

Министерство образования и науки Российской Федерации

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования
«Южно-Уральский государственный университет» (национальный исследовательский университет)

Пром-Инжиниринг
труды международной научно-технической конференции

22-23 октября 2015 года

Челябинск-Новочеркасск

*Проект реализован при финансовой поддержке
Российского фонда фундаментальных исследований*

Пром-Инжиниринг: труды международной научно-технической конференции. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2015. – 245 с.

В научный сборник включены материалы научно-технической конференции, посвященные рассмотрению вопросов динамики машин и рабочих процессов, конструкторско-технологического обеспечения машиностроительных производств, особенностей построения наземных транспортно-технологических машин. Приводятся результаты теоретических исследований и особенности практического применения новых функциональных материалов и технологий. Рассмотрены вопросы инноваций и ресурсосбережения в металлургии. Изложены особенности построения автоматизированных электромеханических систем, систем энергообеспечения, промышленных мехатронных и робототехнических систем. Приводятся результаты исследований электротехнологических комплексов и систем, систем и технологий управления. Также рассмотрены вопросы моделирования и компьютерных технологий промышленных установок, объектов, процессов.

Материалы опубликованы в авторской редакции.

Ответственный редактор: профессор, доктор техн. наук А.А. Радионов

ISBN 978-5-696-04732-4

© Авторы, 2015

© Издательский центр ЮУрГУ

Расчет и проектирование центробежной фрикционной муфты с клиновым преобразователем усилий

Амбарцумянц Р.В., Дели И.И.

Одесская национальная академия пищевых технологий

г. Одесса, Украина

robert_v@ukr.net, docentik1985@i.ua

Аннотация. Механические устройства, как правило, состоят из источника движения, передаточного механизма, рабочей машины и соединительных механических муфт. Среди большого разнообразия механических муфт особое место занимают центробежные муфты, в которых передача движения между полумуфтами осуществляется центробежными силами инерции. Применение в машинах таких муфт облегчает их управление, позволяет разгонять механизмы и машины с большим моментом инерции, сохраняя при этом надежность и безопасность работы источника движения (асинхронные электродвигатели, двигатели внутреннего сгорания и т. п.), повышает плавность пуска машины и др. Особое место среди центробежных муфт занимают муфты с преобразователями инерционных сил. Авторами работы предложены новые, более усовершенствованные конструкции таких муфт и в частности конструкция, принципиальная схема которой предоставлена в этой работе.

Данная работа посвящена проектированию центробежной фрикционной муфты с клиновым преобразователем усилий. Работа состоит из введения, где обоснована задача исследования с целью проектирования муфт. Во второй части составлена физическая модель исследуемого объекта и установлены основные геометрические параметры, подлежащие определению. Третья часть работы посвящена составлению математической модели задачи с учетом изгибной прочности отдельных деталей, износостойкости сопряженных поверхностей, а также массо-инерционных характеристик отдельных частей исследуемого объекта. Предложена также методика определения значения параметров, входящих в математическую модель поставленной задачи.

Ключевые слова: муфта, центробежная сила, геометрический параметр, физическая модель, математическая модель, удельное давление, масса, сила трения, центр масс.

ВВЕДЕНИЕ

Центробежные фрикционные муфты (ЦФМ) широко применяются в машинах, машинах-автоматах, центрифугах, гомогенизаторах и т.п. обладающих большим моментом инерции. Применение таких муфт предотвращает перегрузки двигателей в момент пуска, уменьшает динамические нагрузки в узлах и деталях машин и тем самым повышает надежность и долговечность их работы.

Наиболее перспективными с точки зрения уменьшения времени разгона рабочей машины являются ЦФМ с преобразователем усилий от центробежных сил. В работе [1] приведены принципиальная схема и методика расчета основных геометрических параметров ЦФМ с рычажным

преобразователем усилий. Однако, на ряду с положительными признаками такой муфты имеется один нежелательный недостаток, а именно сравнительно большие продольные размеры, предопределяемые размерами рычажного преобразователя усилий. Кроме того возникает сложность при сборке и монтаже муфты на месте. Это объясняется тем, что как отдельная сборочная единица, данная конструкция муфты не может реализовываться. Для исключения данных недостатков предложена новая конструкция ЦФМ, защищенная патентом Украины [2].

ФИЗИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ

На рис. 1 представлена полуконструктивная схема такой муфты в двух проекциях. Ведущая полумуфта состоит из входного вала 1 на котором установлены перпендикулярно к продольной оси вала 1 пальцы 5. Ведущий вал одним концом соединяется с валом двигателя, а другим – подвижно с ведущей полумуфтой. На пальцах 5 посажены грузики 2 с числом z , подпружиненные пружинами сжатия 4. Грузики 2 представляют собой секторы круга (см. рис. 1, б) с центральным углом ψ . Верхняя часть секторов 2 в поперечном сечении имеет вид трапеции с углом 2α между боковыми поверхностями трения. Пружины 4 установлены для предотвращения произвольного смещения грузов до вала 1 при остановленном источнике движения. Основными геометрическими размерами муфты являются: d_a , d_b – диаметры валов ведущей и ведомой полумуфты; d_{cp} – средний диаметр ведомой полумуфты; r_1 , r_2 – радиусы определяющие границы наклонной боковой поверхности грузиков; b – ширина основания трапеции.

Для разработки конструкции такой муфты необходимо знать диаметры d_a , d_b валов, массу грузиков m_z и их количество z , ширину b основания трапеции, диаметры пальцев d_p , на которые посажены грузики и высоту h_p , длину h_n пальцев без учета посадочной части в вале 1.

В качестве исходных данных должны быть заданы:

- приведенный на вал ведомой полумуфты приведенный момент инерции рабочей машины I_n (кг·м²);
- время разгона t_p ведомой полумуфтой (сек.);
- частота вращения n_a или угловая скорость ω_a ведущего вала муфты (мин⁻¹ или с⁻¹).

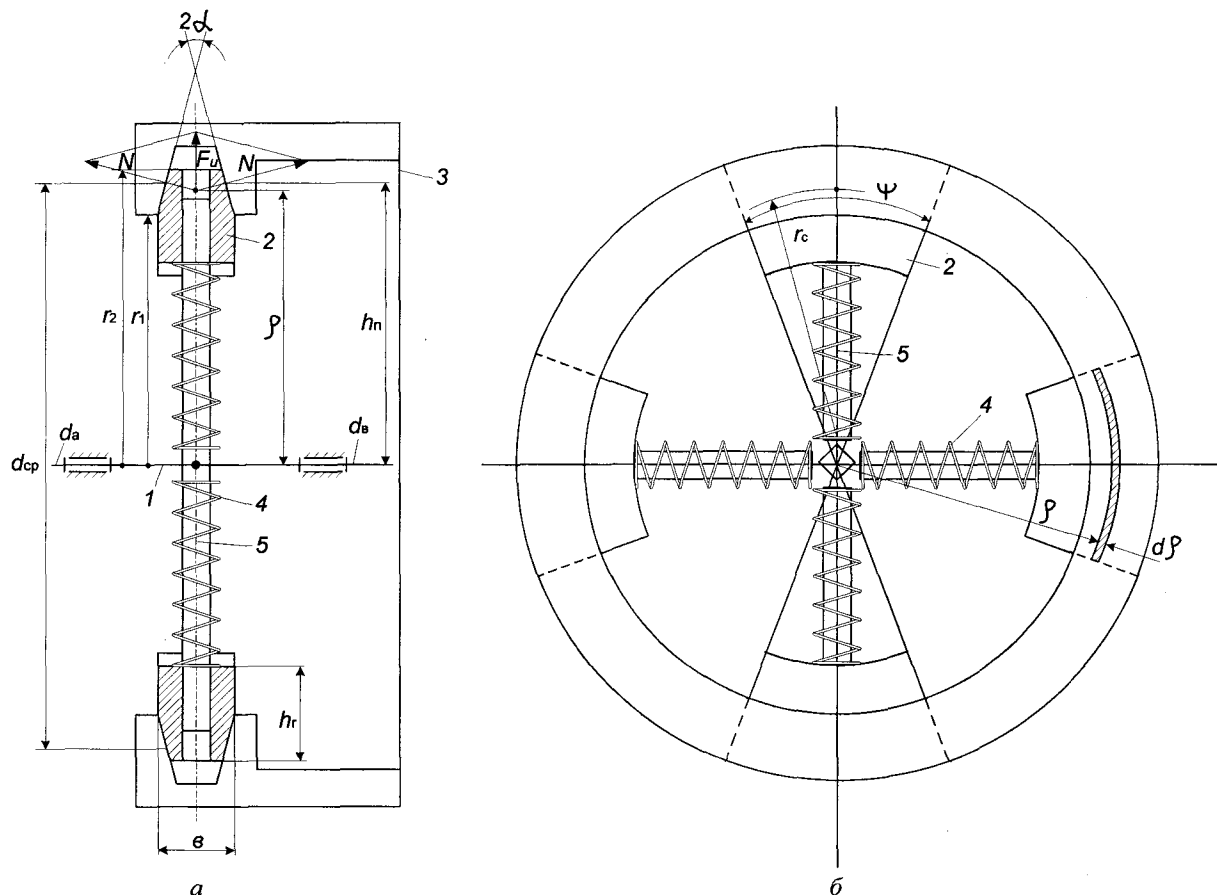


Рис. 1. Центробежная фрикционная муфта с клиновым преобразователем усилий в двух проекциях

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ

Поскольку в большинстве рабочих машин применяются асинхронные электродвигатели с коротко замкнутым ротором, в которых время пуска скоротечно по сравнению с временем разгона ЦФМ, то можно принять допущение

$$\omega_a = \frac{\pi a}{30} = \text{const.} \quad (1)$$

Как отмечалось ранее, ЦФМ применяются в машинах с большим моментом инерции вращающихся масс с постоянной угловой скорости. Переменные моменты инерции, если таковы будут в таких машинах (вспомогательные устройства, позволяющие во время работы изменить значения некоторых кинематических и геометрических параметров), могут привести к переменности момента инерции не больше 1...2 % от общего момента инерции. Поэтому в последующих расчетах также можно принимать

$$I_n = \text{const.} \quad (2)$$

Считаем заданным также рабочий момент сопротивления на ведомом валу

$$T_g = T_g(t). \quad (3)$$

Для обеспечения необходимой прочности и износостойкости деталей муфты в дальнейших расчетах принимаем во внимание максимальное значение момента сопротивления

$$T_c = T_{g\max} = \text{const} \quad (4)$$

При принятых допущениях максимальный момент сопротивления на валу ведомой полумуфты определим из выражения:

$$T_{\max} = I_n \varepsilon_{\max} + T_c, \quad (5)$$

где $\varepsilon_{\max}$ – максимальное значение углового ускорения ведомой полумуфты в период разгона.

Принимая во внимание, что время разгона на ведомой полумуфте на много больше времени разгона асинхронного двигателя, то можно рассмотреть динамику ведомой полумуфты как одномассовую вращающуюся систему с приведенным моментом инерции I_n и приведенным моментом сил $M_n = M_{mp} - T_c$, где M_{mp} – момент трения между грузиками и ведомой полумуфтой. Для определения момента трения воспользуемся методикой [3].

Находим площадь трения между одним грузиком и ведомой полумуфтой. Выделим на расстоянии ρ приращение $d\rho$. Тогда элементарная площадь $dA = \psi \rho d\rho$.

Интеграл данного выражения позволяет получить

$$\begin{aligned} \int_A dA &= \psi \int_{r_1}^{r_2} \rho d\rho = \frac{1}{2} \psi \rho^2 \Big|_{r_1}^{r_2} = \frac{1}{2} \psi (r_2^2 - r_1^2) = \\ &= 0,5 \psi \frac{d_{cp}}{2} (r_2 - r_1). \end{aligned} \quad (6)$$

Принимая во внимание, что площадь контакта грузиков с ведомой полумуфтой двухсторонняя и наклонена относительно вертикали под углом α , окончательно запишем

$$A = \frac{\psi(r_2^2 - r_1^2)}{\cos \alpha} \quad (7)$$

Элементарное нормальное усилие от распределенной нагрузки на поверхности трения

$$dN = q dA, \quad (8)$$

где q – удельное давление на поверхности контакта.

Принимаем первую версию о постоянстве удельного давления $q = \text{const}$ [3], то интегрируя выражение (8) получим

$$N = \int dN = q \int dA = q \frac{\psi(r_2^2 - r_1^2)}{\cos \alpha} \quad (9)$$

Центробежная сила инерции, возникающая от массы одного грузика

$$F_u = m_e \omega_a^2 r_c, \quad (10)$$

r_c – радиус центра масс грузика.

Если высота грузика h_e , то принимаем радиус

$r_c \approx r_2 - \frac{2}{3} h_e$. Тогда выражение (11) примет вид

$$F_u = m_e \omega_a^2 \left(r_2 - \frac{2}{3} h_e \right).$$

Поскольку была принята вторая версия о распределенной нагрузке [3], то равнодействующую нагрузку от распределенной можно считать действующими в центре поверхности трения. Тогда, как следует из расчетной схемы (см. рис. 1, а) $2N \sin \alpha = F_u$. Отсюда

$$N = \frac{F_u}{2 \sin \alpha} = \frac{m_e \omega_a^2 \left(r_2 - \frac{2}{3} h_e \right)}{2 \sin \alpha} \quad (12)$$

Для обеспечения необходимой износостойкости сопряженных поверхностей должно обеспечиваться неравенство $q \leq [p]$, где $[p]$ – допускаемое удельное давление для сопряженных тел [4]. Тогда на основании (9) и (12) получим

$$r_2^2 - r_1^2 \geq \frac{m_e \omega_a^2 \left(r_2 - \frac{2}{3} h_e \right) \operatorname{ctg} \alpha}{2z\psi[p]} \quad (13)$$

Согласно закону Амонтона-Кулона для силы трения в клиновом ползуне получим

$$F_{mp} = 2fN = \frac{fm_e \omega_a^2 \left(r_2 - \frac{2}{3} h_e \right)}{2 \sin \alpha} \quad (14)$$

Силы трения создают на валу ведомой полумуфты вращающий момент

$$T_{mp} = zF_{mp} \frac{d_{cp}}{2} = \frac{zfm_e \omega_a^2 \left(r_2 - \frac{2}{3} h_e \right) d_{cp}}{\sin \alpha} \quad (15)$$

Для обеспечения разгона полумуфты должно обеспечиваться неравенство

$$T_{mp} \geq T_{max} \quad (16)$$

Следовательно, чтобы обеспечить необходимую прочность деталей рассматриваемой конструкции муфты все расчеты необходимо вести по максимальному значению момента трения.

Из выражения (5) следует, что для дальнейших расчетов требуется иметь значение максимального ускорения ведомой полумуфты при разгоне. Пружины сжатия можно проектировать исходя из условия равновесия сил тяжести грузиков таким образом, чтобы в момент пуска двигателя грузики почти не соприкасались бы с поверхностью клинового паза. Это позволит исключить возникновение жесткого удара в момент пуска и считать, что коэффициент трения покоя не появляется. В таком предположении можно считать, что угловая скорость ведомой полумуфты возрастает равномерно до достижения значения ω_a и ее угловое ускорение можно определить выражением

$$\varepsilon = \varepsilon_{max} = \frac{\omega_a}{t_p} \quad (17)$$

Принимая во внимание неравенство (15) запишем

$$fz(r_1 + r_2)m_e \omega_a^2 \left(r_2 - \frac{2}{3} h_e \right) = I_n \frac{\omega_a}{t_p} + T_c \quad (18)$$

Максимальное значение момента трения позволяет по известной нам методике [3] находить диаметры d_a и d_e . Пальцы, на которых установлены грузики, работают на деформацию изгиба. Диаметры грузиков определяем рассматривая их как консольную балку длиной

$$h_n \approx \frac{d_{cp}}{2} = \frac{r_1 + r_2}{2}. \text{ Имеем [5]}$$

$$\sigma_u = \frac{M_{из}}{W_p} = \frac{2F_{mp}h_n}{\pi d_n^3 / 32} \leq [\sigma_u] \quad (19)$$

На основании выражения (13) запишем

$$(r_2 - r_1) \frac{d_{cp}}{2} \geq \frac{m_e \omega_a^2 \left(r_2 - \frac{2}{3} h_e \right) \operatorname{ctg} \alpha}{2z\psi[p]}$$

Отсюда, переходя на равенство, получим

$$d_{cp} = \frac{m_e \omega_a^2 \left(r_2 - \frac{2}{3} h_e \right) \operatorname{ctg} \alpha}{z\psi[p](r_2 - r_1)} \quad (20)$$

Выражение (18) с учетом (14) примет вид

$$\frac{32fm_e \omega_a^2 \left(r_2 - \frac{2}{3} h_e \right) [p] \cos \alpha}{\pi d_n^3 \psi(r_2 - r_1)} \leq [\sigma_u] \quad (21)$$

Таким образом для нахождения параметров, позволяющих конструировать ЦФМ с клиновым преобразователем усилий можно использовать систему уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \frac{fz d_{cp} m_e \omega_a^2 \left(r_2 - \frac{2}{3} h_e \right)}{\sin \alpha} &= I_n \frac{\omega_a}{t_p} + T_c \\ \frac{32fm_e \omega_a^2 \left(r_2 - \frac{2}{3} h_e \right) [p] \cos \alpha}{\pi d_n^3 \psi(r_2 - r_1)} &\leq [\sigma_u] \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

Обозначим: $\lambda = r_2/r_1$, тогда $d_{cp} = (1 + \lambda)r_1$ и выражение (20) примет вид

$$r_1^2 = \frac{2m_z \omega_a^2 (r_2 - \frac{2}{3}h_z)}{z\psi(\lambda^2 - 1)[p]} \operatorname{ctg} \alpha. \quad (23)$$

Как правило числом грузиков z можно задаваться. Тогда значением $\psi \leq 2\pi/z$ можно задаваться по неравенству (22), так чтобы при сборке в нижнем крайнем положении секторов максимальный момент объединенных грузов обеспечивал неравенство $d_{сек} \leq 2r_1$. (рис. 2).

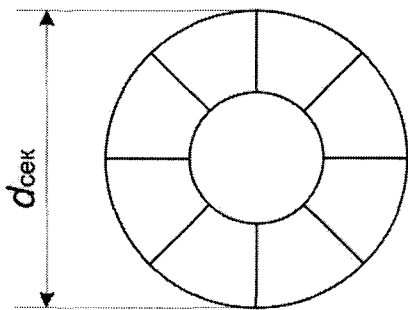


Рис. 2. Сектор в крайнем нижнем положении

Удельное давление для выбранных материалов является известной величиной. Значением λ задаемся в границах $1,1 \leq \lambda \leq 1,35$, а значением угла α из условия исключая заклинивание тогда из (22) получим

$$r_1 = \sqrt{\frac{2m_z \omega_a^2 (r_2 - \frac{2}{3}h_z)}{z\psi(\lambda^2 - 1)[p]} \operatorname{ctg} \alpha}. \quad (24)$$

Соответственно

$$\left. \begin{aligned} d_{cp} &= (1 + \lambda)r_1 \\ r_2 &= \lambda r_1 \end{aligned} \right\}. \quad (25)$$

В системе уравнений (21) остаются пять неизвестных величин: z , m_z , d_n , h_z , ψ . Исходя из конструктивных соображений, значением h_z следует задаваться согласно неравенству

$$h_z \geq r_2 - r_1 = r_1(\lambda - 1) \quad (26)$$

Тогда из первого уравнения системы (21) находим

$$m_z \frac{2(I_n \frac{\omega_a}{t_p} + T_c) \sin \alpha}{fz(1 + \lambda)r_1 \omega_a^2 (\lambda r_1 - \frac{2}{3}h_z)} = \frac{6(I_n \omega_a + T_c t_p) \sin \alpha}{fz(1 + \lambda)r_1 \omega_a^2 (3\lambda r_1 - 2h_z)} \quad (27)$$

Из второго уравнения системы (21) получим

$$\frac{32 f m_z \omega_a^2 (\lambda r_1 - \frac{2}{3}h_z) [p] \cos \alpha}{\pi d_n^3 \psi (\lambda - 1)} \leq [\sigma_u]$$

Отсюда

$$d_n \geq \sqrt[3]{\frac{32 f m_z \omega_a^2 (3\lambda r_1 - 2h_z) [p] \cos \alpha}{3\pi \psi (\lambda - 1) [\sigma_u]}}. \quad (28)$$

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В заключении можно сказать, что расчет ЦФМ с преобразователем усилий позволит спроектировать и изготовить такую конструкцию. Муфта, изображенная на рис.1 по конструкции, сборке и установке более упрощена по сравнению с другими ЦФМ с преобразователем усилий. Из теоретических расчетов видно, что функциональность и работоспособность муфты позволит повысить надежность и долговечность работы машин.

ПРИМЕР РАСЧЕТА

Задаемся исходными данными с конструктивной точки зрения:

$$I_n = 0,5 \text{ кгм}^2; t_p = 10 \text{ с}; n_a = 1000 \text{ об/мин}; T_c = 5 \text{ Нм};$$

$$\alpha = 15^\circ; \lambda = 1,2; f = 0,15; r_1 = 0,05 \text{ м}; [p] = 4 \text{ Мпа};$$

$$[\sigma] = 160 \text{ Мпа}; z = 4; h_z = 20 \text{ мм}.$$

Находим массу грузика по выражению (27)

$$\begin{aligned} m_z &= \frac{6(I_n \omega_a + T_c t_p) \sin \alpha}{fz(1 + \lambda)r_1 \omega_a^2 (3\lambda r_1 - 2h_z)} = \\ &= \frac{6(0,5 \cdot 104,7 + 5 \cdot 10) 0,2588}{0,15 \cdot 4(1 + 1,2) 0,05 \cdot 104,7^2 (3 \cdot 1,2 \cdot 0,05 - 2 \cdot 0,02)} = \\ &= 0,235 \text{ кг}. \end{aligned}$$

Находим диаметр пальца по которому передвигается грузик за счет силы инерции по выражению (28)

$$\begin{aligned} d_n &\geq \sqrt[3]{\frac{32 f m_z \omega_a^2 (3\lambda r_1 - 2h_z) [p] \cos \alpha}{3\pi \psi (\lambda - 1) [\sigma_u]}} = \\ &= \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 0,15 \cdot 0,235 \cdot 104,7^2 \cdot}{3 \cdot 3,14 \cdot}} = \\ &= \sqrt[3]{\frac{(3 \cdot 1,2 \cdot 0,05 - 2 \cdot 0,02) 4 \cdot 0,9659}{0,785(1,2 - 1) 160}} = \\ &= 3,1 \text{ мм} \end{aligned}$$

ЛИТЕРАТУРА

1. Амбаруцянц Р.В. Расчет основных геометрических размеров центробежной фрикционной муфты с преобразователем усилий / Р.В. Амбаруцянц, И.И. Дели // Научный журнал ВІСНИК Хмельницького національного університету. – 2012. – № 6. – С. 25-28.
2. Амбаруцянц Р.В., Делі І.І. Відцентрова фрикційна муфта // Патент на корисну модель № 86699МПК. 2014. Бюл. №1.
3. Кожевников С.Н. Теория механизмов и машин: Учебное пособие для студентов вузов. – М.: Машиностроение, 1969. – 84 с.
4. Решетов Д.Н. Детали машин: Учебное пособие для вузов. Издательство третье. М.: Машиностроение, 1975. – 655 с.
5. Федосьев В.И. Сопротивление материалов. –М.: Гл. ред. Физико-математическое литературное издание Наука, 1970. – 544 с.

Designing of a Centrifugal Friction Coupling with a Force Transformer

Ambartsumyants R.V., Deli I.I.
Odessa National Academy of Food Technologies
Odessa, Ukraine
robert_v@ukr.net, docentik1985@i.ua

Abstract. Mechanical devices, as a rule, consist of the source of motion, transmission gear, working machine and connecting mechanical couplings. Among the large variety of mechanical couplings the special place is occupied by centrifugal couplings in that the transmission of motion between semi- couplings comes through by centrifugal forces of inertia. Application in the machines of such couplings facilitates their operation, allows to disperse mechanisms and machines with the large moment of inertia, saving reliability and safety of work of source of motion (asynchronous electric gears, combustion engines and so on) here, promotes the smoothness of starting of machine and other. The special place among centrifugal couplings is occupied by couplings with the transformers of inertia forces. The new, more improved constructions of these couplings are offered by the authors of this work and in particular the fundamental chart of the construction that is given in this work as well. The given work is devoted to planning of centrifugal friction coupling with the wedge transformer of efforts. The work consists of introduction,

where the general research task with the purpose of planning of coupling. In the second part the physical model of the prospected object is made and basic geometrical parameters, that are subjected to determination, are set. The third part of the work is devoted to drafting of mathematical model of task taking into account bending resistance of separate details, wearproofness of the attended surfaces, and also mass-inertial descriptions of separate parts of the studied object. Methodology of determination of value of the parameters included in a mathematical model of the set problem is offered as well.

Keywords: coupling, centrifugal force, geometrical parameter, physical model, mathematical model, specific pressure, mass, force of friction, barycenter.