DOI - 10.32743/UniTech.2023.110.5.15458

ВЛИЯНИЯ ИЗМЕНЕНИЙ УГЛА ЗАЦЕПЛЕНИЯ И НАГРУЗКИ НА КОЭФФИЦИЕНТ ТРЕНИЯ В ПЛОСКОРЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧАХ

Юнусов Салохиддин Зуннунович
д-р техн. наук,
кафедра материаловедения и машиностроения,
Ташкентский госуларственный транспортный университет,
Руспублика Узбекистан, г. Ташкент
E-mail: ysz1979@gmail.com

Кенжаев Сирожиддин Нематуллаевич
ассистент,
кафедра материаловедения и машиностроения,
Ташкентский государственный транспортный университет,
Республика Узбекистан, г. Ташкент
E-mail: xpert_01@bk.ru

INFLUENCE OF CHANGES IN THE ENGAGING ANGLE AND TRANSMIT POWER ON THE COEFFICIENT OF FRICTION IN FLAT BELT

Salokhiddin Yunusov
Dr. tech. sciences, professor
of the Department of Materials Science and Mechanical Engineering,
Tashkent State Transport University,
Republic of Uzbekistan, Tashkent

Sirozhiddin Kenjayev
Assistant,
of the Department of Materials Science and Mechanical Engineering,
Tashkent State Transport University,
Republic of Uzbekistan, Tashkent

АННОТАЦИЯ

В статье предложена расчетная схема усилий плоского ремня, произведен расчет и анализ влияния изменений угла зацепления и крутящего момента на коэфициент трения, комбинировая эти составлающие можно будет расчитать и выберать рациональные параметры ременных передач, расмотрены силовые соотношения в ременных передачах, высокая сила трения обеспечивается при углах охвата на малом шкиве плоских ремней.

ABSTRACT

The article proposes a calculation scheme for the efforts of a flat belt, calculates and analyzes the effect of changes in the engagement angle and torque on the friction coefficient, by combining these components it will be possible to calculate and select rational parameters of belt drives, power relations in belt drives are considered, a high friction force is provided at angles coverage on the small pulley of flat belts.

Ключевые слова: ременные передачи, угол зацепления, коэфициент трения, нагрузка на вал, крутящий момент.
Keywords: flat belt, engaging angle, coefficient of friction, transmit power, shaft load, torque.

Введение. Технический прогресс требует постоянного совершенствования приводов машин, причем существенная роль при этом выпадает на простые механические передачи, которые не потеряли своей актуальности. Повышение быстроходности, требования к вибростойкости, надежности, бесшумности, занимаемым габаритам вызвали дальнейшее развитие в общей гамме механических передач, особенно передач трением гибкой связью (ПТГС). Лидером в этом направлении выступают ПТГС мобильных машин с двигателями внутреннего сгорания, которые, в большинстве случаев, являются продуктом крупносерийного и массового производств. В них любые малейшие достижения в совершенствовании элементов ПТГС, касающиеся возможностей снижения габаритов, повышения нагрузочной способности, увеличения эффективности и ресурса

Библиографическое описание: Кенжаев С.Н., Юнусов С.З. ВЛИЯНИЯ ИЗМЕНЕНИЙ УГЛА ЗАЦЕПЛЕНИЯ И НАГРУЗКИ НА КОЭФФИЦИЕНТ ТРЕНИЯ В ПЛОСКОРЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧАХ // Universum: технические науки : электрон. научн. журн. 2023. 5(110). URL: *https://7universum.com/ru/tech/archive/item/15458*

приводят к существенному экономическому результату. На такие передачи, особенно клиноременные вариаторы, в настоящее время возлагаются даже несвойственные ранее функции работы в качестве муфты сцепления.

Ременные передачи относится к механическим передачам трения с гибкой связью и применяют в случае, если необходимо передать нагрузку между валами, которые расположены на значительных расстояниях и при отсутствии строгих требований к передаточному отношению. Несмотря на перечисленные недостатки, ременные передачи в промышленности и народном хозяйстве занимают второе место после зубчатых [1]. Ремни должны обладать достаточно высокой прочностью при действии переменных нагрузок, иметь высокий коэффициент трения при движении по шкиву и высокую износостойкость. Ременные передачи применяются для привода агрегатов от электродвигателей малой и средней мощности; для привода от маломощных двигателей внутреннего сгорания. Применение плоскоременных передач ограничено, так как их эксплуатационные свойства хуже, чем ременных передач других видов. Исключение составляют перспективные передачи с пленочными синтетическими ремнями [2, 3].

К основным недостаткам можно перечислить следующие: непостоянство передаточного числа вследствие проскальзывания ремней; постепенное вытягивание ремней, их недолговечность; необходимость постоянного ухода (установка и натяжение ремней, их перешивка и замена при обрыве); сравнительно большие габаритные размеры передачи; высокие нагрузки на валы и опоры из-за натяжения ремня; опасность попадания масла на ремень; малая долговечность при больших скоростях (в пределах от 1000 до 5000 ч) [4, 5]

Теория расчета усилий плоского ремня

Рассмотрим силовые соотношения в ременных передачах, нас интересует влияния изменения коэффициента трения ремня на силовые параметры передачи. На натянутые ремни зададим нагрузку в виде крутящего момента, который передаётся на ремни окружной силой. Из теории ременных передачи известно, что при натяжения ведущей ветви увеличивается окружная сила а у ведомой ветви уменьшается. Из условия равновесия сил в ременной передаче известно, что F_1-F_2=F_t а также, суммарное натяжение ветвей независимо от соотношения F_1 и F_2 остаётся постоянным и равным $2F_0$, то есть F_1+F_2=$2F_0$. Эти соотношения показывают, как зависят F_1 и F_2 от предварительного натяжения F_0 и полезной нагрузки F_t, отметим, что здесь не раскрываются связи между максимально допустимой нагрузкой и силами трения между шкивом и ремнем. Первые эту задачу рассмотрел Эйлер, который предложил расчетную схему как взаимодействии абсолютно гибкой нерастяжимой нити с вращающимся цилиндром. В ременной передаче ремень обладает податливость на изгибную упругость и растяжение, поэтому это решение Эйлера можно рассматривать как приближенным. При использовании формул Эйлера в практических расчетах необходимо учитывать поправочные коэффициенты в зависимости от типа ремня [6-9].

На рис.1. предложена расчетная схема усилий плоского ремня. Выделим две радиальные сечения с углом $d\alpha$ элемент ремня. На него действуют растягивающие силы F и F+dF, сила нормального давления dFn со стороны шкива и сила трения $dF_{\text{ТР}} = fdF_n$, где f- коэффициент трения. Вес ремня не учитываем, из теории можно утверждать, что он не влияет на работу движущих сил [10,11]. Примем, что при неизменной нагрузке: вращения шкивов равномерные; движение ремня установившееся; ремень находится в упругом состоянии растяжения. Выделим часть ремня, охватывающую ведущий шкив, как сплошную среду (рис. 1). Среда ограничена контрольной поверхностью, состоящей из цилиндрических внутренних и внешних поверхностей, двух боковых поверхностей, перпендикулярных оси вращения шкивов, и двух плоских радиальных поперечных сечений набегания и схода ремня. При неизменном сопротивлении движение ремня как сплошной среды – установившееся. Плотность и площадь поперечного сечения ведомой ветви и ремня в ненапряженном состоянии отличаются незначительно.

Из условий равновесия составим систему уравнений относительно на касательную и нормаль

$$\begin{cases} Fcos\dfrac{d\alpha}{2} + dF_{\text{ТР}} - (F + dF)cos\dfrac{d\alpha}{2} = 0; \\ (F + dF)sin\dfrac{d\alpha}{2} + Fsin\dfrac{d\alpha}{2} - dF_n = 0. \end{cases}$$

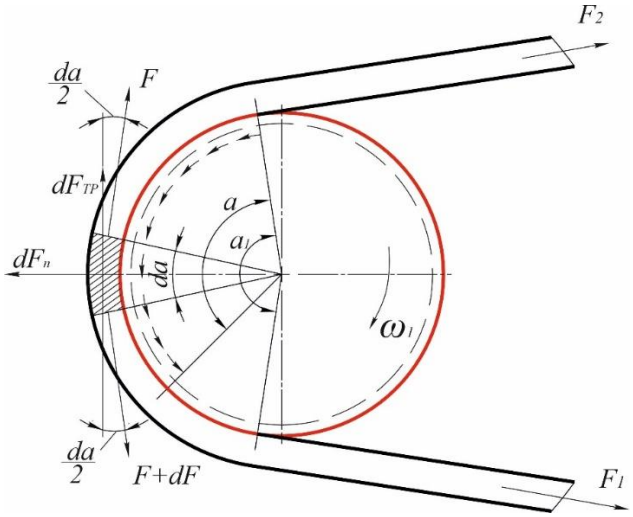


Рисунок 1. Расчетная схема усилий плоского ремня

Если $dF_{\text{ТР}} = fdF_n$, и $sin\frac{d\alpha}{2} \approx \frac{d\alpha}{2}$, $\cos\frac{d\alpha}{2} \approx 1$, то после некоторых упрощений получим

$$\frac{dF}{F} = fd\alpha.$$

Интегрировав это уравнения в пределах изменения F и угла дуги упругого скольжения α получим,

$$\frac{dF}{F} = f\int_0^{\alpha} d\alpha; \quad \ln\frac{F_1}{F_2} = f\alpha;$$

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f\alpha} \qquad (1)$$

Записав (1) в виде $\frac{F_0+\frac{F_t}{2}}{F_0-\frac{F_t}{2}} = e^{f\alpha}$ и, можно F_0 записать в следующем виде

$$F_0 = \frac{F_t e^{f\alpha}+1}{2e^{f\alpha}-1} \qquad (2)$$

Для определения минимально допустимую величину F_0, при которой возможна передача заданной полезной нагрузки F_t угол дуги упругого скольжения зададим как, $\alpha = \alpha_1$ и получим

$$F_0 \geq \frac{F_t}{2}\frac{e^{f\alpha_1}+1}{e^{f\alpha_1}-1} \qquad (3)$$

Из (3) видно, нагрузочная способность прямо пропорционально с углом α_1 на ведущем шкиве и коэффициентом трения. Отметим, что уменьшении межосевого расстояния a и повышении передаточного отношения U угол охвата α_1 уменьшается.

Оптимальная величина коэффициента натяга не зависит от передаваемой мощности и предварительного натяжения, а зависит только от свойств фрикционной пары материалов, из которых изготовлены ремень и шкив, а также от конструктивных параметров самой передачи. Для поднятия нагрузочной способности ременной передачи необходимо повышение силы предварительного натяжения F_0, но надо учитывать, что это приведет к увеличению нагрузок на валы и опоры.

При значительной перегрузке дуга скольжения α_1 достигает дуги обхвата α и ремень скользит по всей поверхности касания с ведущим шкивом, т. е. буксует. При буксовании ведомый шкив останавливается, к.п.д. передачи падает до нуля. Основными критериями работоспособности ременных передач являются: тяговая способность, которая зависит от значения сил трения между ремнем и шкивом, и долговечность ремня, т. е. его способность сопротивляться усталостному разрушению.

При проектировании передачи необходимо учитывать, что повышение силы предварительного натяжения F_0 для поднятия нагрузочной способности ведет к увеличению нагрузок на валы и опоры.

Анализ результатов расчета влияния изменений угла зацепления и нагрузки на коэффициент трения

Из (3) можно отметит, что предварительное натяжения F_0 влияет на f- коэффициент трения и на α- угол дуги упругого скольжения (угол зацепления). С помощью представленных уравнений можно будет рассчитать эти зависимости, при этом крутящий момент на ведущем шкиву принимали от 45 до 150 Нм.

Рассмотрим влияния изменения угла зацепления α на коэффициент трения f при изменении нагрузки в виде натяжений ремня F_1 и F_2 или же F_1-F_2=F_t. Нас также интересует вопрос влияния изменения угла α при равных условиях. Из (1) можно определить расчетную зависимость угла α на коэффициент трения f, которые сведены в таблице-1.

Таблица 1.

Зависимость угла зацепления на коэффициент трения при изменении крутящего момента на ведомом шкиве диаметром d=125 мм

F_2	F_0	F_t	$\alpha = 150^0$	$\alpha = 160^0$	$\alpha = 170^0$	$\alpha = 180^0$
Крутящий момент T=45 Нм						
53	386,5	667	0,997	0,9348	0,8799	0,8309
58	389	662	0,963	0,9025	0,8495	0,8022
63	391,5	657	0,931	0,8728	0,8216	0,7758
68	394	652	0,902	0,8455	0,7959	0,7515
73	396,5	647	0,875	0,8201	0,7719	0,7289
78	399	642	0,85	0,7963	0,7496	0,7078
83	401,5	637	0,826	0,7741	0,7286	0,688
88	404	632	0,803	0,7531	0,7089	0,6694
93	406,5	627	0,782	0,7333	0,6903	0,6518
98	409	622	0,762	0,7145	0,6726	0,6351
103	411,5	617	0,743	0,6967	0,6558	0,6193
108	414	612	0,725	0,6797	0,6398	0,6042
113	416,5	607	0,708	0,6635	0,6246	0,5898
118	419	602	0,691	0,648	0,61	0,576
123	421,5	597	0,675	0,6331	0,596	0,5628
Крутящий момент T=90 Нм						
106	773	1334	0,997	0,9348	0,8799	0,8309
111	775	1329	0,98	0,9183	0,8644	0,8162
116	778	1324	0,963	0,9025	0,8495	0,8022
121	780,5	1319	0,947	0,8874	0,8353	0,7887
126	783	1314	0,931	0,8728	0,8216	0,7758
131	785,5	1309	0,916	0,8589	0,8085	0,7634
136	788	1304	0,902	0,8455	0,7959	0,7515
141	790,5	1299	0,888	0,8325	0,7837	0,74
146	793	1294	0,875	0,8201	0,7719	0,7289
151	795,5	1289	0,862	0,808	0,7606	0,7182
156	798	1284	0,85	0,7963	0,7496	0,7078
161	800,5	1279	0,838	0,785	0,739	0,6978
166	803	1274	0,826	0,7741	0,7286	0,688
171	805,5	1269	0,815	0,7634	0,7186	0,6786
176	808	1264	0,803	0,7531	0,7089	0,6694
Крутящий момент T=90 Нм						
159	1159,5	2001	0,997	0,9348	0,8799	0,8309
164	1162	1996	0,985	0,9237	0,8695	0,821
169	1164,5	1991	0,974	0,9129	0,8593	0,8115
174	1167	1986	0,963	0,9025	0,8495	0,8022
179	1169,5	1981	0,952	0,8923	0,84	0,7931
184	1172	1976	0,941	0,8825	0,8307	0,7844
189	1174,5	1971	0,931	0,8728	0,8216	0,7758
194	1177	1966	0,921	0,8635	0,8128	0,7675
199	1179,5	1961	0,912	0,8544	0,8042	0,7594
204	1182	1956	0,902	0,8455	0,7959	0,7515
209	1184,5	1951	0,893	0,8368	0,7877	0,7438
214	1187	1946	0,884	0,8283	0,7797	0,7363
219	1189,5	1941	0,875	0,8201	0,7719	0,7289
224	1192	1936	0,866	0,812	0,7643	0,7217
229	1194,5	1931	0,858	0,8041	0,7569	0,7147

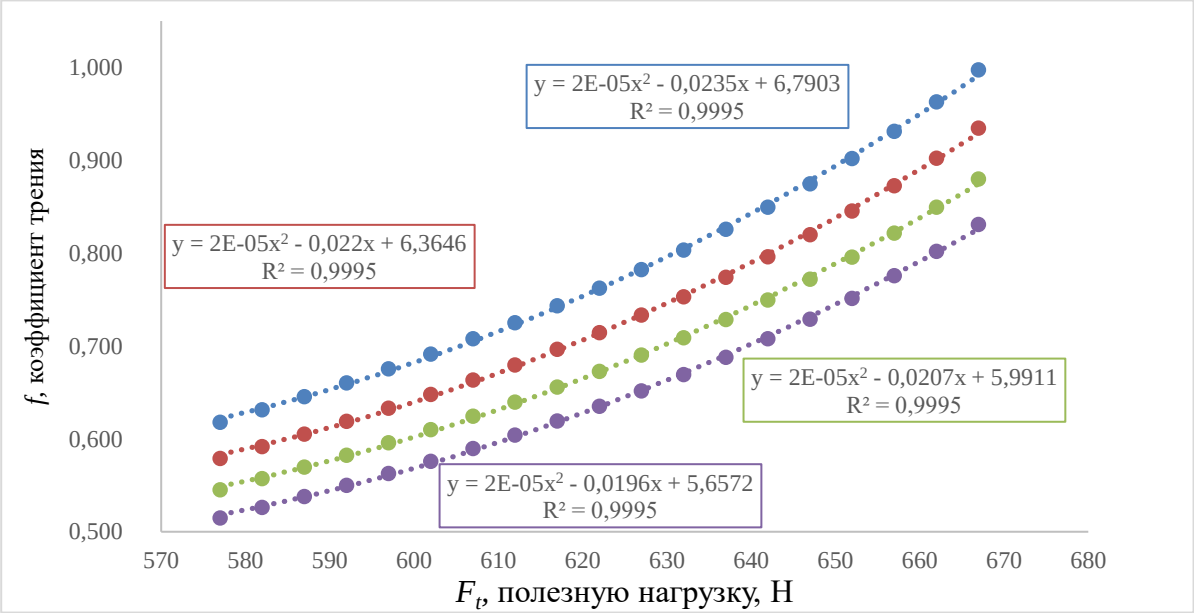


Рисунок 2. Зависимости влиянии угла зацепления на коэффициент трения при крутящем моменте T=45 Нм на ведомом шкиве диаметром d=125 мм

Анализ полученных графических зависимостей показывает, что каждая кривая соответствует определенной закономерности и имеет уравнения с величиной аппроксимацией R^2. Если угол зацепления $\alpha = 150^0$ а полезную нагрузку принимаем в интервале F_t от 577 Нм до 667 Нм то, соответственно коэффициент трения f имеет значения от 0,675 до 0,997, а атакже с ростам угла α от 150^0 до 180^0 коэффициент трения f обратонопропорциаонально, то есть при F_t=597 Нм 0,691 до 0,562, а при F_t=667 Нм 0,997 до 0,830.

Если учесть, что $F_1/F_2=e^{f\alpha}$ то можно утверждать, что при равных значениях угла α коэффициент трения будет зависить от F_t. В таблицах 2,3 приведены результаты расчетов влияния изменения угла зацепления от $\alpha = 150^0$ до $\alpha = 180^0$и крутящего момента от 90 Нм до 135 Нм на коэффициент трения на ведомом шкиве диаметром d=125 мм.

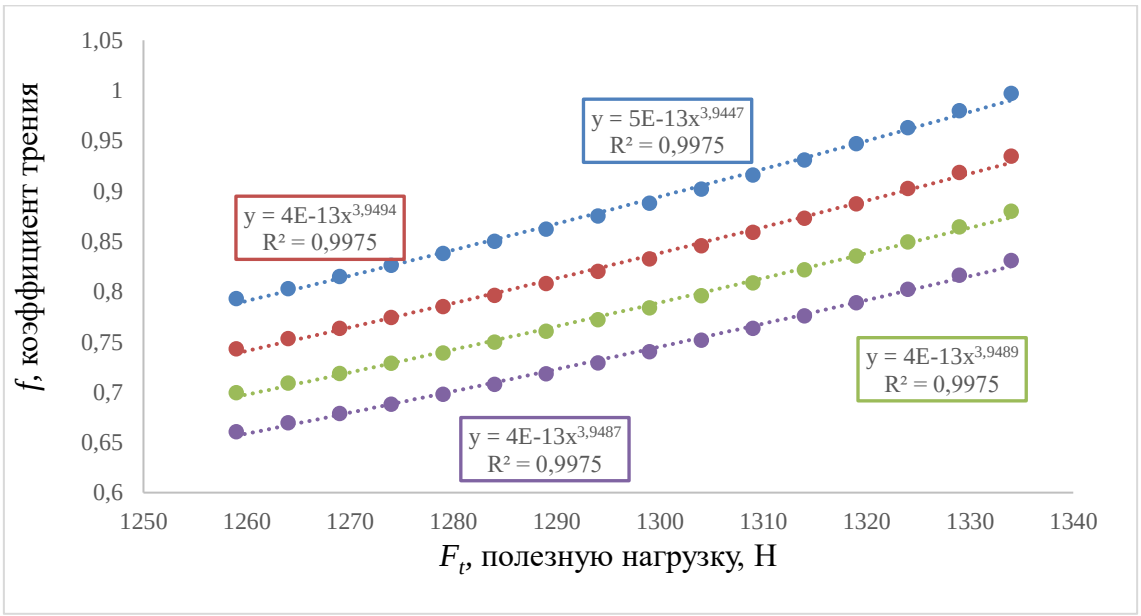
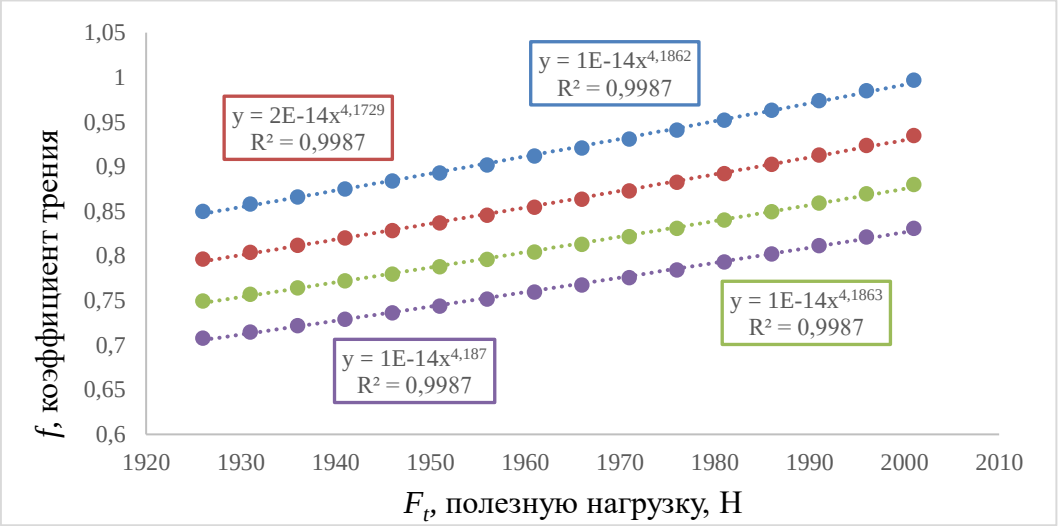


Рисунок 3. Зависимости влиянии угла зацепления на коэффициент трения при крутящем моменте T=90 Нм на ведомом шкиве диаметром d=125 мм

С помощью полученных расчетных данных были построены степенные графики (рис.3.), анализ которых показывают, что рост α отрицательно влияет на коэффициент трения f что надо было ожидать. Кривые имеют свою закономерность с величиной аппроксимацией R^2. Если варировать угол зацепления в пределах 150^0 ... 180^0 при нагрузку $F_t = 1264$ Нм соответственно коэффициент трения f будеть от 0,803 до 0,669, а при нагрузку $F_t = 1334$ Нм коэффициент трения f от 0,99 до 0,83.

На рис. 4. представлены зависимости влиянии угла зацепления на коэффициент трения при крутящем моменте Т=135 Нм. Графики построены с помощью компьютерной программы EXCEL, линия тренда степенная и с аппроксимацией R^2. Рассмотрим комбинацию изменений угла α от 150^0 до 180^0 и полезную нагрузку F_t от 1931 Нм до 2001 Нм, то при их минимальных значениях коэффициент трения f=0,858, а при максимальных значениях f=0,83.



F_t, полезную нагрузку

Рисунок 4. Зависимости влиянии угла зацепления на коэффициент трения при крутящем моменте Т=135 Нм на ведомом шкиве диаметром d=125 мм

Результаты и анализ расчетов соответствует теоретическим основам, то есть угол зацепления, нагрузки и коэффициент трения в ременных передачах это пропорциональные велечены. Комбинировая эти составлающие можно будет расчитать и выберать рациональные параметры ременных передач. Нас интересует вопрос изменения коэффициента трения между ремнем и шкивом. Ведутся исследования по разработке новой конструкции ременной передачи с повышенными фрикционными данными.

Заключение. Из результатов расчетов видно что, варировая углом α можно корректировать коэффициент трения f, с учетом полезной нагрузки F_t. В практике для этого используется натяжатели ремней. Нас интересует вопрос максимальное увеличение коэффициента трении который даст в свою очередь возможность передавать крутящий момент от ведущего шкива к ведомого шкиву относительно меньшем углом α. Но при этом надо учитывать, что высокая сила трения обеспечивается при углах охвата на малом шкиве плоских ремней, когда $\alpha \geq 150°$. Использование в конструкции ремня материалов с повышенным коэффициентом трения приводить к снижению срока службы из-за повышенного тепловыделения и износа.

Список литературы:

1. Krawiec P., Warguła Ł., Waluś K.J., Gawrońska E., Ságová Z., Matijošius J. Efficiency and Slippage in Draw Gears with Flat Belts (2022) Energies, 15 (23), статья № 9184, https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2s2.085143766352&doi=10.3390%2fen15239184&partnerID=40&md5=81116c, DOI: 10.3390/en15239184
2. Stehlikova B., Molnar V., Fedorko G., Michalik P., Paulikova A. / Research about influence of the tension forces, asymmetrical tensioning and filling rate of pipe conveyor belt filled with the material on the contact forces of idler rolls in hexagonal idler housing // (2020) Journal of the International Measurement Confederation, https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.085079738410&doi=10.1016%2fj.measurement.2020.107598&partnerID=40&md5=3493dabd09da3f68af2f18fb24d37802, DOI: 10.1016/j.measurement.2020.107598.
3. Hamasaki Y. / Energy saving technology of flat belts: Meandering control of belts. // (2018) Toraibarojisuto/Journal of Japanese Society of Tribologists, 63 (8), pp. 532 - 538. https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-85057132894&partnerID=40&md5=848a 3666945579e01fa3f018bf9aa14a
4. Choudhury P., Kumar R., Singh S. / Power Loss Optimization in a Flat Belt Drive. // (2022) Advances in Manufacturing Technology: Computational Materials Processing and Characterization, pp. 121 - 133, https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-85143364859&doi=10.1201%2f9781003203681-17&partnerID=40&md5=9dd3d48ea57cc677a32 21f0b93fd7009, DOI: 10.1201/9781003203681-17

5. Zhang W., Wang C., Zhang F. / The performance analysis and research about a type of new tubular belt // (2013) Key Engineering Materials, 561, pp. 255 – 259. https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.084883383176&doi=10.4028%2fwww.scientific.net%2fKEM.561.255&partnerID=40&md5=76fac6adf272e8e77de0b95ef36dd95f, DOI: 10.4028/www.scientific.net/KEM.561.255
6. Pozhbelko V.I. / Limiting traction of flat-, round-, and V-belt transmissions // (2015) Russian Engineering Research, 35 (6), pp. 403 – 406. https://www.scopus.com/inward/ record.uri?eid=2-s2.0-84937793839&doi=10.3103%2fS1068798X15060155&partnerID=40&md5=fb049d355b8cff1e22d3a5104dfc2f34, DOI: 10.3103/S1068798X15060155
7. Prasad D., Cassenti B.N. / Development and validation of a model for flat belt tracking in pulley drive systems. // (2012) Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Transactions of the ASME, 134 (1). https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-84855945492&doi=10.1115%2f1.4005280&partnerID=40&md5=af8c34df9fd8dc4caa4c292ff06ea601,DOI: 10.1115/1.4005280
8. Yunusov S., Makhmudova Sh. (2022). / Angular and linear displacement of a system with a compound shaft of technological machines // Universum: technical sciences: electron. scientific magazine 2022.6 (99). URL: https://7universum.com/ru/tech/archive/ item/13905: DOI - 10.32743/UniTech.2022.99.6.13905
9. Yunusov S.Z., Kenzhaboev Sh. Sh., & Makhmudova Sh.A. (2022). / Influence of changing the parameters of the elastic element of the composite shaft support on the resulting stresses in the system. // Universum: технические науки, (10-1 (103)), 55-60. ISSN: 2311-5122. DOI - 10.32743/UniTech.2022.103.10
10. Белов М.И. / К расчёту ременной передачи // Universum: технические науки: электрон. научн. журн. 2017. № 5 (38). URL: https://7universum.com/ru/tech/archive/item/4815
11. Krawiec P. / Analysis of selected dynamic features of a two-wheeled transmission system. // (2017) Journal of Theoretical and Applied Mechanics (Poland), 55 (2), pp. 461 - 467. https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-85019554791&doi=10.15632%2fjtam-pl.55.2.461&partnerID=40&md5=e6503a054fd253d899cea07a8cc25822, DOI: 10.15632/jtam-pl.55.2.461