

ТРЕНИЕ И ПОТЕРИ МОЩНОСТИ НА ТРЕНИЕ В ШАРНИРНОМ УЗЛЕ ПЛОСКОГО МЕХАНИЗМА

В предыдущей статье настоящего сборника* выяснены особенности силового расчета плоских механизмов с шарнирными узлами, осуществленными по различным конструктивным вариантам.

Настоящая статья является продолжением указанной статьи, выясняющим специфические, обусловленные различными конструктивными вариантами шарнирного узла, особенности расчета сил трения и потерь мощности на трение в кинематических парах такого узла.

Прежде чем приступить к решению поставленной задачи, условимся считать, что угловые скорости звеньев плоского механизма с шарнирным узлом уже определены и известны (рис. 1). Для данного текущего положения механизма такие скорости соответственно равны ω_1 , ω_2 , ω_3 и ω_4 (рис. 1).

Также будем считать, что являются известными соответствующие данному текущему положению механизма нормальные реакции во всех кинематических парах шарнирного узла. Такие реакции могут быть найдены посредством способа, выясненного в вышеуказанной статье.

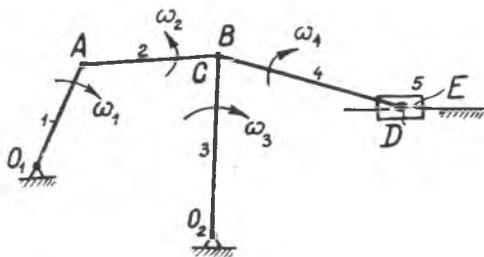


Рис. 1.

* «Силовой расчет плоских механизмов с шарнирными узлами».

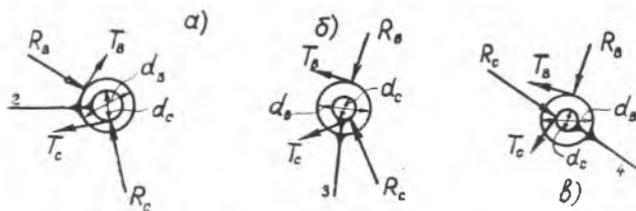


Рис. 2.

Знание упомянутых угловых скоростей и нормальных реакций в кинематических парах механизма дает возможность определить величины и направления сил трения и величины потерь мощности на трение в каждой кинематической паре шарнирного узла.

В случае, когда шарнирный узел осуществлен по схеме фиг. 3, *а* предыдущей статьи, будем иметь:

$$T_B = f_B \cdot R_B, \quad (1) \quad M_B = T_B \cdot \frac{d_B}{2} \quad (2)$$

$$W_B = M_B \cdot (\omega_2 + \omega_3), \quad (3) \quad T_C = f_C \cdot R_C, \quad (4)$$

$$M_C = T_C \cdot \frac{d_C}{2}, \quad (5) \quad W_C = M_C \cdot (\omega_2 + \omega_4), \quad (6)$$

где R_B и R_C — действующие на звено 2 нормальные давления (реакции) в кинематических парах B и C узла; f_B и f_C — приведенные коэффициенты трения в кинематических парах B и C ; T_B и T_C — силы трения в таких парах, действующие на звено 2; d_B и d_C — диаметры поверхностей трения (элементов) кинематических пар B и C ; M_B и M_C — моменты трения в парах B и C , действующие на звено 2; W_B и W_C — потери мощности на трение в парах B и C ; $(\omega_2 + \omega_3)$ и $(\omega_2 + \omega_4)$ — относительные угловые скорости звеньев в парах B и C (при указанных на фиг. 1 настоящей статьи направлениях ω_2 , ω_3 и ω_4 относительные скорости в кинематических парах B и C выражаются арифметическими суммами).

Направления сил T_B и T_C показаны здесь на рис. 2, *а*. Такие направления зависят от направлений относительных угловых скоростей $(\omega_2 + \omega_3)$ и $(\omega_2 + \omega_4)$.

Суммарная мощность трения в шарнирном узле в случае, соответствующем указанной в рис. 2, *а*, выразится так:

$$W_a = W_B + W_C,$$

или, в подробной записи,

$$W_a = f_B \cdot R_B \cdot \frac{d_B}{2} \cdot (\omega_2 + \omega_3) + f_C \cdot R_C \cdot \frac{d_C}{2} \cdot (\omega_2 + \omega_4). \quad (7)$$

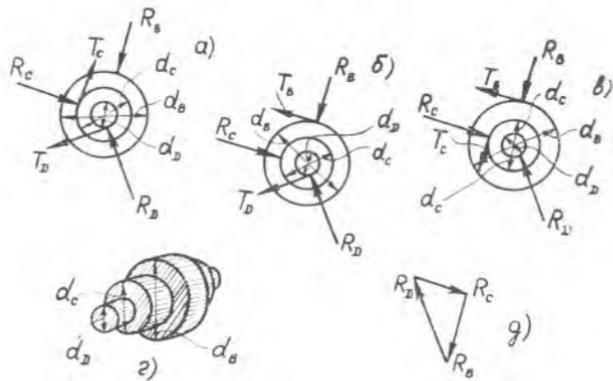


Рис. 3.

При осуществлении шарнирного узла по рис. 3, б предыдущей статьи справедливы показанные здесь рис. 2, б и формулы (1), (2), (3), (4), и (5), а также нижеследующие формулы:

$$W_c = M_c \cdot (\omega_3 - \omega_4), \quad (8)$$

$$W_b = f_b \cdot R_b \cdot \frac{d_n}{2} \cdot (\omega_2 + \omega_3) + f_c \cdot R_c \cdot \frac{d_c}{2} \cdot (\omega_3 - \omega_4), \quad (9)$$

где разность $(\omega_3 - \omega_4)$ рассматривается как абсолютная величина.

Направление T_c показанное здесь на фиг. 2, б, будет иметь место, когда ω_4 по абсолютной величине больше ω_3 . Если это не соблюдается, то T_c будет направлена в противоположную сторону.

Если шарнирный узел выполнен по рис. 3, в предыдущей статьи, то вновь справедливы вышезаписанные формулы (1), (2), (4), (5) и (8), которые теперь должны быть дополнены имеющийся здесь фиг. 2, в и формулами:

$$W_v = M_v \cdot (\omega_2 + \omega_4), \quad (10)$$

$$W_b = f_b \cdot R_b \cdot \frac{d_n}{2} \cdot (\omega_2 + \omega_4) + f_c \cdot R_c \cdot \frac{d_c}{2} \cdot (\omega_3 - \omega_4) \quad (11)$$

Далее рассмотрим тот случай, когда шарнирный узел механизма осуществлен с помощью дополнительной детали, пальца. Механизм с таким вариантом шарнирного узла показан на рис. 3 г предыдущей статьи.

Как и в трех предыдущих случаях, будем считать заранее известными угловые скорости звеньев 2, 3 и 4 узла — ω_2 , ω_3 и ω_4 , а также полные давления между пальцем и каждым из звеньев 2, 3 и 4. Способ определения таких давлений R_b , R_c и R_D выяснен также в предыдущей статье.

Решая поставленную задачу для этого варианта шарнирного узла, сначала условно положим, что палец жестко скреплен со звеном 2. Такому случаю отвечает показанный здесь рис. 3, а.

На этой фигуре обозначены: d_B — диаметр пальца в месте его сопряжения со звеном 2; d_C — диаметр пальца в сопряжении со звеном 3; d_D — диаметр пальца в сопряжении со звеном 4; R_B , R_C и R_D — нормальные давления на палец соответственно со стороны звеньев 2, 3 и 4; T_B , T_C и T_D — силы трения, действующие на палец соответственно со стороны звеньев 2, 3 и 4. Направления сил T_B , T_C и T_D определяются принципиально так же, как в трех вышерассмотренных случаях.

Имея здесь рис. 3, а и рассматривая сумму моментов сил T_C и T_D относительно продольной оси пальца, нетрудно найти, что, если

$$T_C \cdot \frac{d_C}{2} + T_D \cdot \frac{d_D}{2} > T_B \cdot \frac{d_B}{2}, \quad (12)$$

где

$$T_B = f_B \cdot R_B, \quad (13)$$

$$T_C = f_C \cdot R_C, \quad (14)$$

$$T_D = f_D \cdot R_D, \quad (15)$$

то палец вращается относительно звена 2, в направлении моментов, входящих в левую часть (12), если

$$T_C \cdot \frac{d_C}{2} + T_D \cdot \frac{d_D}{2} < T_B \cdot \frac{d_B}{2}, \quad (16)$$

то палец неподвижен относительно звена 2.

В случае, когда $f_B = f_C = f_D$ и $d_B = d_C = d_D$, (12) и (16) соответственно принимают вид:

$$R_C + R_D > R_B, \quad (12')$$

$$R_C + R_D < R_B, \quad (16')$$

причем, что очевидно из свойств силового треугольника сил R_B , R_C и R_D (рис. 3б), действительным является только неравенство (12'), то есть палец вращается относительно звена 2.

Далее, условно полагая, что палец жестко скреплен со звеном 3, будем иметь показанный здесь рис. 3, б и тогда, если

$$\left| T_B \cdot \frac{d_B}{2} - T_D \cdot \frac{d_D}{2} \right| > T_C \cdot \frac{d_C}{2}, \quad (17)$$

то палец вращается относительно звена 3 в направлении большего из двух моментов, входящих в левую часть (17), если

$$\left| T_{\text{в}} \cdot \frac{d_{\text{в}}}{2} - T_{\text{д}} \cdot \frac{d_{\text{д}}}{2} \right| < T_{\text{с}} \cdot \frac{d_{\text{с}}}{2}, \quad (18)$$

то палец неподвижен относительно звена 3.

В случае, когда $f_{\text{в}} = f_{\text{с}} = f_{\text{д}}$ и $d_{\text{в}} = d_{\text{с}} = d_{\text{д}}$, (17) и (18) переписуются так:

$$(R_{\text{в}} - R_{\text{д}}) > R_{\text{с}}, \quad (17')$$

$$(R_{\text{в}} - R_{\text{д}}) < R_{\text{с}}, \quad (18')$$

причем, согласно фиг. 3, ∂ действительным является (18'), то есть палец не вращается относительно звена 3.

Наконец, условно приняв, что палец жестко скреплен со звеном 4, чему соответствует имеющийся здесь рис. 3, в, найдем: если

$$T_{\text{в}} \cdot \frac{d_{\text{в}}}{2} + T_{\text{с}} \cdot \frac{d_{\text{с}}}{2} > T_{\text{д}} \cdot \frac{d_{\text{д}}}{2}, \quad (19)$$

то палец вращается относительно звена 4 в направлении моментов, входящих в левую часть (19), если

$$T_{\text{в}} \cdot \frac{d_{\text{в}}}{2} + T_{\text{с}} \cdot \frac{d_{\text{с}}}{2} < T_{\text{д}} \cdot \frac{d_{\text{д}}}{2}, \quad (20)$$

то палец неподвижен относительно звена 4.

В случае $f_{\text{в}} = f_{\text{с}} = f_{\text{д}}$ и $d_{\text{в}} = d_{\text{с}} = d_{\text{д}}$ (19) и (20) будут такими:

$$R_{\text{в}} + R_{\text{с}} > R_{\text{д}}, \quad (19')$$

$$R_{\text{в}} + R_{\text{с}} < R_{\text{д}}, \quad (20')$$

и, согласно фиг. 3, ∂ , справедливым будет (19'), что свидетельствует о вращении пальца относительно звена 4.

После того, как оказалось установленным, относительно каких звеньев узла палец вращается и относительно какого из них он неподвижен, можно определить соответствующую данному текущему положению механизма мощность, затрачиваемую, на трение в кинематических парах шарнирного узла. Для подсчета таких потерь следует воспользоваться одной из вышеприведенных формул (7), (9), (11), той из них, которая при данном текущем положении механизма соответствует отсутствию вращения пальца относительно того или другого основного звена шарнирного узла.

Итак, в настоящей статье выяснены способы определения сил трения и потерь мощности на трение в кинематических парах шарнирного узла плоского шарнирно-стержневого механизма, причем установлено, что такие силы и потери зависят от принятого конструктивного варианта шарнирного узла. Использование этих способов в расчетах механизмов дает возможность выбрать оптимальный конструктивный вариант шарнирного узла для данного конкретного механизма.