

УДК 621.85.052

21—81 С. 2. М. 1999

18—77 С. 279

А. Н. НИКОНЧУК, А. Т. СКОЙБЕДА, А. Е. БАХАНОВИЧ, И. Н. НИКОНЧУК, И. А. КОСЫРЕВ

ПРОДОЛЬНАЯ ЖЕСТКОСТЬ ПРИВОДНЫХ РЕМНЕЙ  
В УСЛОВИЯХ ДИНАМИЧЕСКОГО НАГРУЖЕНИЯ

Широко используемая в настоящее время нормативно-техническая документация, содержащая методики проектного расчета ременных передач всех типов, оперирует показателями продольной жесткости  $EF$  ремней, полученными при скоростях деформации до 100 мм/мин. Как известно, ремень представляет собой анизотропную резинокордную конструкцию с ярко выраженной реологической природой [1]. Темпы релаксации напряжений в основных конструктивных элементах ремня намного выше, чем рекомендуемая для проведения исследований скорость растяжения. Таким образом, эмпирические данные, полученные при вышеназванных скоростях, отражают количественный уровень лишь равновесного модуля упругости ремня.

Вместе с тем анализ условий работы ремня в передаче свидетельствует о действии на него комплекса динамических нагрузок. Растягивающие усилия, определяющие значение  $EF$ , можно условно разделить на постоянно действующие и переменные. К первым относятся действующие в ветвях силы предварительного натяжения  $2F_0$  и центробежные. Переменная составляющая динамической нагрузки обусловлена окружной силой  $F_t$  и характеризуется периодическим возрастанием усилия на ведущей ветви  $F_1$  и его спадом на ведомой  $F_2$ :  $F_1 = F_t - F_2$ ,  $F_2 = 2F_0 - F_1$ . Следовательно, за время пробега ремня по контуру передачи наблюдается его циклическое нагружение, дополняемое периодическими дополнительными изгибами на шкивах и распрямлениями на ветвях. Простейший расчет свидетельствует, что уже при скоростях ремня  $V_p > 2$  м/с время релаксации напряжений в воспринимающих растягивающую нагрузку нитях кордшнура превышает время их деформации. Из этого можно сделать вывод, что деформируемые в продольном направлении элементы ремня не успевают отрелаксировать в реально наблюдаемых условиях эксплуатации.

Учитывая вязкоупругую природу основных полимерных составляющих ремня, в подобных динамических условиях следует ожидать неадекватности наблюдаемых деформаций значениям «статического» модуля упругости или продольной жесткости ремня  $EF$ . Последнее подтверждается рядом исследований [3—6]. При этом предлагается величину продольной жесткости в динамических условиях  $EF_d$  рассматривать как аналог статической  $EF$ , подвергшейся масштабированию:

$$EF_d = EFk_{F_d}, \quad (1)$$

где  $k_{F_d}$  — некоторый динамический коэффициент.

Величина  $k_{F_d}$ , согласно проведенным ранее исследованиям, варьируется в очень больших пределах — от 1,1 до 8,5. Таким образом, не представляется возможным получить объективные данные о значениях  $EF_d$ , связанных со статическими показателями продольной жесткости.

Очевидно, подобный результат был предопределен разнообразием методик нахождения  $EF_d$ . Наиболее известным из них можно считать метод возбуждения в теле ремня ударной волны. При этом из-за развитой демпфирующей способности регистрируются значения  $EF$ , отличающиеся более чем на порядок. Кроме того, подобная схема исследований практически не моделирует работу ремня в реальной передаче, а также не позволяет выявить влияние на  $EF_d$  различных показателей динамического воздействия. Получение  $EF_d$  путем исследования спектра крутильных колебаний шкивов или поперечных колебаний ветвей ремня позволяет

выделить  $EF_d$  только для конкретных условий и с большими допущениями. Более точным применительно к определению  $EF_d$  следует считать метод затухающих колебаний [7, 8]. Сущность подобных исследований заключается в регистрации амплитуд затухающих колебаний ремня с подвешенным грузом после производства мгновенного сбрасывания части груза (рис. 1). Величину  $EF_d$  при этом предлагают находить по зависимости:

$$EF_d = 4\pi L_p G_1 f_k^2 / gA, \quad (2)$$

где  $G_1$  — масса подвешенного груза;  $f_k$  — частота свободных колебаний нагруженной системы;  $g$  — ускорение свободного падения;  $A$  — расчетная площадь сечения ремня.

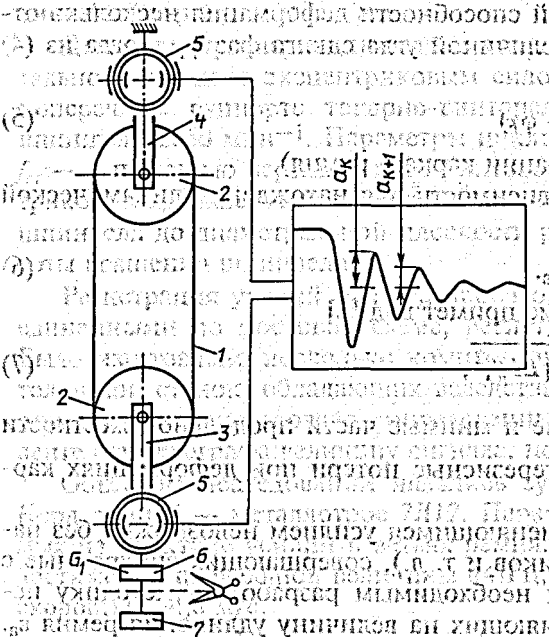


Рис. 1. Определение динамической продольной жесткости ремня методом затухающих колебаний: 1 — исследуемый ремень; 2 — шкивы; 3 — подвижной захват; 4 — неподвижный захват; 5 — кольцевые тензодатчики; 6 — груз; 7 — сбрасываемый груз

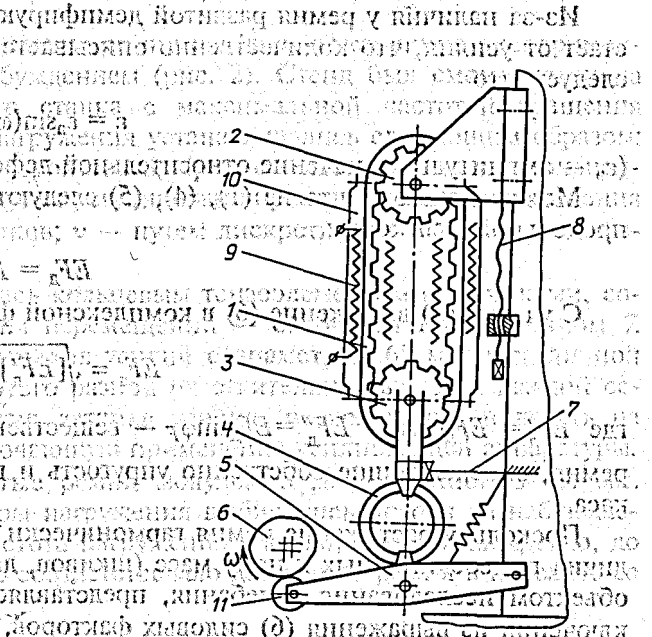


Рис. 2. Стенд для измерения динамической продольной жесткости зубчатых ремней: 1 — ремень; 2 — неподвижный шкив; 3 — подвижной шкив; 4 — кольцевой тензодатчик; 5 — рычаг; 6 — эксцентрик; 7 — балочный тензодатчик перемещений; 8 — регулировочный винт; 9 — корпус с нагревательными элементами; 10 — элементы; 11 — ролик

Абстрагирование от статических методик испытаний ремней позволяет на базе (2) получить следующую зависимость для  $EF_d$ :

$$EF_d = f_k^2 G_1 L_p [4\pi^2 + (\ln \lambda)^2] / gA, \quad (3)$$

где  $\ln \lambda = \ln(x_k/x_{k+1})$  — логарифмический декремент колебаний;  $x_k/x_{k+1}$  — отношение двух последующих амплитуд диаграммы колебаний, фиксируемой осциллографом.

Как уже указывалось, недостатком подобного и являющихся его развитием методов [9] достоверного получения значений  $EF_d$  является некорректная воспроизводимость реальных режимов работы ремня в передаче. Действительно, в таких условиях ремень подвержен действию не свободных колебаний, а вынужденных. Следовательно, наиболее предпочтительным следует считать метод возбуждения в корпусе ремня вынужденных колебаний с заданными силовыми и частотными характеристиками. Аналогичный подход продемонстрирован в [5], где авторы предлагают возбуждать в теле ремня импульсы растягивающего усилия, в той или иной степени соответствующие прямоугольной форме. Для этого фрагмент исследуемого ремня нагружался с помощью стенда-гидропульсатора. Расчеты показывают, что в таких условиях величина  $k_F$  не может превышать значений 1,6—1,8.

Нагружение ветвей ремня в реальной передаче лишь приблизительно соответствует форме прямоугольных импульсов; так как возрастание и спад нагрузки от  $F_1$  и  $F_2$  в пределах дуг об-

хвата шкивов происходят более или менее плавно. Отсюда следует, что наиболее универсальным является создание в ремне вынужденных гармонических колебаний, так как в этом случае любой режим нагружения ремня вполне может быть представлен в виде суммы синусоидальных составляющих.

Таким образом, в настоящих исследованиях усилие, растягивающее каркас ремня, изменялось гармонически:

$$F(t) = F_m + F_a \sin \omega t. \quad (4)$$

Здесь  $F_m$  и  $F_a$  — среднее и амплитудное усилия цикла, действующие на корд ремня, Н/мм;  $\omega$  — круговая частота, с<sup>-1</sup>.

Из-за наличия у ремня развитой демпфирующей способности деформация несколько отстает от усилия, что количественно описывается величиной угла сдвига фаз  $\varphi_F$ . Тогда из (4) следует, что

$$\epsilon = \epsilon_a \sin(\omega t - \varphi_F) \quad (5)$$

( $\epsilon_a$  — амплитудное значение относительной деформации каркаса ремня).

Можно доказать, что из (1), (4), (5) следуют зависимости для нахождения динамической продольной жесткости:

$$EF_d = F_a / \epsilon_a. \quad (6)$$

С учетом (5) выражение (6) в комплексной форме примет вид [2]

$$EF_d = \sqrt{EF_d'^2 + EF_d''^2}, \quad (7)$$

где  $EF_d' = EF_d \cos \varphi_F$ ,  $EF_d'' = EF_d \sin \varphi_F$  — вещественные и мнимые части продольной жесткости ремня, определяющие собственно упругость и гистерезисные потери при деформациях каркаса.

Поскольку растяжение ремня гармонически изменяющимся усилием невозможно без наличия присоединенных к нему масс (шкивов, датчиков и т. д.), совершающих синхронные с объектом исследования колебания, представляется необходимым разработать методику исключения из выражения (6) силовых факторов, влияющих на величину удлинения ремня  $\epsilon_a$ . Для этого ремень представим в виде вязкоупругой системы, состоящей из параллельно соединенных элементов Максвелла [1]. Уравнение свободных колебаний подобной системы запишется следующим образом:

$$EFx - \eta \frac{dx}{dt} = m \frac{d^2x}{dt^2}, \quad (8)$$

где  $m$  — приведенная масса;  $x = \Delta L = \Delta L_p \epsilon_a$ ;  $L_p$  — длина ремня.

Поскольку  $f_k = EF/m$ , то с введением обозначения  $n = \eta/2m$  формула (8) приобретает вид

$$\frac{d^2x}{dt^2} + 2n \frac{dx}{dt} + f_k x = 0. \quad (9)$$

Решая (9) при условии  $n \ll f_k$  и опуская преобразования, получаем, что  $x = Ae^{-n(P_1 t + \varphi_F)}$ , где  $A$  — постоянная;  $P_1 = \sqrt{f_k^2 - n^2}$ . С учетом того, что период свободных затухающих колебаний ремня с приведенной массой  $T = 2\pi/f_k$ , а логарифмический декремент затухания колебаний  $\ln \lambda = \eta T$ , получим выражения для определения вязкоупругих показателей ремня при известных  $\ln \lambda$ ,  $T$ ,  $n$ ,  $m$ :

$$c = f_k^2 m; \quad k = 2 \ln \lambda / T. \quad (10)$$

Воздействие на вязкоупругий ремень гармонически изменяющегося усилия описывается уравнением, полученным на базе (9), с учетом (5):

$$\frac{d^2x}{dt^2} + 2n \frac{dx}{dt} + f_k x = f(t). \quad (11)$$

В общем решении (11) предпочтительно выделить ту часть, которая соответствует стационарным незатухающим колебаниям, что возможно при игнорировании слагаемых, выражающих собственные затухающие колебания или вынужденные колебания с собственной

частотой, т. е. в области резонанса. Тогда решение уравнения (11) примет вид  $x = A \sin(\omega t - \varphi_F)$  или с учетом (5)  $\varepsilon = \varepsilon_a \sin(\omega t - \varphi_F)$ , где

$$\varepsilon_a = \frac{F_a}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{f_k^2}\right)^2 + \frac{4\omega^2 \eta^2}{f_k^4}}} \quad (12)$$

Таким образом, определены все составляющие уравнения (7) для расчета значений  $EF_d$ , учитывающего вынужденный характер колебаний растягивающего усилия и наличие присоединенной к ремню массы  $m$ .

Для моделирования динамического нагружения ремня создана конструкция экспериментального стенда с эксцентриковым силовозбуждением (рис. 2). Стенд был смонтирован на поперечном суппорте токарно-винторезного станка с максимальной частотой вращения шпинделя  $2650 \text{ мин}^{-1}$ . Параметры циклов нагружения устанавливались следующим образом:  $f_m$  — с помощью вертикального винтового устройства 8,  $A_F$  — с помощью сменных эксцентриков, закрепляемых в шпинделе, а также путем регулирования расстояния от оси вращения шпинделя до диаметральной плоскости роликов;  $\nu$  — путем дискретного регулирования частоты вращения шпинделя.

Регистрация усилий  $F_a$  и  $F_m$  производилась кольцевым тензоэлементом с датчиками, соединенными по мостовой схеме, регистрация перемещений — балочным тензодатчиком 7. Было изготовлено несколько комплектов датчиков усилий с диаметром 68 мм и различной толщиной стенок, обладающих вследствие этого разной чувствительностью. Для каждой серии опытов использовался определенный тип датчика усилия, позволяющий получать на ленте осциллографа величину сигнала, исключающую применение усиливающей аппаратуры. Объектом исследований являлись зубчатые ремни модулем 3 мм, шириной 8—24 мм. Корд ремней — металлорос 7Л12. Параметры нагружения выбирались исходя из наблюдаемых на практике усилий в ветвях ремня. Частота нагружения (варьировалась дискретно, до достижения предельной величины 44 Гц, что соответствовало движению ремня в передаче со скоростью 24,8 м/с.

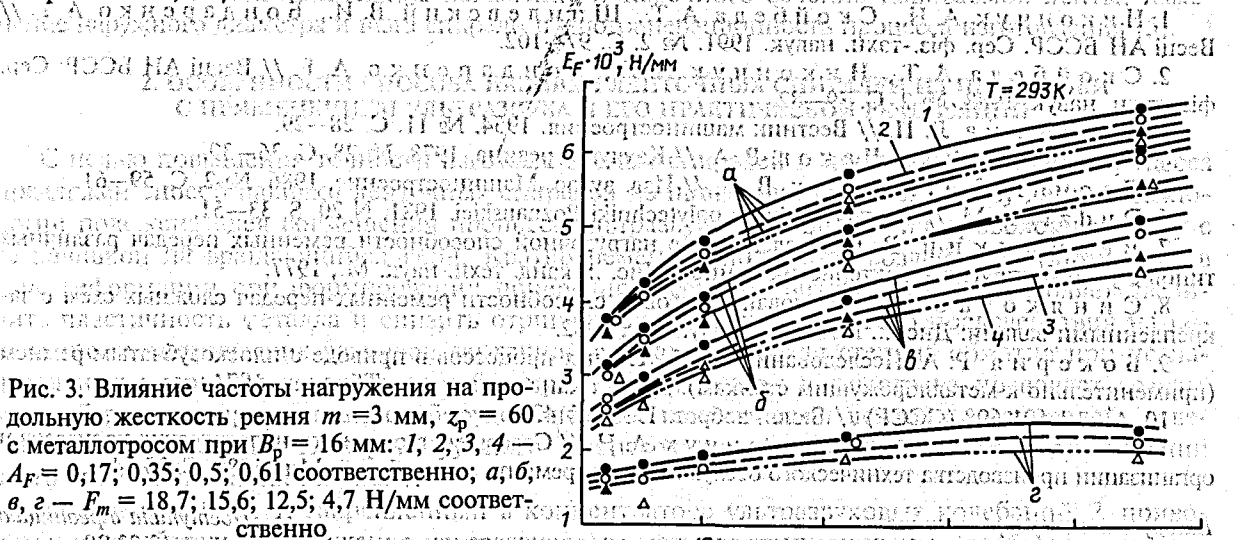


Рис. 3. Влияние частоты нагружения на продольную жесткость ремня  $m = 3 \text{ мм}$ ,  $z_p = 60$  с металлоросом при  $B_p = 16 \text{ мм}$ : 1; 2; 3; 4 —  $A_F = 0,17; 0,35; 0,5; 0,61$  соответственно; а; б; в, г —  $F_m = 18,7; 15,6; 12,5; 4,7 \text{ Н/мм}$  соответственно.

В результате обработки полученных осциллограмм выявлены зависимости  $EF_d$  от различных параметров нагружения (рис. 3). Их анализ показывает, что при  $\nu \rightarrow 0$  значения  $EF_d$  равны статическим показателям. Таким образом, применимость формул типа (1) вполне правомерна. Увеличение  $\nu$  способствует нелинейному возрастанию  $EF_d$ , которая при  $\nu = 44 \text{ Гц}$  превышает  $EF$  в 1,6—2,1 раза. Возрастание  $F_m$  с 4,7 до 18,7 Н/мм способствует увеличению  $EF_d$  в 2,5—3 раза при тех же частотных параметрах. Подобный результат связан с известным нелинейным ростом  $EF$  при возрастании удельной растягивающей нагрузки [11]. С этих же позиций очевидно уменьшение  $EF_d$  с увеличением  $A_F$ : возрастание последней с 0,17 до 0,51

снижает динамическую жесткость ремня на 10—20%. Величина угла сдвига фаз между усилием и деформацией  $\varphi_F$  практически линейно возрастает с частотой  $\nu$  и при  $\nu (\cong 44)$  Гц составляет 32—40°.

(5) Влияние перечисленных факторов на  $EF_d$  можно свести к следующему выражению для расчета эмпирического коэффициента  $k_{F_d}$ :

$$k_{F_d} = \sqrt{1 + \frac{\omega^2}{\omega_0^2}} \quad (13)$$

где  $\omega_0 = 0,018 A_F^{-0,07} F_m^{0,18+0,05 A}$  — эмпирический коэффициент, зависящий от частоты нагружения ремня.

Таким образом, теоретически и экспериментально доказано существенное влияние частоты нагружения ремня, связанной со скоростью его движения в передаче, на значения продольной жесткости. Впервые разработанная методика нахождения механических свойств ремня в реальных динамических условиях, моделирующих процесс его функционирования, позволила оценить влияние основных силовых и кинематических факторов на условия деформации вязкоупругих составляющих конструкций ремня. Полученные результаты необходимо использовать для создания достоверных методик прогнозирования долговечности и проектного расчета ременных передач.

**Summary**

The basic results of researches of longitudinal rigidity of belts which is an analogue of the modulus of elasticity of the first sort, based on the newly developed technique, most fully simulating the conditions of load of belts in real transfers are presented. The technique includes complex research of longitudinal rigidity in conditions of the free and compelled fluctuations with given power and frequency in parameters. The obtained dependences allow to predict value of rigidity in a range of operational frequencies and loadings, which largely depends on the frequency of compelled load with 44 Hz it exceeds the static parameters by 1.6—2.1 times. The similar results allow to modify the basic tasks arising with design of the belts transmissions.

**Литература**

1. Никончук А. Н., Скойбеда А. Т., Шпилевский В. И., Бондаренко А. Г. // Весті АН БССР. Сер. фіз.-тэхн. навук. 1991. № 2. С. 97—102.
2. Скойбеда А. Т., Никончук А. Н., Бондаренко А. Г. // Весті АН БССР. Сер. фіз.-тэхн. навук. 1988. № 2. С. 79—82.
3. Волощина Л. П. // Вестник машиностроения. 1954. № 11. С. 28—29.
4. Галаджев Р. С., Чаков В. А. // Каучук и резина. 1978. № 28. С. 36—39.
5. Пронин Б. А., Пурдик В. П. // Изв. вузов. Машиностроение. 1986. № 2. С. 59—61.
6. Dudziak M. // Zeszyty naukowe polytechniki Poznanskiej. 1981. N 20. S. 33—51.
7. Верницкий В. В. Исследование нагрузочной способности ременных передач различных типов с учетом упругих характеристик ремней. Дис. ... канд. техн. наук. М., 1977.
8. Синякова Э. Н. Исследование тяговой способности ременных передач сложных схем с закрепленными валами: Дис. ... канд. техн. наук. М., 1982.
9. Бокерия Р. А. Исследование колебательных процессов в приводе с плоскозубчатым ремнем (применительно к металлорежущим станкам): Дис. ... канд. техн. наук. Тбилиси, 1974.
10. А. с. 1-691-698 (СССР) // Бюл. изобрет. 1991. № 42.
11. Бондаренко А. Г., Никончук А. Н. // Совершенствование технологических процессов и организации производства технического обслуживания и ремонта автомобилей. Мн., 1986. С. 35—44.

Белорусская государственная политехническая академия Поступила в редакцию 12.03.98