta Z_{O_2}} \right), \text{ где } C - \text{ податливость}$$

зубьев ремня, будут равны

$$\Delta Z_{O_1} = \frac{\Delta L_{S_2} Z_{O_1}}{2CP}, \quad \Delta Z_{O_2} = \frac{\Delta L_{S_2} Z_{O_2}}{2CP}. \quad (3)$$

Приравняв (1) и (2), получим минимальное S_0 , обеспечивающее выполнение условия (1):

$$S_0^{\min} \geq P \left[0,5 - \frac{1}{Z_p} \right] - \frac{h \operatorname{tg} \alpha}{\lambda Z_p}. \quad (4)$$

Значения λ ремней с металлротросом по [5], а также ремней, производимых в настоящее время (λ которых меньше, чем первых), обеспечивают выполнение условия (1) при выборе S_0 согласно (1).

Меньшее S_0 рационально с точки зрения уменьшения давления на опоры валов, однако в этом случае сокращается число зубьев на дугах обхвата, определяемое (3). Очевидно, что вызванное этим заметное снижение работоспособности передачи возможно при ее значительном нагружении, т.е. выбор S_0 согласно (1) вполне допустим для малонагруженных передач.

Необходимо учитывать также вытяжку ремня, которая возрастает по мере работы передачи и с увеличением длины ве-

домой ветви приближает (особенно при значительной длине ремня) момент возможного выхода ремня из строя. Опыт эксплуатации зубчатоременных передач показывает, что для силовых передач при малом S_0 предельное увеличение длины ведомой ветви соответствует количеству пробегов $0,5 \cdot 10^6 \dots 4 \cdot 10^6$ в зависимости от длины и жесткости ремней. В этих случаях для предотвращения разрушения ремней требуется проведение периодических поднастроек S_0 . При значительном нагружении передач можно увеличивать S_0 до 0,5 Р или несколько больше для предотвращения снижения работоспособности из-за уменьшения дуг обхвата. Более рациональным средством устранения влияния ослабленного натяжения ведомой ветви и вытяжки ремня на его работоспособность, а также средством повышения тяговой способности передачи, определяемой жесткостью каркаса ремня из условия (1), может быть применение ограничительного ролика. Такой ролик необходимо устанавливать с наружной стороны ведомой ветви для увеличения углов обхвата шкивов при сохранении минимального S_0 , назначаемого согласно [1].

Л и т е р а т у р а

1. Расчет, проектирование и эксплуатация передач с зубчатым ремнем. М., 1972.
2. Погребняк А.П. Определение параметров зубчатых ременных передач, обеспечивающих увеличение их надежности. Автореф. канд. дис. Киев, 1977.
3. Гуревич Ю.Е. К методике расчета передач плоскозубчатым ремнем. - В сб.: Механические передачи. М., 1971.
4. Гуревич Ю.Е. Исследования зубчатоременной передачи. Автореф. канд. дис. М., 1972.
5. ОСТ 3805114-76. Ремни приводные зубчатые и шкивы. Основные размеры. М., 1976.

УДК 621.852.44-231.1

А.В.Кузьмин, А.Н.Наталевич

ВЛИЯНИЕ РЕЛАКСАЦИИ НА УПРУГОСТЬ ЗУБЬЕВ РЕМНЯ

Среди параметров, используемых в расчетах зубчатоременной передачи, величиной, учитывающей упругие свойства зубьев ремня, является их податливость. Упругие свойства зубьев ремня влияют на характер сопряжения зубьев ремня и шкива, а также на распределение нагрузки между зубьями на дуге обхвата. Зубья ремня, являясь несущими элементами, оп-