

1. Выбор основных параметров двигателя и трансмиссии автомобиля

1.1. Определение мощности двигателя и расчет внешней скоростной характеристики

Необходимая мощность двигателя (кВт) определяется по формуле (1.1):

$$N_e = \frac{1}{3,6\eta_{mp}} \left(G_a \psi v_{\max} + \frac{\kappa_g F_a v_{\max}^3}{12,96} \right) \cdot 10^{-3}.$$

Определяем полную массу автомобиля:

$$m_a = m_0 + m_{\text{ч}} \cdot n + m_{\text{б}} \cdot n = 1250 + 75 \cdot 5 + 10 \cdot 5 = 1675 \text{ кг}.$$

Полный вес, соответственно, равен:

$$G_a = m_a \cdot g = 1675 \cdot 9,81 = 16432 \text{ Н}.$$

Суммарный коэффициент сопротивления дороги при максимальной скорости равен:

$$\psi = f_0 + 0,46 \cdot 10^{-6} v_{\max}^2 = 0,015 + 0,46 \cdot 10^{-6} \cdot 190^2 = 0,0317.$$

Принимаем коэффициент обтекаемости для автомобиля $\kappa_g = 0,25$.

Площадь лобового сопротивления (мидель, м^2) определяем по габаритам автомобиля-прототипа, принимая коэффициент заполнения площади $a = 0,8$:

$$F_a = aBH = 0,8 \cdot 1,702 \cdot 1,440 = 1,96 \text{ м}^2.$$

Коэффициент полезного действия трансмиссии принимаем $\eta_{mp} = 0,95$.

Подставляя найденные величины в формулу, получаем:

$$N_e = \frac{1}{3,6 \cdot 0,95} \left(16432 \cdot 0,0317 \cdot 190 + \frac{0,25 \cdot 1,96 \cdot 190^3}{12,96} \right) \cdot 10^{-3} = 103,91 \text{ кВт}.$$

Принимаем следующие значения оборотов коленчатого вала двигателя: минимальное $n_{\min} = 800$ об/мин; максимальное $n_{\max} = 5600$ об/мин; номинальное $n_N = 5000$ об/мин (табл. 1.1). Диапазон оборотов коленчатого вала от $n_{\min} = 800$ об/мин до $n_{\max} = 5600$ об/мин разбиваем на интервалы и выполняем расчет по формулам (1.7) и (1.8).

По формуле С. Р. Лейдермана для каждого текущего значения оборотов коленчатого вала n_i определяем текущую мощность N_{ei} и текущий крутящий момент M_{ei} .

Для минимального числа оборотов $n_{\min} = 800$ об/мин получаем следующие результаты:

– угловая скорость вращения коленчатого вала

$$\omega_{800} = \frac{3,14 \cdot 800}{30} = 83,73 \text{ с}^{-1};$$

– текущая мощность

$$N_{800} = 103,9 \left[\left(\frac{800}{5000} \right) + \left(\frac{800}{5000} \right)^2 - \left(\frac{800}{5000} \right)^3 \right] = 18,86 \text{ кВт};$$

– текущий крутящий момент

$$M_{800} = 9,554 \cdot 10^3 \frac{18,86}{800} = 225,00 \text{ Нм}.$$

Производим аналогичный расчет для других значений оборотов коленчатого вала, результаты расчетов сводим в табл. 1.1.

Таблица 1.1 - Результаты расчета внешней скоростной характеристики двигателя

Текущее значение n_i , об/мин	800	1600	2400	3200	4000	4800	5000	5600
Текущее значение ω_i , с^{-1}	83,73	167,47	251,20	334,93	418,67	502,40	523,33	586,13
N_i , кВт	18,86	40,49	62,33	81,82	96,43	103,58	103,91	100,74
M_i , Нм	225,00	241,50	247,85	244,04	230,08	205,96	198,34	171,69

На основе данных табл 1.1 строим графики $N_e = f(\omega)$ и $M_e = f(\omega)$.

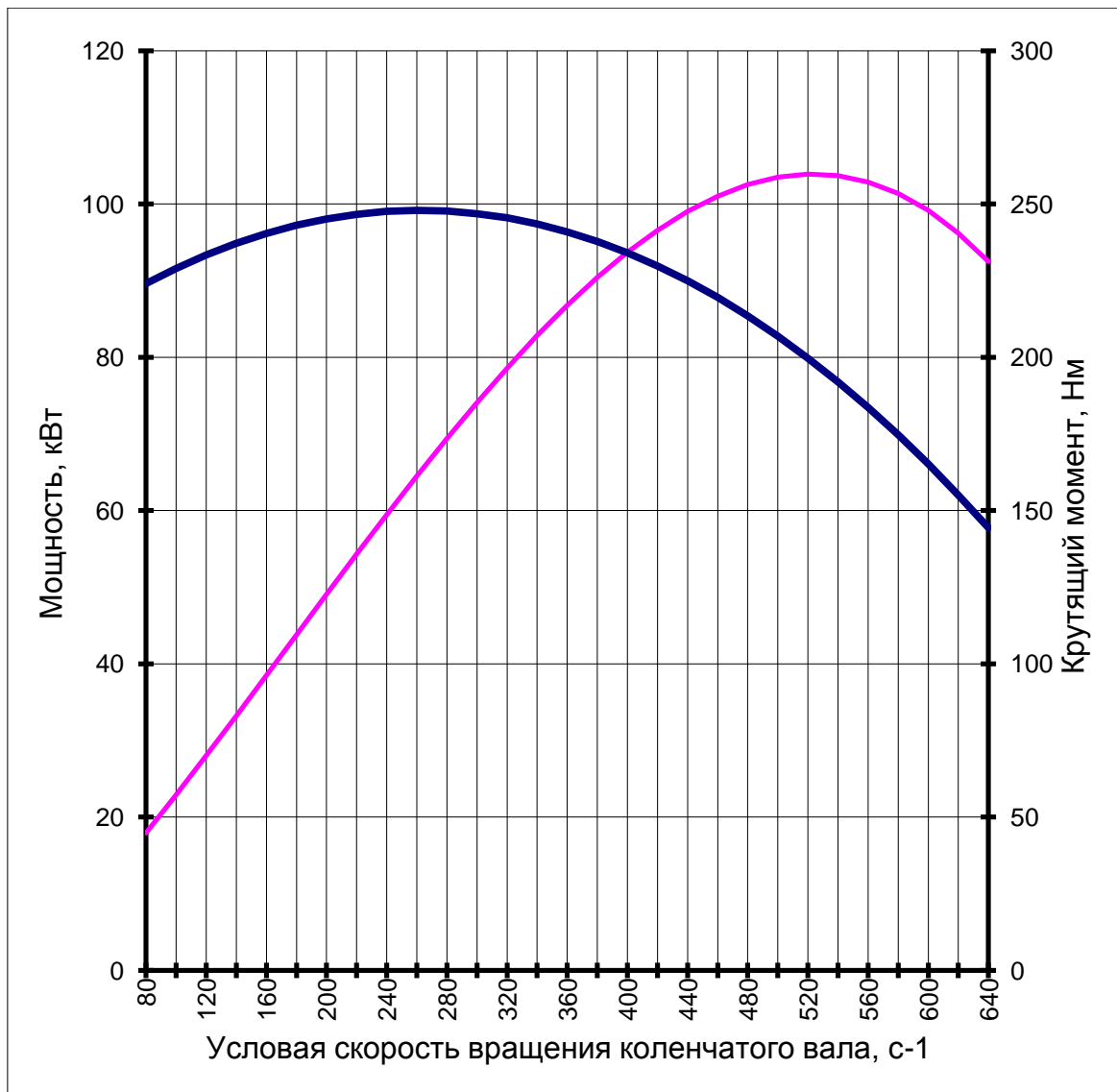


Рис 1.1. Внешняя скоростная характеристика двигателя

По графикам определяем угловую скорость вращения коленчатого вала, соответствующую максимальной мощности $N_{e\max}$ и максимальному крутящему моменту $M_{e\max}$. По оси абсцисс определяем угловую скорость вращения коленчатого вала, соответствующую максимальной мощности $N_{e\max} = 103,91$ кВт, получаем $\omega_N = 524 \text{ с}^{-1}$ ($n_N = 5000$ об/мин). По оси ординат определяем максимальный крутящий момент (рис. 1.1), который составляет $M_{e\max} = 248$ Нм, а по оси абсцисс соответствующую угловую скорость вращения коленчатого вала двигателя $\omega_M = 251,2 \text{ с}^{-1}$ ($n_M = 2400$ об/мин). Эти же данные можно получить более точно, применяя в расчетах большее количество точек.

Для дальнейших расчетов трансмиссии используем найденное значение максимального крутящего момента $M_{e\max} = 248$ Нм.

1.2. Выбор параметров трансмиссии автомобиля

Автомобиль имеет переднеприводную компоновку и цилиндрическую главную передачу. Передаточное главной передачи определяется исходя из заданной максимальной скорости автомобиля. Передаточные числа коробки передач определяются по геометрической прогрессии с дальнейшей корректировкой промежуточных ступеней.

Используя результаты предыдущих расчетов, определяем передаточное число главной передачи по формуле (1.9):

$$i_0 = 0,377 \frac{n_{\max} \cdot r_k}{i_{\text{en}} \cdot v_{\max}} = 0,377 \frac{5600 \cdot 0,36}{1 \cdot 190} = 4,00.$$

Определяем передаточное число первой передачи определяется исходя из выполнения условий:

1. Возможности преодоления автомобилем заданного максимального дорожного сопротивления по формуле (1.10):

$$i_1 = \frac{G_a \cdot \psi_{\max} \cdot r_k}{M_{e\max} \eta_{mp} i_0} = \frac{16432 \cdot 0,35 \cdot 0,36}{248 \cdot 0,95 \cdot 4,0} = 2,2$$

где ψ_{\max} – коэффициент максимального суммарного дорожного сопротивления, принимаем $\psi_{\max} = 0,35$; $G_a = 16432$ Н – полный вес автомобиля.

2. Возможности полной реализации сцепной массы автомобиля по формуле (1.11).

Для этого сначала определяем сцепной вес автомобиля по формуле:

$$G_{cy} = k_{cy} \cdot G_a = 0,55 \cdot 16432 = 9038 \text{ Н},$$

где $k_{cy} = 0,55$ – коэффициент сцепного веса автомобиля.

Передаточное число первой передачи по второму условию (формула 1.12) должно превышать:

$$i_1 = \frac{G_{cy} \cdot \varphi \cdot r_k}{M_{e\max} \cdot \eta_{mp} \cdot i_0} = \frac{9038 \cdot 0,75 \cdot 0,36}{248 \cdot 0,95 \cdot 4,0} = 2,6.$$

где φ – коэффициент сцепления (для сухой дороги с асфальтовым покрытием) принимаем

$\varphi = 0,75$; G_{cy} – сцепной вес автомобиля.

3. Обеспечение минимально устойчивой скорости движения (формула 1.13), которую принимаем $v_{\min} = 5$ км/ч:

$$i_1 = 0,377 \frac{n_{\min} \cdot r_{\kappa}}{i_0 \cdot v_{\min}} = 0,377 \frac{600 \cdot 0,36}{4,0 \cdot 5} = 4,1.$$

Анализируя полученные результаты, принимаем передаточное число первой передачи коробки передач $i_1 = 4,1$, таким образом, все условия будут выполнены.

Считая коробку двухвальной, в которой прямая передача отсутствует, выберем промежуточные значения по геометрической прогрессии, приняв передаточное число пятой передачи $i_5 = 0,8$.

Передаточное число 2 ступени

$$i_2 = \sqrt[4]{4,1^3 \cdot 0,8^1} = 2,76.$$

Передаточное число 3 ступени

$$i_3 = \sqrt[4]{4,1^2 \cdot 0,8^2} = 1,81.$$

Передаточное число 4 ступени

$$i_4 = \sqrt[4]{4,1^1 \cdot 0,8^3} = 1,2.$$

Корректируем передаточные числа в соответствии с рекомендациями:

$$\frac{i_1}{i_2} \geq \frac{i_2}{i_3} \geq \frac{i_3}{i_4} \geq \frac{i_4}{i_5}.$$

$$\frac{i_1}{i_2} = \frac{4,1}{2,76} = 1,49; \quad \frac{i_2}{i_3} = \frac{2,76}{1,81} = 1,52; \quad \frac{i_3}{i_4} = \frac{1,81}{1,2} = 1,51; \quad \frac{i_4}{i_5} = \frac{1,81}{0,8} = 2,26.$$

Принимаем следующие значения передаточных чисел и проверяем в соответствии с рекомендациями: $i_1 = 4,1$; $i_2 = 2,3$; $i_3 = 1,4$; $i_4 = 1,0$; $i_5 = 0,8$.

$$\frac{4,1}{2,3} \geq \frac{2,3}{1,4} \geq \frac{1,4}{1,0} \geq \frac{1,0}{0,8};$$

$$1,78 \geq 1,64 \geq 1,4 \geq 1,25.$$

2. Расчет сцепления

На проектируемый автомобиль выбираем постоянно замкнутое сухое фрикционное сцепление с центрально расположенной диафрагменной пружиной.

Выбор размеров сцепления производим из условия передачи максимального крутящего момента двигателя, который получен в предыдущем разделе расчетным путем и составил $M_{e\max}=248$ Нм с учетом коэффициента запаса сцепления.

2.1. Определение основных параметров сцепления

Расчетный статический момент трения сцепления определяем по формуле (2.1)

$$M_c = M_{e\max} \cdot \beta,$$

где $M_{e\max}$ – максимальный крутящий момент двигателя, $M_{e\max}=248$ Н·м; β – коэффициент запаса сцепления.

Коэффициент запаса сцепления принимаем $\beta = 1,5$.

Таким образом, расчетный статический момент сцепления равен:

$$M_c = M_{e\max} \cdot \beta = 248 \cdot 1,5 = 372 \text{ Нм.}$$

Определяем геометрические размеры дисков, фрикционных накладок и диафрагменной пружины. Наружный радиус дисков определяем по формуле (2.3):

$$R_H = 5 \cdot 10^{-3} \sqrt{\frac{10M_{e\max}}{A}},$$

где R_H – наружный радиус дисков, м; $M_{e\max}$ – максимальный крутящий момент двигателя, Нм; A – коэффициент.

Принимая $A = 4,7$, находим наружный радиус дисков:

$$R_H = 5 \cdot 10^{-3} \sqrt{\frac{10M_{e\max}}{A}} = 5 \cdot 10^{-3} \sqrt{\frac{10 \cdot 248}{4,7}} = 115 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Внутренний радиус фрикционных накладок R_B предварительно определяем по формуле (2.4):

$$R_B = 0,6R_H = 0,6 \cdot 115 \cdot 10^{-3} = 69 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Средний радиус дисков определяем по формуле (2.2):

$$R_c = \frac{R_H + R_B}{2} = \frac{(120 + 90) \cdot 10^{-3}}{2} = 105 \cdot 10^{-3} \text{ м,}$$

где R_c – средний радиус дисков, м; R_H и R_B – соответственно, наружный и внутренний радиус фрикционных накладок, м.

Таким образом, расчетные наружный и внутренний диаметры дисков будут, соответственно:

$$D_H = 2R_H = 2 \cdot 115 \cdot 10^{-3} = 230 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$d_B = 2R_B = 2 \cdot 69 \cdot 10^{-3} = 138 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Рассчитанные величины необходимо привести в соответствие с требованиями ГОСТ 12238–76 (табл. 2.2), поэтому выбираем стандартные размеры фрикционных накладок:

$$D = 240 \text{ мм}; \quad d = 160 \text{ мм}.$$

При этом средний радиус дисков будет:

$$R_c = \frac{D+d}{4} = \frac{240+160}{4} = 100 \text{ мм}.$$

2.2. Определение параметров нагруженности сцепления

Определяем нажимное усилие пружин по формуле (2.5):

$$P_\Sigma = \frac{M_c}{\mu \cdot i \cdot R_c} = \frac{372}{0,3 \cdot 2 \cdot 100 \cdot 10^{-3}} = 6200 \text{ Н}.$$

где μ – расчетный коэффициент трения, $\mu=0,3$; i – число пар трения, $i=2$ для одностороннего сцепления.

Давление на фрикционные накладки рассчитывают по формуле (2.6):

$$p_0 = \frac{P_\Sigma}{F} = \frac{4P_\Sigma}{\pi(D^2 - d^2)} = \frac{4 \cdot 6200}{3,14 \cdot 10^{-6} (240^2 - 160^2)} = 24,7 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

$$p_0 = 0,247 \text{ МПа};$$

$$p_0 \leq [p_0].$$

Допустимые давления на фрикционные накладки, как правило, составляют $[p_0] = 0,15\text{--}0,25 \text{ МПа}$.

Далее проводим проверку нагруженности сцепления по удельной работе буксования. Для этого сначала определяем работу буксования сцепления по формуле (2.8).

$$L_{\sigma} = \frac{0,5J_a \cdot \omega_e^2 \cdot M_{e\max}}{M_{e\max} - M_{\psi}}.$$

Здесь: J_a – момент инерции приведенного к коленчатому валу двигателя маховика, заменяющего поступательно движущуюся массу автомобиля, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; ω_e – угловая скорость коленчатого вала, рад/с ; M_{ψ} – момент сопротивления движению автомобиля, приведенный к коленчатому валу двигателя, Нм .

Момент инерции маховика, приведенный к коленчатому валу двигателя, определяем по формуле (2.9)

$$J_a = m_a \cdot \delta \frac{r_K^2}{(i_0 \cdot i_1 \cdot i_{PK})^2},$$

где m_a – полная масса автомобиля, $m_a = 1675$ кг; δ – коэффициент учета вращающихся масс, принимаем $\delta = 1,05$; r_K – радиус качения колеса, $r_K = 0,36$ м; i_0 – передаточное число главной передачи, $i_0 = 4,0$; i_1 – передаточное число первой передачи, $i_1 = 4,1$; i_{PK} – передаточное число раздаточной коробки, раздаточная коробка отсутствует, поэтому $i_{PK} = 1$

$$J_a = (1,04 + 0,05 r_K^2) \frac{m_a \cdot r_K^2}{(i_0 \cdot i_1 \cdot i_{PK})^2} = [1,04 + 0,05 \cdot 0,36^2] \frac{1675 \cdot 0,36^2}{(4,0 \cdot 4,1 \cdot 1)^2} = 0,85 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Угловая скорость коленчатого вала двигателя для автомобилей с бензиновым двигателем определяем по формуле (2.10):

$$\omega_e = \frac{\omega_M}{30} + 50\pi = \frac{251,2}{30} + 50 \cdot 3,14 = 165 \text{ рад/с},$$

где ω_M – угловая скорость при максимальном крутящем моменте, $\omega_M = 251,2$ рад/с.

Момент сопротивления движению автомобиля, приведенный к коленчатому валу двигателя, рассчитываем по формуле (2.13):

$$M_\psi = \frac{m_a \cdot g \cdot r_K \cdot \psi}{i_0 \cdot i_1 \cdot \eta_{mp}},$$

где g – ускорение свободного падения, $g = 9,81$ м/с²; r_K – радиус качения колеса, $r_K = 0,36$ м; ψ – коэффициент сопротивления качению, $\psi = 0,015$; i_0 и i_1 – передаточные числа главной и первой передач, соответственно, $i_0 = 4,0$, $i_1 = 4,1$; η_{TP} – КПД трансмиссии, $\eta_{TP} = 0,95$.

$$M_\psi = \frac{m_a \cdot g \cdot r_K \cdot \psi}{i_0 \cdot i_1 \cdot \eta_{mp}} = \frac{1675 \cdot 9,81 \cdot 0,36 \cdot 0,015}{4 \cdot 4,1 \cdot 0,95} = 5,7 \text{ Нм}.$$

Найденные значения, подставляя в формулу (2.8), получаем полную работу буксования сцепления:

$$L_\phi = \frac{0,5 J_a \cdot \omega_e^2 \cdot M_{e\max}}{M_{e\max} - M_\psi} = \frac{0,5 \cdot 0,85 \cdot 165^2 \cdot 248}{248 - 5,7} = 11843 \text{ Дж}.$$

Определяем удельную работу буксования и сравниваем полученное значение с допустимой величиной. Удельную работу буксования сцепления (Дж/см²) рассчитываем по формуле (2.7):

$$q_\phi = \frac{L_\phi}{F} = \frac{4L_\phi}{\pi(D^2 - d^2)},$$

где q_ϕ – удельная работа буксования сцепления, Дж/см²; L_ϕ – работа буксования, Дж; F – площадь поверхности одной стороны фрикционной накладки, см².

$$q_{\dot{a}} = \frac{4L_{\dot{a}}}{\pi(D^2 - d^2)} = \frac{4 \cdot 11843}{3,14 \cdot (0,24^2 - 0,16^2)} = 47,1 \cdot 10^{-4} \frac{\text{Дж}}{\text{м}^2}.$$

Допустимая удельная работа буксования для легковых автомобилей составляет $[q_{\dot{a}}] = (50-70) \cdot 10^{-4} \text{ Дж/м}^2$, полученное значение незначительно меньше нижнего предела допустимого, поэтому можно сделать вывод о том, что принятые размеры дисков сцепления соответствуют передаваемому крутящему моменту двигателя.

Определяем нагрев ведущего диска сцепления и проверяем выполнения условий по максимальному нагреву.

Нагрев ведущего диска при одном трогании с места определяется по формуле (2.14):

$$\Delta t = \frac{\gamma L_{\dot{a}}}{m_{\text{д}} C_{\text{д}}},$$

где Δt – допустимый нагрев нажимного диска, град.; γ – доля теплоты, поглощаемая диском, $\gamma = 0,5$; $m_{\text{д}}$ – масса нажимного диска, кг; $C_{\text{д}}$ – удельная теплоемкость материала диска, Дж/(кг·град), принимаем для материала диска $C_{\text{д}} = 481,5 \text{ Дж/кг·град}$.

Толщину нажимного диска $S_{\text{д}}$ принимаем в соответствии с рекомендациями (2.15) в зависимости от диаметра диска D :

$$S_{\text{д}} = 0,05 \cdot D = 0,05 \cdot 0,240 = 0,012 \text{ м.}$$

Определив геометрические размеры нажимного диска, определяем его массу. При этом принимаем плотность материала нажимного диска $\rho = 7000 \text{ кг/м}^3$.

$$m_{\text{д}} = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) S_{\text{д}} \cdot \rho = \frac{3,14}{4} (0,24^2 - 0,16^2) 0,012 \cdot 7000 = 2,1 \text{ кг.}$$

Определяем нагрев нажимного диска и сравниваем полученное значение с допустимым нагревом:

$$\Delta t = \frac{\gamma L_{\dot{a}}}{m_{\text{д}} C_{\text{д}}} = \frac{0,5 \cdot 11843}{2,1 \cdot 481,5} = 6 \text{ град.}$$

Допустимый нагрев составляет $[\Delta t] = 10 \dots 15^\circ \text{С}$.

Следовательно, условие выполняется: $\Delta t \leq [\Delta t]$.

2.3. Расчет диафрагменной пружины

Определяем конструктивные размеры диафрагменной пружины. Исходя из рекомендованных соотношений (2.19...2.22), принимаем:

D_e – наружный диаметр сплошного кольца, $D_e = D = 240 \text{ мм}$;

D_a – внутренний диаметр сплошного кольца, $D_a = \frac{D_e}{1,4} = 171,43 \text{ мм}$;

D_c – средний диаметр сплошного кольца, $D_c = \frac{D_e + D_a}{2} = 205,72 \text{ мм}$;

D_i – внутренний диаметр лепестков диафрагменной пружины, $D_i = \frac{D_e}{2,5} = 96 \text{ мм}$;

δ – толщина диафрагменной пружины, $\delta = 2,5 \text{ мм}$;

h – высота сплошного кольца пружины, $h=5,0$ мм.

Определяем нажимное усилие диафрагменной пружины, давление на фрикционные накладки и сравниваем полученное значение с допустимой величиной $[p_0]$.

Нажимное усилие диафрагменной пружины определяем по формуле (2.23)

$$P_{\Sigma} = \frac{2}{3} \cdot \frac{\pi E}{1-\mu^2} \cdot \frac{\delta l_1}{D_e^2} \cdot \frac{\ln\left(\frac{1}{k_1}\right)}{(1-k_2)^2} \cdot \left[\delta^2 + \left(h - l_1 \frac{1-k_1}{1-k_2} \right) \cdot \left(h - 0.5 l_1 \frac{1-k_1}{1-k_2} \right) \right].$$

Здесь: E – модуль упругости первого рода, $E=2,1 \cdot 10^5$ МПа; δ – толщина диафрагменной пружины, принимаем $\delta=2,5$ мм ($\delta=2,5 \cdot 10^{-3}$ м); l_1 – перемещение пружины в месте приложения силы, действующей со стороны ведомого диска, принимаем ($l_1=1,5 \cdot 10^{-3}$ м); μ – коэффициент Пуассона, $\mu=0,3$; D_e – наружный диаметр сплошного кольца диафрагменной пружины, принимаем равным наружному диаметру дисков сцепления, $D_e=D=240$ мм ($D_e=240 \cdot 10^{-3}$ м).

Используя формулы (2.24) и (2.25), получаем

$$k_1 = \frac{D_a}{D_e} = \frac{171,43}{240} = 0,71;$$

$$k_2 = \frac{D_c}{D_e} = \frac{205,72}{240} = 0,86.$$

Высоту сплошного кольца диафрагменной пружины принимаем (формула 2.22):

$$h = 4,8 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Подставляя полученные значения в формулу (2.8), получаем

$$P_{\Sigma} = \frac{2}{3} \cdot \frac{3,14 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 10^6}{1-0,3^2} \cdot \frac{2,5 \cdot 1,5 \cdot 10^{-6}}{(240 \cdot 10^{-3})^2} \cdot \frac{\ln\left(\frac{1}{0,71}\right)}{(1-0,86)^2} \cdot \left[(2,5 \cdot 10^{-3})^2 + 10^{-3} \left(5,0 - 1,5 \frac{1-0,71}{1-0,86} \right) \cdot 10^{-3} \left(5,0 - 0,5 \cdot 1,5 \frac{1-0,71}{1-0,86} \right) \right] =$$

$$= 6980 \text{ Н.}$$

Передачное число диафрагменной пружины (формула 2.26) будет:

$$i_{\text{л}} = \frac{D_c - D_i}{D_e - D_c} = \frac{205,72 - 96}{240 - 205,72} = 3,2.$$

Усилие при выключении сцепления на основании формулы (2.27), получаем:

$$P_{\Sigma \max} = \frac{P_{\Sigma}}{i_{\lambda}} = P_{\Sigma} \frac{D_e - D_c}{D_c - D_i} = 6980 \frac{240 - 205,72}{205,72 - 96} = 2180 \text{ Н.}$$

Проверяем давление на фрикционные накладки по формуле (2.6):

$$p_0 = \frac{P_{\Sigma}}{F} = \frac{4P_{\Sigma}}{\pi(D^2 - d^2)} = \frac{4 \cdot 6980}{3,14 \cdot 10^{-6} (240^2 - 180^2)} = 277866 \text{ Па} = 0,28 \text{ МПа.}$$

Допустимые давления на фрикционные накладки $[p_0] = 0,15\text{--}0,25$ МПа. Полученное значение превышает допустимое давление на фрикционные накладки $p_0 > [p_0]$, поэтому следует увеличить площадь фрикционных накладок и повторить расчет всех параметров, зависящих от размеров фрикционных накладок.

Второй вариант расчета:

По табл. 2.2 выбираем следующий типоразмер, а именно:

$$D = 250 \text{ мм}; \quad d = 155 \text{ мм.}$$

Средний радиус дисков будет:

$$R_c = \frac{D + d}{4} = \frac{250 + 155}{4} = 101,25 \text{ мм.}$$

Нажимное усилие пружин по формуле (2.5):

$$P_{\Sigma} = \frac{M_c}{\mu \cdot i \cdot R_c} = \frac{372}{0,3 \cdot 2 \cdot 101,25 \cdot 10^{-3}} = 6123 \text{ Н.}$$

Давление на фрикционные накладки по формуле (2.6):

$$p_0 = \frac{P_{\Sigma}}{F} = \frac{4P_{\Sigma}}{\pi(D^2 - d^2)} = \frac{4 \cdot 6123}{3,14 \cdot 10^{-6} (250^2 - 155^2)} = 0,20 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

$$p_0 = 0,20 \text{ МПа}; \quad p_0 < [p_0].$$

Размеры диафрагменной пружины:

D_e – наружный диаметр сплошного кольца, $D_e = D = 250$ мм;

D_a – внутренний диаметр сплошного кольца, $D_a = \frac{D_e}{1,4} = 178,57$ мм;

D_c – средний диаметр сплошного кольца, $D_c = \frac{D_e + D_a}{2} = 214,29$ мм;

D_i – внутренний диаметр лепестков диафрагменной пружины, $D_i = \frac{D_e}{2,5} = 100$ мм;

δ – толщина диафрагменной пружины, $\delta = 2,5$ мм;

h – высота сплошного кольца пружины, $h = 5,0$ мм.

$$k_1 = \frac{D_a}{D_e} = \frac{178,57}{250} = 0,71;$$

$$k_2 = \frac{D_c}{D_e} = \frac{214,29}{250} = 0,86.$$

Подставляя в формулу (2.23) получаем нажимное усилие диафрагменной пружины $p_0 = 6463$ Н, и проверяем давление на фрикционные накладки:

$$p_0 = \frac{P_{\Sigma}}{F} = \frac{4P_{\Sigma}}{\pi(D^2 - d^2)} = \frac{4 \cdot 6463}{3,14 \cdot 10^{-6} (250^2 - 155^2)} = 0,21 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Полученное значение меньше допускаемого $p_0=0,21$ МПа; $p_0 < [p_0]$.

Передачное число диафрагменной пружины (формула 2.26) будет:

$$i_{\text{л}} = \frac{D_c - D_i}{D_e - D_c} = \frac{214,29 - 100}{250 - 214,29} = 3,2.$$

Усилие при выключении сцепления:

$$P_{\Sigma \max} = \frac{P_{\Sigma}}{i_{\text{л}}} = P_{\Sigma} \frac{D_e - D_c}{D_c - D_i} = 6463 \frac{250 - 214,29}{214,29 - 100} = 2020 \text{ Н}.$$

Определяем удельную работу буксования для нового типоразмера:

$$q_d = \frac{4L_d}{\pi(D^2 - d^2)} = \frac{4 \cdot 11843}{3,14 \cdot (0,25^2 - 0,155^2)} = 38,44 \cdot 10^{-4} \frac{\ddot{A}a}{\dot{i}^2}.$$

Проверяем нагрев ведущего диска. Принимаем толщину диска $S_d=0,012$ м.

$$m_d = 2,6 \text{ кг}; \Delta t = 5 \text{ град.}; \Delta t \leq [\Delta t].$$

Принимаем к проектированию второй вариант расчета.

2.4. Расчет шлицев ведомого вала сцепления

Расчет шлицев ведомого вала сцепления заключается в определении напряжений смятия и среза и проверке условий прочности по допускаемым напряжениям.

Диаметр вала определяем по формуле (2.24):

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_c}{0,2[\tau_{KP}]}} ,$$

где $[\tau_{KP}]$ - допускаемое касательное напряжение кручения, $[\tau_{KP}] = 25 \dots 30$ МПа.

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{372}{0,2 \cdot 25 \cdot 10^6}} = 4,15 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Предварительно принимаем диаметр вала $d = 42$ мм.

По ГОСТ 1139-80 (табл. 2.4) выбираем стандартные размеры шлицев для ведомого вала, а именно: число зубьев $z_{\text{ш}}=6$; внутренний диаметр шлицев $d_{\text{ш}}=42$ мм; наружный диаметр $D_{\text{ш}}=46$ мм; ширина зуба $b_{\text{ш}}=8$ мм.

Напряжение смятия шлицев определяем по формуле (2.29), принимая $l_{CT} = 40$ мм.

$$\sigma_{CM} = \frac{8M_{\text{емax}} \cdot \beta}{0,75(D_{\text{ш}}^2 - d_{\text{ш}}^2)l_{CT} \cdot z_{\text{ш}}} = \frac{8 \cdot 372}{0,75 \cdot 10^{-6} (46^2 - 42^2) 0,04 \cdot 6} = 44,4 \cdot 10^6 \text{ Па} = 44,4 \text{ МПа}.$$

Выбираем материал шлицев сталь 45, допускаемое напряжение на смятие составляет $[\sigma_{CM}] = 210$ МПа. Расчетное напряжение смятия меньше допускаемого, условие прочности выполняется.

$$\sigma_{CM} \leq [\sigma_{CM}].$$

Напряжение среза шлицев (2.30):

$$\tau_{CP} = \frac{4M_C}{d_{ш} \cdot l_{CT} \cdot b_{ш} \cdot z_{ш}}$$

где $b_{ш}$ – ширина шлица, $b_{ш} = 8$ мм.

$$\tau_{CP} = \frac{4M_C}{d_{ш} \cdot l_{CT} \cdot b_{ш} \cdot z_{ш}} = \frac{4 \cdot 372}{42 \cdot 40 \cdot 8 \cdot 10^{-9} \cdot 6} = 18,5 \cdot 10^6 \text{ Па} = 18,5 \text{ МПа}.$$

Допускаемое напряжение на срез для стали 45 $[\tau_{CP}] = 85$ МПа. Полученное расчетное напряжение среза меньше допускаемого напряжения, условие прочности выполняется.

$$\tau_{CP} \leq [\tau_{CP}].$$

2.5. Расчет привода сцепления

Для легковых автомобилей используется, как правило, гидравлический привод сцепления, поэтому для сцепления автомобиля выбираем гидравлический привод.

Определяем максимальную величину усилия на педаль и полный ход педали сцепления и сравниваем эти величины с допускаемыми значениями. Для легковых автомобилей максимальное допустимое усилие на педаль сцепления составляет $[P_{ped}] = 150$ Нм, допустимый ход педали $[S_{ped}] = 160$ мм.

Общее передаточное число сцепления с диафрагменной пружиной зависит от геометрических размеров конструкции и диаметров гидроцилиндров и определяется по формуле (3.2):

$$i_{np} = i_{ped} \cdot i_6 \cdot i_2 \cdot i_L = \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d} \cdot \frac{d_2^2}{d_1^2} \cdot \frac{e}{f}.$$

Принимаем следующие значения i_6 , d_1 , d_2 в соответствии с рекомендациями и параметрами существующих конструкций: передаточное число вилки выключения сцепления $i_6 = 2$; диаметры исполнительного и главного цилиндров гидропривода $d_1 = 22$ мм, $d_2 = 25$ мм.

$$i_2 = \frac{d_2^2}{d_1^2} = \frac{625}{484} = 1,3$$

Тогда передаточное число гидропривода составит:

Передаточное число диафрагменной пружины зависит от конструктивных размеров пружины (формула 2.26) и составляет

$$i_L = \frac{D_C - D_i}{D_e - D_C} = 3,2.$$

Определяем передаточное число педали сцепления:

$$i_{ned} = \frac{i_{np}}{i_g \cdot i_e \cdot i_n} = \frac{40}{2 \cdot 1,3 \cdot 3,2} = 4,8$$

Определяем усилие на педаль по формуле (3.3):

$$P_{ned} = \frac{P_{\Sigma \max}}{i_{np} \cdot \eta_{np}},$$

где P_{ned} – усилие на педаль, Н; $P_{\Sigma \max}$ – усилие при выключении сцепления (определено при расчете диафрагменной пружины по формуле (вариант 2); η_{np} – КПД привода сцепления, принимаем $\eta_{np} = 0,85$.

$$P_{ned} = \frac{P_{\Sigma \max}}{i_{np} \cdot \eta_{np}} = \frac{2020}{40 \cdot 0,85} = 59,41 \text{ Н.}$$

Сравниваем полученное значение с допускаемым значением, $P_{ned} < [P_{ned}]$, условие выполняется. Максимальная величина усилия на педаль для легковых автомобилей составляет $[P_{ned}] = 150 \text{ Н}$, полученное значение меньше допускаемого значения, условие выполняется.

$$P_{ned} < [P_{ned}]$$

Определяем ход педали по формуле (3.2):

$$S_{ned} = S_{CB} + S_p = \frac{\delta \cdot i_{np}}{i_{zn}} + \Delta S \cdot i_{np}$$

где S_{ned} – полный ход педали привода, м; S_{CB} – свободный ход педали, м; S_p – рабочий ход педали, м; δ – зазор в механизме выключения, м; ΔS – ход нажимного диска, м; i_{zn} – передаточное число гидропривода, $i_{zn} = 4,4$.

Величину зазора в механизме выключения сцепления принимаем $\delta = 3,5 \text{ мм}$; ход нажимного диска $\Delta S = 1,5 \text{ мм}$, в соответствии с приведенными рекомендациями, получаем:

$$S_{ned} = \frac{\delta \cdot i_{np}}{i_p} + \Delta S \cdot i_{np} = \frac{3,5 \cdot 10^{-3} \cdot 40}{3,2} + 1,5 \cdot 10^{-3} \cdot 40 = 103,5 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Допустимая величина перемещения педали для легковых автомобилей составляет не более $[S_{ned}] = 160 \text{ мм}$, полученное значение $S_{ned} < [S_{ned}]$, условие выполнено.