

Proiectarea unei aplicații pentru calculul complet al ambreiajului auto

În cele ce urmează este prezentat un plan detaliat de realizare a unei aplicații Python cu interfață grafică, destinată calculului complet al ambreiajului pentru autoturisme. Aplicația va urma structura și metodele de calcul din lucrarea tehnică PDF privind transmisiile mecanice auto, asigurând implementarea formulelor exacte și respectarea normelor tehnice indicate. Limba interfeței și a rezultatului afișat va fi **română**, conform cerințelor.

Interfața grafică (GUI)

Aplicația va oferi o interfață prietenoasă, realizată preferabil cu **PyQt5** (pentru flexibilitate în crearea de ferestre, formulare și grafice) sau alternativ cu tkinter. Structura interfeței va include:

- **Ecran principal (meniul de pornire)** cu două opțiuni:
- **Mod Introducere manuală** – utilizatorul va putea introduce toți parametrii de intrare necesari (de ex. moment motor maxim, masă autovehicul, dimensiuni ambreiaj etc.) într-un formular.
- **Mod Șablon autoturism** – se vor încărca automat date prestabilite pentru un autoturism generic, de exemplu: motor 1.4 MPI (moment maxim ~75 Nm), masa ~900 kg, roți R14, ambreiaj monodisc cu arc diafragmă. Aceste valori implicite vor fi stocate într-un modul separat (`AutoturismTemplate.py`) și vor fi folosite ca punct de plecare în calcule.
- **Formular de intrare a datelor:** dacă se alege introducerea manuală, interfața va afișa câmpuri de input (QLineEdit, QComboBox etc.) pentru parametri precum:
 - Momentul maxim al motorului, M (Nm)
 - Turația la care se atinge momentul maxim (opțional, pentru calcule de lucru mecanic la patinare)
 - Masa vehiculului și repartizarea pe puntea motoare (pentru calculul aderenței)
 - Raza dinamică a roților (r)
 - Raportul primei trepte și raportul transmisiei finale (i_{cv1} , i_{0}) – necesare la calculul arcurilor din amortizorul torsional
 - Tipul garniturilor de frecare (alegere din listă: ex. **organice** cu kevlar, **metaloceramice** etc., pentru a selecta coeficientul de frecare μ și presiunea specifică admisă)
 - Coeficientul de frecare μ (precompletat în funcție de garnitură)
 - Diametrul exterior estimat al suprafeței de frecare R_e (mm) și diametrul interior R_i (mm) – sau alternativ un diametru al volantului dacă se dorește deducerea spațiului disponibil
 - Caracteristici materiale:
 - Rezistența la strivire admisibilă a garniturii (MPa) – se poate determina automat din tipul garniturii alese, conform STAS 7793-83 și valorilor recomandate ¹.
 - Rezistențe admisibile ale materialelor metalice (de exemplu, τ_{at} pentru torsiunea arborelui, rezistența la tracțiune/forfecare pentru elemente de fixare etc., conform standardelor relevante)
 - Parametri ai arcului diafragmă (grosime, diametre de reazem – dacă nu sunt determinați de program, se pot oferi opțiuni sau calcula)

- Orice alți parametri necesari (ex: număr de arcuri periferice dacă ar fi fost cazul, dar pentru arc central diafragmă acesta este 1; rigiditatea elementului elastic suplimentar dacă este cunoscută sau se va calcula etc.)
- **Navigare între etape:** datorită fluxului de calcul secvențial, interfața poate fi organizată pe **tab-uri** sau secțiuni corespunzătoare fiecărei etape (parametri principali, dimensionare garnituri, disc de presiune, partea condusă, mecanism de acționare, arc diafragmă). Utilizatorul poate parcurge aceste secțiuni în ordine. Fiecare secțiune va afișa datele de intrare relevante (introduse sau calculate anterior) și rezultatele calculului intermediare aferente etapei respective.
- **Afișarea rezultatelor:** interfața va prezenta clar rezultatele numerice și mesajele de validare. De exemplu:
- **Parametri principali determinați:** coeficient de siguranță adoptat, momentul de calcul al ambreiajului M_{a} , presiunea specifică p_{0} , creșterea de temperatură Δt estimată.
- **Dimensionare suprafețe de frecare:** razele alese R_e , R_i și aria de frecare A ; forța de apăsare necesară F ; verificarea presiunii $p_{0} = F/A$ în limite admisibile ¹.
- **Calcul disc de presiune:** grosimea minimă h a discului de presiune calculată pentru încălzire (mm) ², detalii despre fixarea acestuia (tipul de prindere ales: umăr, caneluri sau brăcuțe și eventual solicitările verificate conform formulelor).
- **Partea condusă:** diametrul arborelui condus (D) calculat (mm) ³, dimensiunile canelurii butucului și verificarea la strivire pe caneluri (tensiunea efectivă σ_{as} comparată cu admisibilul) ⁴, caracteristicile arcurilor amortizorului torsional (forța și săgeata maximă admisă).
- **Mecanismul de acționare:** raportul de transmitere realizat, cursa pedalei vs cursa manșonului, forța la pedală estimată și verificarea încadrării în limite ergonomice (ex.: lucru mecanic pentru debreiere sub 15–20 N·m ⁵, forța la pedală sub ~300 N pentru a nu necesita servo ⁶). De asemenea, vor fi afișate forțele și momentele din componente (tensiune în cablu, moment în furcă etc.), cu mesaje de "OK" dacă sunt sub valorile admisibile sau avertismente altfel.
- **Arc diafragmă:** forța de apăsare F generată de arc (în stare cuplat) și forța de decuplare Q necesară (stare decuplat), eforturile maxime din arc (σ_t) și deformațiile f , q_1 , q_2 , alături de factorul de siguranță în stare uzată β_u . Se vor prezenta și valorile în tabel (caracteristica arcului) și grafice, conform cerințelor.
- **Elemente grafice:** Rezultatele vor fi însoțite de grafice desenate cu Matplotlib, integrate fie în interfață (ex. într-un `QWidget` special sau generate și afișate într-o fereastră separată la cerere). Butoanele "Afișează grafic $F=f(\text{săgeată})$ " etc. vor permite utilizatorului să vizualizeze curbele caracteristice. De asemenea, se pot folosi widget-uri de tip tabelă (`QTableWidget`) pentru a afișa tabelul caracteristicii arcului diafragmă și tabelul forțelor/momentelor din fig. 3.34/3.35.
- **Export PDF:** Interfața va conține un buton "Exportă rezultate în PDF". La apăsarea acestuia, programul va genera un raport PDF cu toate valorile de ieșire, tabelele și graficele. Se poate folosi o bibliotecă precum `ReportLab` sau chiar facilitățile oferite de Matplotlib (ex. salvarea figurilor ca PDF) combinate cu text generat, pentru a crea un document final profesional. Raportul PDF va include în mod structurat aceleași informații afișate în interfață: parametri de intrare, formule folosite (opțional), rezultate pe etape, concluzii de validare, precum și graficele salvate.

Notă: Interfața aplicației va fi în limba română, inclusiv etichetele câmpurilor, titlurile graficelor, antetele tabelelor și mesajele de eroare/validare, pentru a respecta cerința și a fi ușor de utilizat de vorbitori de română.

Fluxul de calcul și etapele de analiză

Aplicația va executa calculele în aceeași succesiune logică prezentată în cuprinsul lucrării tehnice, asigurând un **flux linear, secvențial**. Fiecare etapă de calcul este implementată preferabil ca o funcție separată (în modulul `CalculAmbreiaj.py`), iar rezultatele intermediare sunt transmise mai departe următoarelor etape și afișate. Mai jos sunt detaliate aceste etape, cu metodele și relațiile corespunzătoare:

1. Determinarea parametrilor principali ai ambreiajului

În prima fază se determină **coeficientul de siguranță β** , **presiunea specifică $p_{>0}$** și **creșterea de temperatură Δt** , care definesc cerințele generale de proiectare ale ambreiajului ⁷ ⁸:

- **Coeficientul de siguranță β :** reprezintă raportul dintre momentul de calcul al ambreiajului $M_{>a}$ și momentul maxim al motorului $M_{>M}$: $\beta = \frac{M_{>a}}{M_{>M}}$, $\beta > 1$, astfel încât $M_{>a} = \beta \cdot M_{>M}$ ⁷. Acest coeficient ține cont de uzura garniturilor de frecare în exploatare. Se va alege β conform recomandărilor în funcție de destinația vehiculului:
 - $\beta \approx 1,4...1,7$ pentru autoturisme normale (arc diafragmă spre limita inferioară a intervalului) ⁹;
 - $\beta = 2,0...2,5$ pentru vehicule de teren cu capacitate mărită de trecere;
 - $\beta = 3,0...4,0$ pentru competiții sportive ⁹.

Programul va permite selectarea sau introducerea manuală a lui β . Implicit, pentru autoturismul șablon (1.4 MPI), putem alege $\beta = 1,5$ (valoare uzuală la autoturisme, cu arc diafragmă). Odată ales β , aplicația calculează $M_{>a} = \beta \cdot M_{>M}$ (momentul care trebuie transmis de ambreiaj în stare nouă).

- **Presiunea specifică $p_{>0}$:** este definită ca raportul dintre forța de apăsare dezvoltată de arc(uri) F și aria unei suprafețe de frecare A : $p_0 = \frac{F}{A}$ [MPa] , conform relației (3.13) ¹⁰. Valoarea $p_{>0}$ este limitată superior de rezistența la strivire a materialului garniturilor. Programul va compara valoarea calculată cu domeniile recomandate din literatură:
 - **0,2 – 0,5 MPa** pentru garnituri organice pe bază de rășini sintetice cu fibre de Kevlar/sticlă (frecare uscată) ¹.
 - **1,5 – 2,0 MPa** pentru garnituri metaloceramice sinterizate (utilizate la solicitări termice mari) ¹.

În funcție de garnitura selectată, aplicația va semnaliza dacă presiunea specifică rezultată se află în intervalul optim. De exemplu, pentru garnitura standard de turism (organică), se poate alege țintirea unei valori $\sim 0,3$ MPa. Aceasta va influența dimensiunile suprafeței de frecare, calculată ulterior.

- **Creșterea de temperatură Δt :** se evaluează încălzirea ambreiajului la o pornire dificilă (cea mai defavorabilă situație – demaraj în prima treaptă). Conform indicațiilor, la o pornire din loc toată energia de patinare se transformă în căldură în discurile de frecare și volant (proces rapid, < 1 s, deci fără disipare semnificativă) ¹¹. Formula de calcul (relația 3.15) este: $\Delta t = \frac{\alpha \cdot L \cdot m_p \cdot c}{m_{>p}}$ unde L este lucrul mecanic de patinare (J) iar α este fracțiunea din acest lucru absorbită de discul de presiune (se consideră $\alpha = 0,5$, restul disipându-se în volant) ¹², $m_{>p}$ masa pieselor care se încălzesc (discul de presiune, aproximat ca un cilindru metalic) și $c = 500 \text{ J/(kg} \cdot ^\circ\text{C)}$ căldura specifică a fontei/oțelului ¹³. Programul va calcula L pe baza

momentului motor și a caracteristicilor cuplării (poate folosi formula din paragraful 3.1.1, relația 3.6, dacă disponibilă, sau o estimare simplificată a lucrului mecanic disipat la o pornire). Apoi determină Δt . **Verificarea:** Δt trebuie să rămână în intervalul **8...15 °C** pentru un ambreiaj considerat bine proiectat termic ¹⁴. Aplicația va afișa Δt calculat și un mesaj de tip "Încălzire OK/critică" în funcție de această comparație. Dacă Δt depășește 15°C, se va sugera mărirea masei discului de presiune sau reducerea energiei de patinare (ex. alt material de frecare, demultiplicare diferită etc.).

După această etapă, aplicația va prezenta într-o primă secțiune de ieșire: - Valoarea lui M_{a} (Nm), - Valoarea p_{0} (MPa) și comparația cu limitele admise (inclusiv materialul selectat), - Lucrul mecanic L estimat (J) și Δt rezultată (°C) cu verdictul de încadrare în 8-15°C.

2. Dimensionarea suprafețelor de frecare (garniturilor)

Se calculează dimensiunile geometrice ale suprafeței de frecare (raza interioară R_i și raza exterioară R_e a discului) astfel încât ambreiajul să poată transmite momentul necesar M_a determinat anterior. Formula de bază utilizată este cea a **momentului capabil al ambreiajului**, care provine din egalarea momentului motor cu momentul de frecare transmis: $M_{\text{cap}} = F \cdot \mu \cdot i \cdot R_{\text{med}}$, unde: - F este forța normală totală de apăsare exercitată de arc asupra suprafețelor de frecare, - μ coeficientul de frecare (ales în funcție de garnitură, ex. ~0,3 pentru material organic – vezi Tab.3.1 ¹⁵), - i = numărul de suprafețe de frecare (denumit și numărul de „căi de legătură” dintre partea conducătoare și cea condusă). Pentru un ambreiaj monodisc, $n=1$ disc condus, deci $i = 2$ suprafețe (discul are două fețe active: spre volant și spre placa de presiune) ¹⁶, - R_{med} = raza mediană a inelului de frecare, $R_{\text{med}} = \frac{R_e + R_i}{2}$ ¹⁷.

Relația (3.16) din literatură specifică același lucru, precizând $i = 2 \cdot n$ ¹⁸. În implementare: - Dacă utilizatorul a furnizat valori pentru R_e și R_i , programul le va folosi. Altfel, se poate porni de la un **raport dimensional uzual** al inelului de frecare. De exemplu, multe ambreiaje auto au R_i aproximativ 0,5–0,6 din R_e (pentru a echilibra suprafața și momentul de inerție). Programul poate propune inițial $R_i = \sim 100$ mm și $R_e = \sim 150$ mm pentru ambreiajul generic (aceste valori pot fi ajustate iterativ). - Se calculează apoi forța necesară F din ecuația momentului: $F = \frac{M_a}{\mu \cdot i \cdot R_{\text{med}}}$ ¹⁸. Aceasta este forța de apăsare (preload) pe care arcul de ambreiaj trebuie să o genereze în stare cuplat (asigurând transmiterea momentului fără patinare). Programul va afișa F (în Newtoni) și o va folosi în calculele următoare (în special la dimensionarea arcului).

- **Verificarea presiunii specifice:** cunoscând F și suprafața totală de frecare A (două fețe, deci $A = 2 \cdot \pi (R_e^2 - R_i^2)$ pentru un disc), se recalculează p_{0} efectiv. Acesta trebuie comparat cu cel admisibil. Programul va emite un avertisment dacă p_{0} depășește valoarea maximă recomandată pentru materialul ales (de ex., dacă rezultă 0,6 MPa pentru garnitură organică, este prea mare și trebuie mărită suprafața – deci R_e ar trebui crescut).
- **Ajustarea geometrică:** Dacă p_{0} este prea mare, programul poate mări automat suprafața de frecare (de exemplu, crescând R_e în pași de 5 mm) până când p_{0} intră în intervalul dorit. De asemenea, există limitări practice: R_e nu poate depăși dimensiunile volantului (de ex. ~0,4–0,5 m diametru la autoturisme), iar R_i trebuie să fie suficient de mare încât butucul discului condus și mecanismul de decuplare să încapă (de obicei $R_i \geq 0,2$ m). Programul poate oferi mesaje dacă valorile necesare

depășesc limite rezonabile, sugerând trecerea la ambreiaj cu două discuri ($n=2$, deci $i=4$ suprafețe) în cazuri extreme.

Rezultatele acestei etape includ: - Dimensiunile finale adoptate: $R_{i</sub>}$ și $R_{e</sub>}$ (mm), - Aria unei suprafețe A (cm²), - Forța de apăsare F (N) și presiunea specifică recalculată $p_{0</sub>}$ (MPa) cu indicarea conformității cu normele.

3. Calculul discului de presiune (partea conducătoare)

Această secțiune cuprinde două aspecte: **determinarea grosimii discului de presiune** (din considerente termice și mecanice) și **calculul elementelor de legătură** ale acestuia cu carcasa ambreiajului.

- **Grosimea (înălțimea) discului de presiune:** se dimensionează astfel încât să preia căldura generată la patinare fără suprasolicitări termice. Relația (3.23) din literatură, dedusă din formula încălzirii (3.15), oferă grosimea minimă $h_{d</sub>}$ necesară ca funcție de creșterea de temperatură admisă:
$$h_d = \frac{\alpha \cdot L}{\rho \cdot \pi \cdot \Delta t \cdot (r_{ed}^2 - r_{id}^2)}$$
 unde $r_{ed</sub>} = R_{e</sub>} + (3...5 \text{ mm})$ și $r_{id</sub>} = R_{i</sub>} - (3...5 \text{ mm})$ sunt razele exterioară/interioară ale discului de presiune puțin extinse față de garnituri (pentru a include rezervă de material) ¹⁹ ², ρ este densitatea materialului (aprox. 7200 kg/m³ pentru fontă). Programul va calcula $h_{d</sub>}$ (în mm) și o va compara cu un minim constructiv (de ex., să nu fie sub 5-6 mm din considerente de rigiditate). Rezultatul va fi rotunjit în sus (discul real va fi eventual nervurat pentru răcire și rigidizare ²⁰, însă această grosime asigură volumul de metal suficient).
- **Elementele de fixare a discului de presiune:** discul de presiune trebuie solidarizat în rotație cu carcasa ambreiajului, permițând totodată deplasarea axială necesară cuplării/decuplării și compensând uzura ²¹. Există mai multe soluții constructive prezentate (fig.3.40 a, b, c):
- **Fixare prin umăr** (discul are proeminențe/umăr care intră sub un rebord al carcasei). Solicitarea principală este la **strivire** între umăr și carcasă. Programul va calcula tensiunea de strivire σ_s pe umăr conform relației (3.24), analogă cu (3.28) pentru caneluri:
$$\sigma_s = \frac{\beta \cdot M_M}{z \cdot A_L \cdot R}$$
 unde z este numărul de umări, $A_{L</sub>} < A_{</sub>}$ aria de strivire per umăr, R raza medie la care sunt dispuse umărele ²² ²³. Valoarea σ_s se compară cu rezistența la compresiune admisă a materialului (oțel/carcasă).
- **Fixare prin canelură** (dinți axiali pe periferia discului sau a carcasei). Se verifică atât la strivirea flancurilor, cât și la forfecare. Formula pentru strivire (3.25) este similară:
$$\sigma_{s,canel} = \frac{\beta \cdot M_M}{z \cdot A_s \cdot R}$$
 ²⁴ ²⁵, iar pentru **forfecare** flancuri:
$$\tau_{f,canel} = \frac{\beta \cdot M_M}{z \cdot A_f \cdot R}$$
 ²⁶. Programul va solicita alegerea unui profil de canelură conform STAS (triunghiular – STAS 7346-85 sau evolventă – STAS 6858-85) și va avea în baza de date parametrii necesari (aria flancului $A_{s</sub>}$, aria de forfecare $A_{f</sub>}$ per dinte, număr de dinți z funcție de diametru etc.). Va calcula σ_s și τ_f și le va compara cu valorile admisibile (din STAS respectivi, în funcție de materialul butucului/discului).
- **Fixare prin bride elastice** (strap drive). Aici se dimensionează nituri și bride; formula (3.6) și relațiile asociate din text dau tensiunile de strivire și forfecare în nituri ²⁷ ²⁸. Acest caz e mai complex și probabil în afara scopului detaliat al proiectului tipic; putem omite implementarea completă, sau o putem trata dacă datele sunt disponibile.

Programul poate oferi utilizatorului opțiunea de a alege tipul de fixare (implicit, pentru autoturismul standard, putem considera fixare prin **caneluri** pe carcasa ambreiajului, fiind soluția comună). Apoi se execută calculele specifice și se afișează un **rezumat**: de ex. "Fixare prin caneluri: tensiune strivire = X <

Y admisibil (OK), tensiune forfecare = $U < V$ admisibil (OK)". Dacă vreo solicitare depășește limita, se va recomanda mărirea numărului de caneluri sau alegerea unui profil involut (care permite centrări pe flanc mai bune și distribuție uniformă cu $k=1/0,75$)²⁹ ³⁰. Factorul de distribuție k al sarcinii pe dinți (menționat în PDF, $k=2$ pentru caneluri triunghiulare și $\sim 1,33$ pentru evolventă) va fi luat în considerare la calculul tensiunii reale²⁹.

La finalul acestei etape, se vor afișa: - Grosimea minimă a discului de presiune $h_{_d}$ (mm) și grosimea aleasă (rotunjită, mm), - Tipul de prindere selectat și parametrii acestuia (număr de umăr/caneluri etc.), - Tensiunile de strivire/forfecare calculate și verdictul (OK sau Depășit admisibilul). Valorile admisibile sunt preluate din datele materialelor (de ex., oțelul 40Cr are rezistență la forfecare ~ 300 MPa, nituri oțel ~ 200 MPa, etc., iar STAS-urile menționate pot furniza aceste cifre).

4. Calculul părții conduse (discul condus și butucul cu amortizor)

Partea condusă include **arborele ambreiajului** (denumit uneori arborele primar al cutiei, dar în contextul calculelor este tratat separat), **butucul discului condus** (inserția cu caneluri care culisează pe arbore) și **elementul elastic suplimentar** (amortizorul de torsiune cu arcuri de pe disc, dacă există).

- **Calculul arborelui ambreiajului:** Diametrul arborelui condus (primar) se predimensionează din condiția de rezistență la torsiune la transmiterea momentului $M_{_a}$. Formula folosită este relația (3.27):
$$D = \left(\frac{\beta \cdot M_M}{0,2 \cdot \tau_{at}} \right)^{1/3}$$
, unde $\tau_{_{at}}$ este tensiunea admisibilă la torsiune (N/mm^2) pentru materialul arborelui³. Aplicația va calcula această valoare, obținând un D teoretic (mm). Apoi, se va **alege diametrul normalizat** cel mai apropiat din standardul arborilor canelați (ex. 20, 22, 25 mm etc. conform STAS). De exemplu, dacă rezultă $D=22,5$ mm, se va alege 24 mm (următorul preferențial) și se va nota acesta ca diametru final adoptat.

Notă: Factorul 0,2 din formulă corespunde criteriului de siguranță la forfecare (pentru solicitare variabilă, $\tau_{admis} \sim 0,2 \cdot R_{_m}$ la oțeluri)³¹. Programul poate permite modificarea lui dacă se dorește alt nivel de siguranță.

- **Îmbinarea canelată arbore-butuc:** Butucul discului condus se montează pe arbore prin caneluri. Calculul îmbinării prevede verificarea la **strivirea flancurilor** (relația 3.28):
$$\sigma_{as} = \frac{\beta \cdot M_M \cdot k}{z \cdot D_d \cdot h \cdot L} \leq \sigma_{as, \text{adm}}$$
, unde $D_{_d}$ este diametrul median al canelurilor, h înălțimea portantă a dinților, L lungimea de îmbinare (lungimea butucului), z numărul de caneluri, iar k coeficientul de neuniformitate a repartiției sarcinii pe dinți (definit mai sus)³² ²⁹. Programul va:
 - Determina parametrii canelurii dintr-un **catalog STAS** în funcție de diametrul ales (de ex., pentru $D_{int} = 24$ mm, se știe profilul canelurii standard: probabil $z=10$ caneluri triunghiulare modulare, $D_{_d} \sim 26$ mm etc., conform STAS 7346-85).
 - Calcula σ_{as} (MPa) și compara cu rezistența la strivire a materialului butucului (de obicei oțel aliat cementat, $R_{_c} \sim 700$ MPa, deci admisibil la strivire în zona călită $\sim 200-250$ MPa).
 - Dacă σ_{as} depășește admisibilul, se va semnala necesitatea mării lungimii butucului L (dacă posibil în spațiul discului) sau adoptarea unei caneluri evolvente (care are factor k mai favorabil). Programul poate face o **optimizare simplă**: crește L până la valoarea la care tensiunea intră în interval sigur.

De regulă, rezultatele vor arăta σ_{as} în jur de 50-100 MPa, deci adesea OK. Aplicația va afișa de exemplu: "Îmbinare canelată: $\sigma_{striv} = 60$ MPa < 200 MPa admis (OK)".

Pentru forfecarea dinților butucului, relația e similară, însă de obicei flancurile sunt dimensionante. Se poate calcula și **tensiunea de forfecare medie** τ pe secțiunea dinților ($T = M/(z \cdot r_{med}) \rightarrow$ forță pe dinte, suprafață forfecare = $z \cdot h \cdot L$, etc.), dar dacă strivirea e OK, de regulă și forfecarea e sub limită (materialul același, iar geometria face ca τ să fie $\sim 0,5 \cdot \sigma_{striv}$ în cazul canelurilor triunghiulare). Putem totuși afișa și τ ca o confirmare.

- **Arcurile elementului elastic suplimentar (amortizorul de torsiune):** Dacă discul condus are amortizor torsional, se dimensionează arcurile acestuia astfel încât să atenueze șocurile și să protejeze transmisia. Metodologia:
 - Se consideră momentul limită transmis de arcurile amortizorului egal cu momentul la care roțile încep să patineze (pierdere de aderență). Acesta este M_{lim} dat de relația (3.29) ³³ : $M_{lim} = G_{ad} \cdot \phi \cdot r_d / (i_{cv1} \cdot i_0)$, unde G_{ad} este greutatea aderentă pe roțile motoare, ϕ coeficientul de aderență (ex. 0,8), r_d raza dinamică a roții, i_{cv1} raportul în prima treaptă, i_0 raportul punții. Programul calculează numeric acest moment (Nm).
 - Se distribuie acest moment la z arcuri paralele din amortizor (de obicei 4 sau 6 arcuri dispuse circular). Forța maximă în fiecare arc devine: $F_c = \frac{M_{lim}}{z \cdot R_{med, arc}}$, unde $R_{med, arc}$ este raza medie la care acționează arcurile în butuc (relația 3.30) ³⁴ .
 - Se alege un unghi total de torsiune permis de amortizor, de obicei $\theta = 7 \dots 10^\circ$ ³⁵ . Din acesta rezultă **deplasarea (săgeata) maximă** a arcurilor în carcasă: $f_{max, arc} = R_{med, arc} \cdot \sin \theta$, conform relației (3.31) ³⁶ . Programul calculează f_{max} (mm).
 - Cunoscând F_c și f_{max} , se trece la dimensionarea arcului: acestea devin cerințe de **rigiditate și cursă** pentru arcul helicoidal. Programul va aplica metoda din tabelul 3.5 menționat, adică:
 - Se alege un **indice al arcului** $\beta = \frac{D_{arc}}{d}$ (diametrul mediu al spirei raportat la diametrul sârmei) între 4 și 5 ³⁷ – valoare care asigură un compromis între solicitare și stabilitate la flambaj.
 - Se alege un diametru al sârmei d între 2,5 și 4 mm ³⁷ pentru arcurile amortizor (valorile uzuale pentru arcurile din discurile de ambreiaj).
 - Numărul total de spire $n_{sub} < 6$ spire (de regulă 3-4 spire active) ³⁷ pentru a obține un arc scurt.
 - Se calculează rigiditatea arcului $k_{arc} = \frac{F_c}{f_{max, arc}}$ (N/mm) și se compară cu rigiditatea obținută din formula arcului helicoidal (cu modulul lui Young al oțelului, diametrele alese, etc.). Aplicația poate itera automat diametrul sârmei sau numărul de spire până când rigiditatea teoretică corespunde cu cea necesară (sau o depășește ușor, pentru a nu lovi capetele arcului la momentul limită).
 - Se verifică **eforturile în arc**: efortul de torsiune în sârmă ($\tau = \frac{8 F_c D_{arc}}{\pi d^3}$) comparat cu rezistența la forfecare a materialului (oțel arc STAS... probabil arc de oțel aliat – admitem ~ 400 MPa sigur). Dacă e peste, se alege un diametru d mai mare sau material mai bun.

În final, aplicația afișează parametrii arcelor: "Arcuri amortizor: $d = X$ mm, $D_{arc} = Y$ mm, $n_{spire} = N$, rigiditate = k N/mm, săgeată max = f_{max} mm". De asemenea, poate afișa momentul limită de amortizare M_{lim} și faptul că amortizorul va ceda la acel moment protejând transmisia.

5. Calculul și construcția mecanismului de acționare (decuplare)

În această etapă se studiază sistemul de acționare a ambreiajului (pedală, transmisie mecanică sau hidraulică, manșon de decuplare) pentru a asigura că forța la pedală este rezonabilă și cursa asigură decuplarea completă.

Vom împărți în două sub-etape: **dimensionare cinematică** (raport de transmitere și curse) și **calcul de forțe/eforturi** (verificarea elementelor mecanismului la rezistență).

- **Dimensionarea cinematică:** presupune calculul **raportului de transmitere al mecanismului de acționare**, definit ca raportul dintre forța la manșon (butucul de decuplare) și forța la pedală, precum și invers proporțional cu raportul curselor pedală/manșon. Literatura indică valori uzuale ale acestui raport între **15 și 20** la ambreiajele existente ³⁸. Un raport mare ușurează acționarea (forța la pedală scade), dar crește cursa pedalei, care are totuși limite ergonomice de ~120–150 mm ³⁸.

Programul va solicita informații despre tipul de acționare: - *Mecanic (cu cablu)*: se va cere brațul pedalei (distanța de la axul pedalei la punctul de aplicare a forței) și brațul furcii de debreiere (distanța de la axul de rotație al furcii la punctul de contact cu rulmentul de decuplare). Raportul de transmitere mecanic = (braț pedală / braț furcă). De exemplu, braț pedală 5:1 și furcă 3:1 dau ~15:1 total. - *Hidraulic*: se va cere diametrul pistonului pompei (pedalei) și al cilindrului receptor (la ambreiaj). Raportul hidraulic = $(D_{\text{pompa}} / D_{\text{receptor}})^2$. Plus brațul pedalei dacă pedala acționează pompa cu un anumit raport. Programul va calcula automat raportul total combinat.

Cunoscând forța la manșon Q necesară (calculată în secțiunea următoare, de la arc), se poate deduce **forța la pedală F_p** : $F_p = \frac{Q}{\text{raport transmisie}}$. De exemplu, dacă $Q=300$ N și raport=15, $F_p=20$ N (~2 kgf) – foarte ușor; dacă raport=5, $F_p=60$ N (~6 kgf). Programul va permite ajustarea raportului (de ex. schimbând brațul pedalei) pentru a obține o forță confortabilă. **Recomandare:** lucru mecanic pedală = $F_p \cdot \text{cursă pedala}$, să fie sub 15–20 N·m ³⁹. Dacă utilizatorul introduce o cursă a pedalei (să zicem 120 mm), programul va calcula lucrul = $F_p \cdot 0.12$ m și va avertiza dacă >20 J. Dacă forța la pedală depășește ~100–150 N (sau lucrul >20 J), se va afișa un mesaj: "Forța la pedală mare, se recomandă servomecanism de acționare" ⁶.

De asemenea, aplicația va calcula **cursa manșonului de decuplare S_m necesară**. Pentru decuplare completă, manșonul trebuie să deplaseze discul de presiune cu o anumită distanță Δh (diferența între poziția cuplată și decuplată). Δh este practic grosimea garniturilor de frecare uzate plus un mic joc. Din datele de intrare, putem stabili $\Delta h = 1,5$ mm (dacă uzura maximă permisă e ~0,5–0,75 mm garnitură pe fiecare parte, iar jocurile la rece ~0,3 mm). Manșonul trebuie să deplaseze discul de presiune cu Δh , deci și arcul diafragmă va fi acționat axial cu această valoare la decuplare.

Însă **cursa totală S_m a manșonului** include și o **cursă liberă S** (distanța până începe efectiv să acționeze arcele, poate câțiva mm). Literatura menționează $S_m = S + \text{cursă activă}$ (care produce Δh) ⁴⁰. Programul poate lua $S=1-2$ mm. Deci $S_m \sim \Delta h + S$ (ex: $\sim 2 + 1,5 = 3,5$ mm).

Cunoscând S_m și raportul de transmitere (și eventuala conversie volumetrică la acționare hidraulică), programul calculează **cursa pedalei necesară**: $S_{\text{pedală}} = \text{raport transmisie} \cdot S_m$, și verifică să fie sub 120–150 mm ⁴¹. Dacă e mai mare, user-ul va trebui să crească raportul (dar atenție că asta scade forța la pedală totodată).

- **Calculul forțelor și verificarea organelor mecanismului:**
- **Forța la manșon (rulment de decuplare)** = Q (determinată în secțiunea arcului diafragmă). Programul o va afișa, de obicei în jur de 300 N pentru ambreiajele cu arc diafragmă (mult mai mică decât la arcuri elicoidale).
- **Forța la pedală F_p** (cum am calculat mai sus). Programul va evidenția această valoare ca principal rezultat ergonomic.

• **Eforturi în componente:** pe baza F_p și a geometriei:

- **Pedala:** solicitată la **încovoiere**. Programul poate modela pedala ca o consolă de lungime L_{ped} , forță F_p aplicată la mijlocul tijei pedalei. Moment maxim $= F_p * L_{ped}$. Tensiune la încovoiere $\sigma = \frac{M}{W}$ cu modul de rezistență al secțiunii pedalei (dacă se cunoaște, altfel se poate verifica empiric cu rezistența materialului – o pedală din oțel sudat sau aluminiu forjat ar trebui să reziste la 300–400 N fără deformare) ⁴². În lipsa detaliilor secțiunii, se va considera un factor de siguranță generos. Literatura indică să dimensionăm la o forță maximă ~300–400 N la pedală (caz extrem) ⁴², deci pedala trebuie să reziste la acest caz. Programul va menționa dacă F_p calculată depășește aceste valori (dacă nu, pedală implicit OK).
- **Cablul:** solicitat la **întindere**. Se alege un cablu standard (ex. diametru 3 mm oțel). Rezistența cablului se verifică comparând forța Q transmisă (sau F_p amplificată de pedală, de fapt e aceeași prin cablu) cu sarcina de rupere a cablului (ex. un cablu 3 mm de oțel rezistă ~kN, deci mult peste). Se verifică zonele filetate sau de capăt – programul poate nota "Cablul OK (forță X N << capacitate Y N)".
- **Furca de debreiere:** solicitată la **încovoiere**. Este o pârghie fixată pe axul său; forța aplicată = Q la capăt (la manșon). Momentul încovoiător maxim în secțiunea de bază = $Q * \text{braț furcă}$. Se compară cu rezistența secțiunii (dacă secțiunea este cunoscută, altfel se presupune că furca, de obicei fontă sau oțel, a fost proiectată pentru ~400 N). Programul va afișa "Moment furcă = X N·m, furcă verificată pentru 400 N max, OK". ⁴³.
- **Alte componente:** dacă e hidraulic, se verifică **pistonul pompei** (forța $F_{piston} = F_{manșon} * (A_{slave}/A_{master})$ – trebuie să fie sub forța pe care știftul pedalei o poate aplica, de obicei OK) și **cilindrul receptor** (distanța S_m corelată cu volumul pompei – formula 3.32 probabil se referă la asta ⁴⁴, programul asigură $A_{pompei} * S_{ped} = A_{cilindru} * S_m$). Dacă datele sunt introduse corect, acest lucru va fi implicit satisfăcut; programul poate oricum verifica și arăta că la o apăsare completă, cilindrul receptor deplasează suficient lichid pentru S_m .

La încheierea etapei, se vor prezenta: - Raportul de transmitere total al mecanismului și componentele sale (ex: braț pedală 4:1, pompă 2:1, total ~8:1), - Cursa pedalei (mm) și cursa manșonului (mm), - Forța la pedală (N) calculată și interpretarea (ușoară/medie/greoaie), - Verificări scurte: "Pedală OK la efort (dimensiuni standard, <300N), Cablul OK (diametru d , factor de siguranță ~10), Furcă OK" – sau evidențiere în roșu dacă nu.

6. Calculul complet al arcului diafragmă

Aceasta este partea cea mai complexă, care include determinarea caracteristicii elastice a arcului diafragmă, eforturile în arc și verificarea pentru condițiile nou și uzat. Vom implementa relațiile (3.19) – (3.31) exact cum apar în documentație.

Procedura de calcul va fi împărțită logic în pași:

- **Geometria arcului:** se definesc dimensiunile constructive ale arcului diafragmă:
 - $d_{₁}$ = diametrul cercului pe care se reazemă arcul la periferie (în carcasă),
 - $d_{₂}$ = diametrul cercului pe care arcul apasă pe discul de presiune,
 - $d_{₃}$ = diametrul cercului al pârgghiilor (brațelor) la interior, unde acționează manșonul de decuplare,
 - S = grosimea (înălțimea conului) arcului disc în stare liberă,
 - H = lățimea radială a pârghiei (braț elastic de la d_2 la d_3),
 - h = grosimea (gabaritul axial) a arcului disc la montaj (săgeata de pretensionare).

- z = numărul de brațe (fante radiale) ale arcului diafragmă – de obicei egal cu numărul de șuruburi de prindere a carcasei, ex. $z=18$ sau 20 brațe.

Valorile acestea sunt interdependente și se aleg inițial din cataloagele producătorilor în funcție de diametrul ambreiajului. De exemplu, pentru un ambreiaj de ~240 mm diametru total, putem avea aproximativ $d_1 = 230$ mm, $d_2 = 160$ mm, $d_3 = 60$ mm, $z = 18$ brațe, grosime arc 2 mm. Programul poate încărca din șablon astfel de valori. Aceste dimensiuni stau la baza calculului caracteristicii.

- **Forța de apăsare F necesară:** aceasta a fost calculată la etapa 2 (ex: ~ 4000 N). Relația (3.19) din PDF leagă această forță de parametrii ambreiajului. În cazul arcului diafragmă, forța F (în stare cuplat) trebuie să corespundă valorii cerute de transmisia momentului ⁴⁵ ⁴⁶. Pentru control, formula (3.18) probabil oferea F pentru arcuri elicoidale, dar pentru arc diafragmă trebuie același F generat de arc în stare cuplată. Programul va considera F determinat deja ca target.

- **Forța de decuplare Q :** este forța pe care trebuie s-o exercite manșonul (rulmentul de debreiere) pentru a învinge forța arcului și a decupla ambreiajul. Se folosește condiția de **echilibru al momentelor** pe pârghiile arcului (fig.3.34). Relația (3.23) exprimă legătura între F și Q ⁴⁷: $Q \cdot (d_2 - d_3) = F \cdot (d_2 - d_1)$, de unde: $Q = F \cdot \frac{d_2 - d_1}{d_2 - d_3}$ ⁴⁸. Programul va calcula Q pe baza lui F și a diametrelor definite. Tipic, $d_2 - d_1$ fiind mult mai mic decât $d_2 - d_3$ (deoarece d_1 e aproape de d_2), Q rezultă considerabil mai mic decât F . De exemplu, dacă $d_1=230$, $d_2=160$, $d_3=60$ mm: $d_2-d_1 = -70$ mm (negativ pentru sens, dar considerăm valoarea absolută 70), $d_2-d_3=100$ mm, deci $Q \sim 0,7 F$. Vom ține cont de orientarea forțelor (în formula exactă semnele indică sens, dar programul va folosi magnitudini). În exemplu numeric, $F=4000$ N $\rightarrow Q \sim 2800$ N la decuplare. (Arcul diafragmă are avantajul că *forța necesară decuplării nu crește exagerat* față de forța de apăsare, ba chiar scade pe anumite porțiuni, ceea ce îl face ușor de acționat ⁴⁹ ⁵⁰).

- **Diagrama forțelor în arc:** programul va determina forțele interne rezultate în arc disc (partea conică) și în brațe. Conform modelului din fig.3.33 și 3.34:

- Forța de ambreiere F (apăsare) produce în arc disc un moment radial M_1 și o forță tăietoare T_1 (distribuite uniform circular) ⁵¹.
- Forța de debreiere Q (aplicată prin brațe) produce în fiecare braț (pârghie) un moment de încovoiere M_2 și o forță tăietoare T_2 ⁵¹.
- Programul va calcula valorile maxime ale acestora:

- M_1 apare maxim la prinderile arcului pe carcasa (d_1) sau la inelul de reazem (d_2). Pentru un arc disc, se poate folosi modelarea ca disc încârlig între două reazeme (momente încovoietoare într-un inel plat sub sarcină uniformă). Formula explicită nu e dată clar în text, dar tensiunile din arc disc se calculează direct (vezi pasul următor). Putem însă extrage diagrama calitativ: M_1 are semn schimbat între margini, T_1 constant între reazeme (similar unei plăci).
- M_2 în brațe atinge maxim la baza brațelor (la îmbinarea cu arc disc, adică la d_2). Aici se poate aproxima $M_{2,max} \approx Q_1 \cdot \frac{d_3-d_2}{2}$ dacă considerăm brațul încastrat la bază și forța Q_1 la capăt (unde $Q_1 = Q/z$ forța pe un braț). Dar pentru rigurozitate, vom folosi relațiile de deformație.

- **Eforturi unificate și tensiuni în arc:** cea mai importantă este tensiunea tangentială σ_t din arc disc, deoarece acesta e cel mai solicitat (conform textului, σ_r și τ se neglijează față de σ_t) ⁵². Relația (3.20) oferă $\sigma_{t,max}$: $\sigma_{t,max} = \frac{4}{\pi S} \left(\frac{k_1}{k_2} \cdot \frac{f}{h} + k_3 \cdot \mu \right) E \frac{f}{d_2}$, S

(forma exactă a relației este redată complex în PDF, cu coeficienți k_1, k_2, k_3 care depind de raportul d_1, d_2, d_3) ⁵³ ⁵⁴ . Programul va implementa această formulă inserând valorile:

- E modulul de elasticitate ($\sim 210000 \text{ N/mm}^2$ pentru oțel),
- μ coef. Poisson ($\sim 0,3$),
- f – deformația arcului disc la diametrul d_2 (practic săgeata arcului la mijloc, care coincide cu deplasarea axială a discului de presiune Δh în stare cuplată? f ar putea fi săgeata inițială de pretensionare).
- h – cursa activă a arcului (diferența de săgeată între starea cuplat și decuplat, notată h în PDF ca cursă activă) ⁵⁵ .
- k_1, k_2, k_3 – coeficienți geometrici calculați în funcție de rapoarte $d_1/d_2, d_3/d_2$ (formulele lor implică logaritmi în PDF ⁵⁶ ⁵⁷ – programul îi va calcula numeric).

Programul calculează $\sigma_{t,max}$ (în N/mm^2) și o compară cu rezistența materialului arcului. De obicei, arcul diafragmă este din oțel 50CrV4 călit, cu $R_m \sim 1300 \text{ MPa}$, deci la 2 mm grosime admitem $\sim 650 \text{ MPa}$ tensiune cu factor de siguranță 2. Se va verifica $\sigma_{t,max} < \sigma_{adm}$ (de ex., dacă $\sigma_{t,max} = 500 \text{ MPa}$ și admis 650 , e OK).

- **Deformațiile arcului (caracteristica elastică):** Pentru a obține relația forță F – săgeată f , se procedează astfel (conform metodologiei cu suprapunerea efectelor ⁵⁸ ⁵⁹):
- **Deformația arcului disc** (brațe rigide): considerând brațele (pârghiile) ca fiind rigide, arcul disc se deformează sub sarcina uniform distribuită pe două cercuri (d_1 și d_2). Relația (3.21) exprimă forța în funcție de săgeată în această ipoteză: $F = \frac{4 E S}{(d_2^2 - d_1^2)} \left(\frac{f}{h^2} \right) (1 - \mu^2) \dots$ (forma completă este dată în PDF ⁶⁰ ⁶¹). Aceasta reprezintă **caracteristica elastică a arcului disc** în timpul cuplării (când brațele nu se deformează încă) ⁶² .
- **Deformația brațelor (pârghiilor):** în a doua etapă, brațele cedează elastic (se îndoaie) contribuind cu un plus de deplasare q_2 . Schema de calcul e în fig.3.36 – modelăm fiecare braț ca o grindă încastrată la d_2 , cu forța Q_1 aplicată la d_3 . Deplasarea suplimentară la capătul brațului este: $q_2 = \frac{\psi \cdot Q_1 \cdot (d_3 - d_2)^3}{24 E I z}$, conform relației (3.22) ⁶³ ⁶⁴ . Aici:
 - $Q_1 = Q/z$ forța pe un braț,
 - $I = \frac{b s^3}{12}$ momentul de inerție al secțiunii brațului (b = lățimea bazei mari a brațului, s = grosimea brațului, practic grosimea arcului) ⁶⁵ ,
 - ψ coeficient de formă al brațului (depinde de variația lățimii spre vârf, dat în tabelul 3.3 ⁶⁵ ; programul va lua ψ corespunzător raportului b/b_1 specific brațului).
 - z numărul de brațe. Programul calculează q_2 în milimetri.

- **Deplasarea totală la manșon:** $q = q_1 + q_2$, unde q_1 provine din deformarea arcului disc. În modelul folosit, s-a demonstrat că $q_1 = \frac{d_2 - d_3}{d_2 - d_1} \cdot f$, adică deplasarea manșonului datorată aplatizării arcului disc este proporțională cu săgeata f și raportul pârghiei ⁶⁶ . Programul determină astfel q_1 cunoscând f (săgeata arcului disc la d_2).

Având q_1 și q_2 , se obține q total – cursa manșonului pentru o anumită săgeată f a arcului. Invers, pentru o cursă cerută q (de ex. $q = S_m$ calculat la mecanism), se poate determina necesarul de săgeată f .

- **Caracteristica elastică F-q:** folosind relațiile de mai sus, programul va genera puncte ale caracteristicii arcului diafragmă:

- Se iau diferite valori ale săgeții f (de la starea liberă până spre plan – ex. de la f_{\min} la f_{\max}). f_{\max} arcul disc liber e ceva dat constructiv (ex. ~8 mm).
- Pentru fiecare f , se calculează forța corespunzătoare F cu formula (3.21) (ajustată dacă e cazul să includem și efectul brațelor rigide).
- Apoi se calculează Q din ecuația de echilibru (3.23) pentru acel F .
- Se calculează q_1 și q_2 și $q = q_1 + q_2$ cum am arătat.
- Se obține astfel un set de (f , F , q , Q). Aceste valori se vor pune în **tabelul caracteristicii**. De obicei, se examinează:
- $f = f_{\max}$ (nou, neuzat, săgeata inițială) -> F_{\max} (forța de arc pretensionat), Q_{\min} (forța la decuplare minimă, arc complet pretensionat).
- $f = f_{\lim}$ (limită – poate starea liberă sau la cursa maximă) -> F_{\lim} , Q_{\lim} .
- $f = f_{\min}$ (uzat la maxim, săgeată scăzută) -> F_{\min} , Q_{\max} (forța la decuplare poate crește puțin sau scădea, vom vedea).

Programul va determina f_{\min} prin considerarea uzurii garniturilor: când garniturile se uzează cu δ (de exemplu $\delta = 0,5$ mm fiecare față, deci total 1 mm mai subțire disc), arcul se destinde puțin – săgeata scade. Practic $f_{\min} = f_{\max} - \delta$ (dacă geometria arcului prelungește cursa direct în reducerea săgeții). O estimare mai corectă ar fi să rezulte Q_{\min} (forța elastică în arc uzat) astfel încât $\beta_u = 1$ (adică F_{\min} transmite exact M_{motor}). Programul poate itera f până când F scade la $F_{\min} = F/\beta$ (dacă β inițial > 1). Totuși, deoarece arcul diafragmă e proiectat să mențină forța relativ constantă (avantajul lui), s-ar putea ca $F_{\min} \approx F_{\max}$. Vom vedea în rezultate. Oricum, se va verifica **coeficientul de siguranță în stare uzată**: $\beta_{\text{uzat}} = \frac{F_{\min}}{R_{\text{med}}} \frac{M_{\text{motor}}}{M_{\text{motor}}}$ și trebuie $\beta_u \geq 1$ ⁶⁷. Programul va raporta această valoare (ideal ~1.0-1.1).

• Validarea arcului:

- **Eforturi:** se verifică $\sigma_{t,\max}$ calculat (relația 3.20) vs rezistența materialului. De asemenea, brațele: momentul M_2 din brațe produce o tensiune de încovoiere $\sigma_{\text{braț}} = \frac{M_2 c}{I}$ (c = fibra extremă, I cum am calculat) – dar cum am considerat deja în deflecții, putem presupune că dacă deflecția e ok și materialul același, e în regulă. Totuși, programul poate să raporteze și tensiunea maximă în brațe, comparativ cu limită.
- **Forța de decuplare:** trebuie verificat că nu depășește un anumit prag ergonomic. De exemplu, dacă rezultă $Q = 300$ N, este o valoare bună (va fi transformată de mecanism în ~30 N la pedală la raport 10:1). Dacă ar fi fost 600 N, ar fi destul de mare și atunci mecanismul ar trebui să aibă raport mai mare sau arcul reproiectat. Avantajul arcurilor diafragmă este că *forța la decuplare scade pe măsură ce garniturile se uzează*, menținând ambreiajul ușor de acționat ⁴⁹ ⁵⁰. Programul poate ilustra asta: Q_{\min} (uzat) vs Q_{\max} (nou).
- **Siguranță la uzură:** cum am menționat, se calculează β_{uzat} . Se va afișa un mesaj tip "Coeficient siguranță uzat = 1.1 (OK)" sau dacă ar ieși sub 1, " $\beta_{\text{uzat}} = 0.95$ (NESATISFĂTOR - ambreiajul poate patina la uzura maximă; creșteți β inițial sau alegeți arc diferit)".

La finalul acestei etape, programul va genera: - **Tabelul caracteristicii arcului diafragmă:** cu coloane exemplificative: Săgeata f (mm), Forța de apăsare F (N), Forța la decuplare Q (N), Deplasare manșon q_1 (mm), Deplasare brațe q_2 (mm), Deplasare totală manșon q (mm). Se vor umple rânduri pentru starea nou (f_{\max}), eventual stări intermediare, și stare uzată (f_{\min}).

- **Diagrama $F = f(f)$:** un grafic Force vs Deflection pentru arc (ideal nelinear, cu un maxim).

- **Diagrama $Q = f(q)$:** forța de decuplare vs cursa manșonului. Aceasta arată cum crește forța pe măsura apăsării pedalei (de obicei crește apoi poate scăde ușor după depășirea punctului maxim al arcului).
- **Diagrama Uzură vs Forță de decuplare:** aceasta poate fi un grafic simplu care arată două puncte – la uzură 0 (nou) $Q=Q_{\max}$ și la uzură maximă $Q=Q_{\min}$ – sau o linie dacă considerăm variație liniară. Dar pentru arcul diafragmă, forța la decuplare scade ușor cu uzura, deci se poate trasa o săgeată indicând scăderea. Pentru context, am putea adăuga și o comparație cu arc elicoidal, unde forța ar crește cu uzura (dar asta e extra). În orice caz, graficul evidențiază că la uzură completă forța la pedală nu devine excesivă, fiind un avantaj al arc. Programul va afișa: pe axa X uzura garniturilor (0 până la δ_{\max} mm), pe Y valoarea Q necesară.
- **Tabel forțe și momente fig.3.34/3.35:** programul va sintetiza valorile $M1$, $T1$, $M2$, $T2$ calculate (cel puțin valorile maxime). De exemplu:
 - $M1_{\max} = X \text{ N}\cdot\text{mm}$, $T1 = Y \text{ N}$ (în arc disc),
 - $M2_{\max} = U \text{ N}\cdot\text{mm}$, $T2 = Q1 \text{ (N)}$ (în brațe). Acestea pot fi afișate într-un mic tabel sau listă bullet, pentru referință. Fig.3.35 se referă la stări de tensiune – acolo probabil rezultatul principal e $\sigma_{t,\max}$ calculat și poate τ și σ_r (neglijabile). Vom prezenta $\sigma_{t,\max}$, $\sigma_{t, adm}$ și marginea de siguranță.

Validare și verificări finale

După parcurgerea tuturor calculelor, aplicația va sumariza **verificările cheie** care confirmă că ambreiajul proiectat este satisfăcător: - **Verificarea materialelor alese:** se vor lista materialele pentru: - garnituri de fricțiune (ex. Ferodo organice) cu tensiunea specifică de strivire admisă și valoarea calculată p_{max} ¹, - discul de presiune și carcasa (oțel sau fontă) cu tensiunile de strivire/forfecare de la prinderi comparate cu valori admise (din STAS sau rezistența materialului), - arbore și butuc (material oțel aliat, tensiuni de forfecare și strivire verificate la caneluri), - arcul diafragmă (oțel 50CrV4, rezistență la oboseală/torsiune ridicată) – verificare $\sigma_{t,\max}$. Se va evidenția dacă $\sigma_{t,\max}$ este sub limita de oboseală (ex.: $\sigma_{t,\max}=500 \text{ MPa} < 600 \text{ MPa}$ admis, OK\$). - **Încălzirea Δt :** reamintim Δt calculată și confirmăm că e în 8–15°C (dacă nu, sugerăm mărirea masei discului de presiune sau alt material garnitură). - **Coeficient siguranță uzat β_u :** se afișează β_u și se confirmă ≥ 1 (ex.: $\beta_u = 1,05$, deci *transmitere moment asigurată și la uzură maximă* ⁶⁷). - **Ergonomie:** Forța la pedală finală și lucru pedalei se compară cu limitele (ex.: "Forță pedală = 120 N, lucru = 12 N·m < 20 N·m, în limite acceptabile" ³⁹). Dacă e mecanism hidraulic, se poate menționa avantajul auto-reglării jocului.

Orice depășiri sau valori problematice vor fi afișate clar, eventual cu sugestii. Cum aplicația este destinată și învățării, se pot adăuga **mesaje explicative** în rapoartele afișate, de exemplu: "*Presiunea specifică depășește limita, disc ambreiaj supraîncărcat – măriți diametrul exterior.*", " *β uzat sub 1: ambreiajul ar putea să patineze când este uzat complet, creșteți coeficientul de siguranță inițial.*" etc.

Grafică și tabele de rezultate

Conform cerințelor, aplicația va genera atât tabele cât și diagrame pentru a ilustra comportarea ambreiajului:

- **Tabelul caracteristicii arcului diafragmă:** Va conține rânduri pentru diferite valori ale săgeții f (inclusiv valorile extreme f_{\max} nou, f_{\min} uzat, și eventual 1-2 puncte intermediare pentru a vedea tendința). Coloanele vor fi:

- f – săgeata arc (mm),
- F – forța de apăsare (N) la acea săgeată,
- Q – forța de decuplare (N) corespunzătoare,
- q_1 – deplasarea datorată deformării arcului disc (mm),
- q_2 – deplasarea din deformarea brațelor (mm),
- q_{total} – deplasarea totală a manșonului (mm).

Tabelul va arăta, de exemplu, că la $f = 8$ mm: $F = 4000$ N, $Q = 2800$ N, $q_1 = 1,2$ mm, $q_2 = 0,3$ mm, $q_{total} = 1,5$ mm. La $f = 6$ mm (uzat): $F = 3800$ N, $Q = 3000$ N, $q_{total} = 1,3$ mm etc. Astfel se poate observa cum variază F și Q cu f .

- **Tabelul forțelor și momentelor interne:** pentru fig.3.34/3.35. Aici putem realiza un tabel sau listă care să indice:
 - $M1_{max}$ în arc disc (N·mm) și locul unde apare (probabil la reazem d_1 sau d_2),
 - T_1 (forță tăietoare, constantă în arc disc, N),
 - $M2_{max}$ în brațe (N·mm, la baza brațelor),
 - T_2 (forță tăietoare în brațe = Q_1 , N).
 - $\sigma_{t_{max}}$ (MPa în arc disc),
 - $\sigma_{bra\tau_{max}}$ (MPa în brațe, dacă se calculează separat).

Aceste informații complementare permit verificări suplimentare (de exemplu, proiectantul ar putea calcula grosimea brațelor dacă $\sigma_{bra\tau}$ e prea mare). Programul le va afișa pentru rigurozitate.

- **Grafic $F = f(f)$:** diagramă 2D (Matplotlib) cu deflecția arcului f pe axa X și forța de apăsare F pe Y. Ne așteptăm la o curbă care urcă la început pe măsură ce arcele se aplatizează, atinge un maxim (la planizare completă a conului poate scade ușor forța). Acest grafic va arăta dacă ambreiajul are o caracteristică progresivă adecvată (ideal un maxim în zona medie, astfel încât scăderea de forță la uzură să nu fie abruptă). Se va titra graficul în română, ex. "Caracteristica elastică a arcului diafragmă: F în funcție de săgeată".
- **Grafic $Q = f(\text{cursa manșon})$:** va avea pe X cursa manșonului (q , mm) și pe Y forța de decuplare Q (N). Acesta ilustrează efortul pe care trebuie să-l facă sistemul de acționare pe măsură ce apasă ambreiajul. Curba pornește de la $Q=0$ la $q=0$ (stare cuplat complet), crește pe măsură ce q crește (pe zona unde arcele mai aplică forță), apoi eventual scade după depășirea punctului maxim (diaphragm spring often exhibits a slight decrease in force after flattening, ceea ce face ca pedala să "pice" puțin după trecerea de punctul mort – fenomen cunoscut la ambreiaje cu arc diafragmă). Graficul va evidenția cursa liberă S (unde Q rămâne zero până se ia jocul) și cursa activă. Se va intitula, de exemplu, "Forța de debreiere Q în funcție de cursa manșonului".
- **Grafic Uzură vs Forță de decuplare:** pe axa X procent uzură (0% – 100% uzura maximă a garniturilor), pe Y valoarea Q necesară. Pentru arc diafragmă probabil curba este aproape plată sau ușor descendentă, în timp ce pentru arc elicoidal ar fi crescătoare. Programul va genera pentru arc diafragmă o linie orizontală sau foarte ușor descendentă, arătând că *forța de decuplare rămâne aproape constantă indiferent de uzură*, îndeplinind condiția ca ambreiajul să nu devină mai greu de acționat când se uzează ⁵⁰ ⁶⁸. Dacă dorim, putem reprezenta și forța de apăsare F vs uzură, care la arc diafragmă rămâne ~constantă ($\beta_u \sim 1$), pe când la arcuri elicoidale ar scădea linear (de aceea acolo β inițial se ia mai mare, ca la uzură să nu scadă sub 1).

Toate graficele vor avea legende, unități și explicații în limba română. Vor fi afișate în aplicație și incluse în PDF-ul de raport.

Structura modulară a aplicației

Pentru claritate și întreținere ușoară, aplicația va fi organizată în module Python separate, fiecare ocupându-se de o anumită responsabilitate:

- `AutoturismTemplate.py` – conține datele prestabilite pentru un autoturism generic (sau mai multe șabloane). De exemplu:

```
autoturism_standard = {
    "motor": "1.4 MPI 55kW",
    "M_max": 120,          # Nm, moment maxim motor
    "G_ad": 4000,          # N, greutate aderentă (≈ masa pe față 400 kg
    *9.81)
    "phi": 0.8,            # coeficient de aderență
    "r_d": 0.28,           # m, raza dinamică roată R14
    "i_cv1": 3.8, "i_0": 4.1, # rapoarte transmisie
    "beta": 1.5,
    "material_garnituri": "organice",
    "mu": 0.3,
    "Re": 0.12, "Ri": 0.06, # m, raze garnitură (120 mm și 60 mm)
    "arc_diafragma": {    # parametri arc predefiniți
        "d1": 0.23, "d2": 0.16, "d3": 0.06,
        "z": 18, "grosime": 0.002
    },
    # ... alte date dacă e cazul
}
```

Acest modul poate conține și funcții utilitare pentru a încărca datele șablon în UI (popularea câmpurilor implicite).

- `CalculAmbreiaj.py` – conține funcțiile de calcul pentru fiecare secțiune:

- `calc_parametri_principali(M_max, beta, G_ad, phi, r_d, i_cv1, i_0, ...)` -> dict – calculează M_a , L , Δt etc. și returnează un dicționar cu valori.
- `calc_suprafata_frecaie(M_a, mu, p0_recomandat, Re_initial, Ri_initial, ...)` -> dict – determină Re , Ri , F , $p0_{eff}$ etc., eventual iterând pentru optimizare.
- `calc_disc_presiune(F, L, Delta_t, Re, Ri, tip_fixare, ...)` -> dict – calculează h_d , verifică prinderi (umăr/canel/etc.), returnează grosime h și rezultatele verificărilor.
- `calc_parte_condusa(M_a, beta, tau_at, diametru_standard, G_ad, phi, r_d, i_cv1, i_0, ...)` -> dict – calculează D arbore, param. caneluri (z , D_d , h , L necesar), tensiuni σ_{as} , dimensionează arcuri amortizor (d , n_{spire} , rigiditate).
- `calc_mecanism_actiune(Q, Sm, tip="mecanic", geom=..., diam_pompa=..., diam_cil=...)` -> dict – determină raport transmisie, forța pedala, cursa pedala, plus eforturi pedala, cablu, furca.
- `calc_arc_diafragma(F, d1, d2, d3, z, grosime, E=210e3, mu=0.3, ...)` -> dict/tuple – calculează Q (prin $(d2-d1)/(d2-d3)*F$), apoi caracteristica arcului: σ_{t_max} (3.20), f_{max} , f_{min} (deduse din geometrie sau uzură), apoi construiește tabelul F , Q , f , $q1$, $q2$, q . Poate crea direct listele de valori pentru grafic. De asemenea, returnează β_u .

Fiecare funcție va fi clar comentată, cu referire la formula folosită (ex: `# calcul Δt conform (3.15)`, `# calcul D conform (3.27)`). Rezultatele importante sunt returnate sub formă de dicționare sau obiecte, pentru a fi ușor prelucrate de UI.

- `Verificari.py` – conține funcții care, date rezultatele calculelor, emit verdict:
- `verifica_materiale(p0, material_garnitura, sigma_t_arc, material_arc, ...)` -> dict – compară p_0 cu max recomandat pentru garnitură, σ_{t_max} cu rezistența arc, etc., și întoarce mesaje.
- `verifica_incalzire(Delta_t)` -> bool – True dacă Δt în $[8,15]^{\circ}\text{C}$.
- `verifica_beta(beta_u)` -> bool – True dacă $\beta_u \geq 1$.
- `verifica_pedala(F_p, lucru)` -> bool – True dacă $\text{lucru} < 20 \text{ N}\cdot\text{m}$; semnalizează dacă $F_p > 150 \text{ N}$.
- Aceste funcții pot fi folosite în UI pentru a decide culoarea textului sau afișarea de warnings.
- `Graficare.py` – modul ce se ocupă de generarea plot-urilor cu Matplotlib:
- `plot_caracteristica_arc(f_vals, F_vals)` -> fig – creează figura pentru $F=f(f)$.
- `plot_forta_cursa(q_vals, Q_vals)` -> fig – grafic Q vs q .
- `plot_uzura(Q_new, Q_worn)` -> fig – un grafic simplu care arată punctele la uzură 0 și 100%. (Sau daca vrem mai multe puncte, putem considera uzură progresivă).
- Aceste funcții returnează obiecte `matplotlib.figure.Figure` sau direct salvează imaginea. Vor fi apelate de UI când utilizatorul cere graficul, sau anticipat dacă dorim să le includem în raportul PDF.
- `RaportPDF.py` (opțional, sau integrat în UI) – dacă folosim o bibliotecă PDF, putem crea aici funcția `genereaza_pdf(date_calcul, nume_fisier)` care să compileze toate informațiile într-un PDF formatat. Va insera paragrafe de text (posibil re-utilizând Markdown sau generând manual cu plat utilizând canvas PDF), va desena tabele (sau le va include ca imagini, de ex putem să desenăm tabele cu matplotlib ca figure de text) și va adăuga graficele generate (salvate temporar ca .png și apoi inserate în PDF).
- `UI.py` – modulul principal care creează interfața grafică. Folosind PyQt5, vom avea o clasă `MainWindow(QMainWindow)` care conține:
 - Elemente UI pentru input (QLineEdit, QComboBox etc., grupate eventual în widgeturi per secțiune).
 - Butoane "Calculează" pentru fiecare secțiune sau unul general care face toți pașii.
 - Zone de afișare rezultate: QLabels sau QTextEdit read-only unde se vor scrie rapoartele pe secțiuni. De exemplu, putem avea un QTextEdit pentru fiecare tab, în care introducem text formatat (HTML) ce conține valorile și concluziile, plus poate imagini mici cu tabelele.
 - Conexiuni (sloturi) la butoane: ex:
`btnCalculParam.clicked.connect(self.calc_parametri)`,
`btnGraficF.clicked.connect(self.arata_grafic_F)` etc.
 - Funcțiile din UI vor apela modulele de calcul. De exemplu, `calc_parametri` va prelua din câmpuri M_{max} , β_u etc., apoi:

```
rez = CalculAmbreiaj.calc_parametri_principali(M_max, beta, G_ad, phi,
r_d, i_cv1, i_0)
```



```

self.rezultate.update(rez) # salvăm în dict intern
# Afișăm pe UI
self.labelMa.setText(f"M_a = {rez['M_a']:.1f} Nm")
self.labelDt.setText(f"Δt = {rez['Delta_t']:.1f} °C ({'OK' if
rez['Delta_t']<=15 else 'Depășit'})")

```

Apoi trece la următoarea secțiune, eventual automat sau la acționarea altui buton.

- **Flux automat vs manual:** Se poate oferi un buton "Calculează tot" care parcurge în ordine toate etapele, populând rezultatele. Sau utilizatorul poate trece prin tab-uri și calcula pas cu pas (utile pentru a vedea influența unei modificări înainte de a trece mai departe).
- La final, butonul "Exportă PDF" va prelua toate rezultatele strânse (poate `self.rezultate` dict care conține tot) și va apela `RaportPDF.genereaza_pdf(self.rezultate, "Raport Ambreiaj.pdf")`.

Toate modulele vor fi bine comentate, explicând fiecare calcul. De exemplu, în `CalculAmbreiaj.py` la funcția de arc diafragmă, vom avea comentarii referitoare la fiecare relație folosită și la semnificația variabilelor, în limba română, pentru a ajuta pe viitor la întreținere și înțelegere.

În concluzie, aplicația va fi **modulară**, ușor de utilizat și va realiza un **calcul complet al ambreiajului auto**, de la parametrii de bază până la detalii de construcție, conform metodelor din literatura de specialitate. Va oferi atât **valori numerice** cât și **grafice și tabele** utile, și va verifica automat condițiile esențiale de validare, ajutând la iterații de proiectare dacă este nevoie. Astfel, utilizatorul (fie el student sau inginer) poate introduce datele și obține un raport comprehensiv al proiectării ambreiajului, cu asigurarea respectării normelor (STAS) și a condițiilor de funcționare sigure și eficiente.

Bibliografie utilizată: Transmisii Mecanice pentru Autoturisme – capitolul Ambreiajul 7 1 8 18 19 3 32 33 38 6 ș.a. (formule 3.13 – 3.31). These connected source citations correspond to the formulas and guidelines implemented in the application.

1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 20 21 22 23 24 25 26 27 28 29
30 31 32 33 34 35 36 37 38 39 40 41 42 43 44 55 67 ambreaj complet.pdf
file:///file-DobMXiuFM1DQirGqAmtBWj
45 46 47 48 49 50 51 52 53 54 56 57 58 59 60 61 62 63 64 65 66 68 ambreaj.pdf
file:///file-V98H7MqdvX33f1oiwYD5xG