

ŠIAULIŲ UNIVERSITETAS
TECHNOLOGIJOS FAKULTETAS
MECHANIKOS INŽINERIJOS KATEDRA

Gediminas Paulauskas

CILINDRINIŲ DETALIŲ SUJUNGIMO JĖGŲ TYRIMAS

MAGISTRO DARBAS

DARBO VADOVAS
doc. dr. A. B. Povilionis

Šiauliai 2005

ŠIAULIŲ UNIVERSITETAS
TECHNOLOGIJOS FAKULTETAS
MECHANINĖS TECHNOLOGIJOS KATEDRA

TVIRTINU:
Katedros vedėjas
lekt. Z. Ramonas

CILINDRINIŲ DETALIŲ SUJUNGIMO JĖGŲ TYRIMAS

MAGISTRO DARBAS

MAGISTRANTAS	G. Paulauskas
DARBO VADOVAS	doc. Dr. A. B. Povilionis
RECENZENTAS	prof. habil. dr. A. Bargelis

Šiauliai 2005

TURINYS

TURINYS.....	1
ĮVADAS.....	4
Temos aktualumas.....	4
Tyrimo tikslai.....	5
Tyrimo metodai.....	5
1. RINKIMO OPERACIJOS.....	6
2. DETALIŲ RINKIMO ETAPAI.....	7
2.1 Privedimas.....	7
2.2 Prisilietimas prie nuožulos.....	8
2.3 Vientaškis sąlytis.....	9
2.4 Dvitaškis sąlytis.....	10
3. SU GARANTUOTU TARPU JUNGIAMŲ CILINDRINIŲ.....	11
DETALIŲ SURINKIMO JĖGOS.....	11
3.1 Surinkimo jėgų nustatymas, kai detalių ašys lygiagrečios.....	11
3.2. Detalių su persikreipusiomis ašimis surinkimo jėgos.....	18
4. DETALIŲ SĄLYČIO ANALIZĖ.....	32
5. UŽSTRIGIMAS IR UŽSIKIRTIMAS.....	41
6. SĖKMINGO RINKIMO UŽBAIGIMO SĄLYGOS.....	48
IŠVADOS.....	50
SUMMARY.....	51
LITERATŪRA.....	52

IVADAS

Temos aktualumas

Automatiškai surenkant negalima pasikliauti, kad surenkamos detalės susijungs vien tik svorio jėgų veikiamos, net ir tuo atveju, kai tarp sujungiamųjų paviršių yra garantuotas tarpelis. Absoliučiai tiksliai orientuoti vieną detalę kitos atžvilgiu neįmanoma. Be to, dėl jų trinties į surinkimo įrenginius kreipiamąsias, dėl kai kurių detalių paviršiaus nelygumų reikia naudoti darbinės galvutes arba įtaisus, leidžiančius detales sujungti priverstiniu būdu.

Kaip nurodo literatūra, kad surenkant detales automatinio būdu dažniausiai naudojamos jėginės darbinės galvutes. Todėl iškyla klausimas, kokio dydžio jėgos reikalingos surenkant detales automatinio būdu ir kokie veiksniai lemia jų dydį. Projektuojant automatizuoto surinkimo įrenginius, vienas iš pagrindinių uždavinių yra surinkimo jėgos dydžio suradimas.

Pagrindiniai faktoriai lemiantys surinkimo jėgos dydį yra šie: detalių tarpusavio orientavimo tikslumas prieš surinkimą, sujungiamų paviršių ir jų briaunų charakteristikos, nuožulų buvimas, šių paviršių apdirbimo kokybė, technologinės sistemos standumas sujungimo įvarža. Žinant visų šių faktorių reikšmes, galima įvertinti jų įtaką surinkimo jėgai ir nustatyti maksimalų jos dydį, kurio gali reikėti detalių sujungimui. Tai leidžia teisingai parinkti darbinius surinkimo įrengimų mechanizmus arba paruošti užduotis jų projektavimui. Automatizuotai renkamos detalės, kai jų jungiamieji paviršiai yra su nuožulomis arba be jų.

Naudojant detalių jungiamųjų paviršių sutapdinimo metodus, viena jungiamųjų dalių gali pasislinkti ir pasisukti kitos detalės atžvilgiu. Prispaudus detales vieną prie kitos tam tikra jėga, paslankiai bazuojama detalė atlieka paieškos judesius plokštumoje, statmenoje sujungiamųjų detalių ašims. Kai detalių jungiamieji paviršiai sutampa, detalės sujungiamos.

Tyrimo tikslai

Darbo tikslas - rasti optimalias sąlygas, prie kurių geriausiai vyksta rinkimo procesas ir nustatyti detalės paslankumo centro leistiną pradinę renkamo komponento ašių nesutapimo paklaidą X_0 , jos ašies polinkio kampą θ , prie kurių reikšmių galima nekliudomai sujungti veleną su įvore, taip pat rasti paslankios detalės tvirtinimo griebtuvo pakabos standumo charakteristikas C_x, C_θ .

Darbe nagrinėjamas veleno sujungimas su įvore, esant skirtingoms pradinėms sąlygoms.

Nagrinėjant sujungimo sąlygas, išskiriamos keturios sujungimo stadijos :

1. Detalių suartinimas (privedimas).
2. Sąlytis su įvorės nuožula.
3. Paviršių sąlytis viename taške.
4. Paviršių sąlytis dviejuose taškuose.

Tyrimo metodai

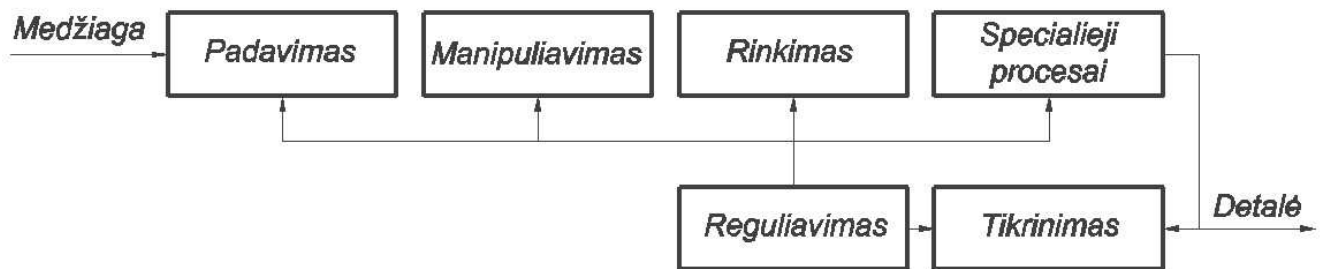
Tyrimai atlikti analitiniais skaičiavimo metodais. Remiantis detalių tarpusavio padėties matematinėmis išraiškomis, Matlab programiniu paketu sudarytos programos detalės paslankumo centro leistinajai pradinei renkamo komponento ašių nesutapimo paklaidai X_0 , jos ašies polinkio kampui θ , prie kurio reikšmių galima nekliudomai sujungti veleną su įvore, taip pat paslankios detalės tvirtinimo griebtuvo pakabos standumo charakteristikoms C_x, C_θ apskaičiuoti.

Visi grafiniai vaizdai sudaryti BENLEY Microstation V8 2004 sistemoje, plačiai naudojamų grafinio vaizdavimo sistemų, leidžianti greitai sukurti brėžinius, pasižyminti nesudėtingu valdymu.

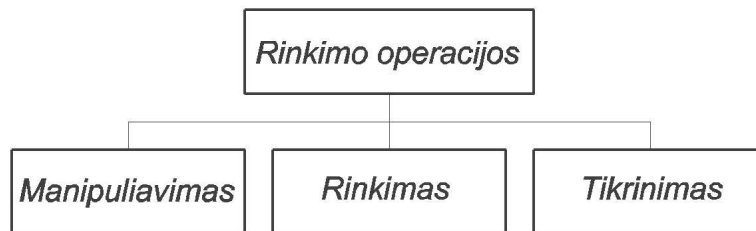
1. RINKIMO OPERACIJOS

Bendruoju atveju automatinis rinkimas skirstomas į etapus: pakrovimas, manipuliavimas, rinkimas, tikrinimas, reguliavimas ir specialieji procesai (1.1 pav.). Šias rinkimo operacijas galima suskirstyti į suboperacijas (1.2 pav.). Tuo būdu pakrovimo operaciją sudaro detalių atskyrimas, rūšiavimas, pozicionavimas ir orientavimas. Manipuliavimo procesas gali būti padalintas į detalių paėmimą, pernešimą, pastatymą ir t.t.

Į rinkimo poziciją sujungiamosios detalės turi būti pakraunamos atskirtos viena nuo kitos ir atitinkamai orientuotos. Nuo renkamųjų detalių medžiagos, formos ir masės priklauso pakrovimo įrenginių konstrukcija ir veikimo principas .



1.1 pav. Baigiamasis gamybos ciklas



1.2 pav. Rinkimo operacijų struktūra

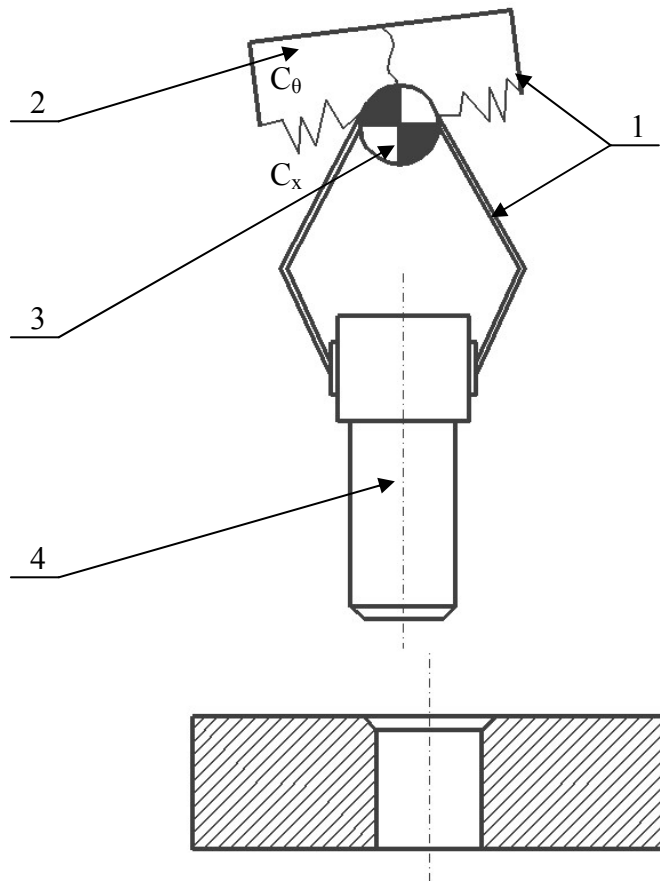
2. DETALIŲ RINKIMO ETAPAI

Dviejų detalių rinkimo procesas skirstomas į 4 stadijas:

1. Privedimas.
2. Prisilietimas prie nuožulos.
3. Vientaškis sąlytis.
4. Dvitaškis sąlytis.

2.1 Privedimas

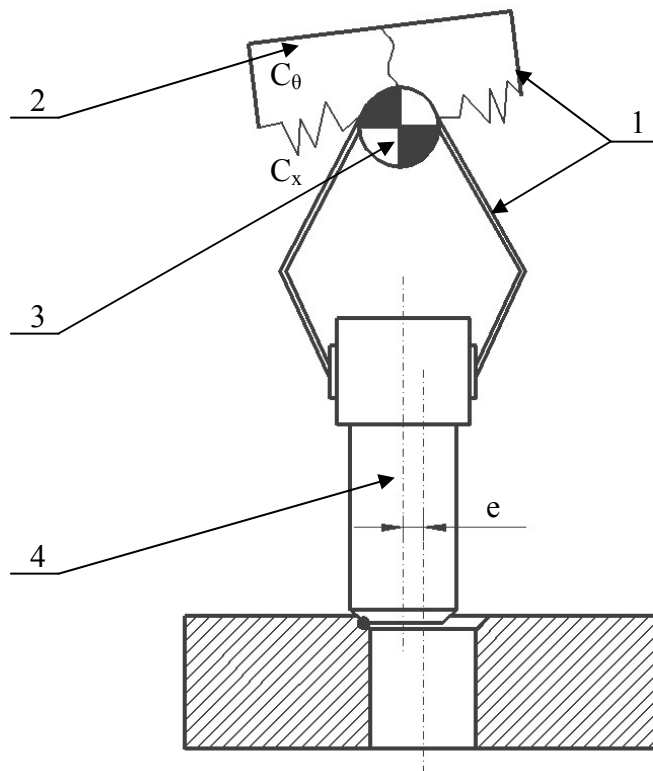
Velenas, kurį reikia sujungti su įvore yra įtvirtintas griebtuve. Įtvirtintas velenas, griebtuvo pagalba, juda įvorės link. Šiame etape velenas privedamas prie įvorės ir jos dar neličia (2.1 pav.).



2.1 pav. Pirmoji rinkimo stadija – privedimas. 1- griebtuvas; 2 – tamprieji elementai; 3- paslankumo centras; 4 – velenas.

2.2 Prisilietimas prie nuožulos

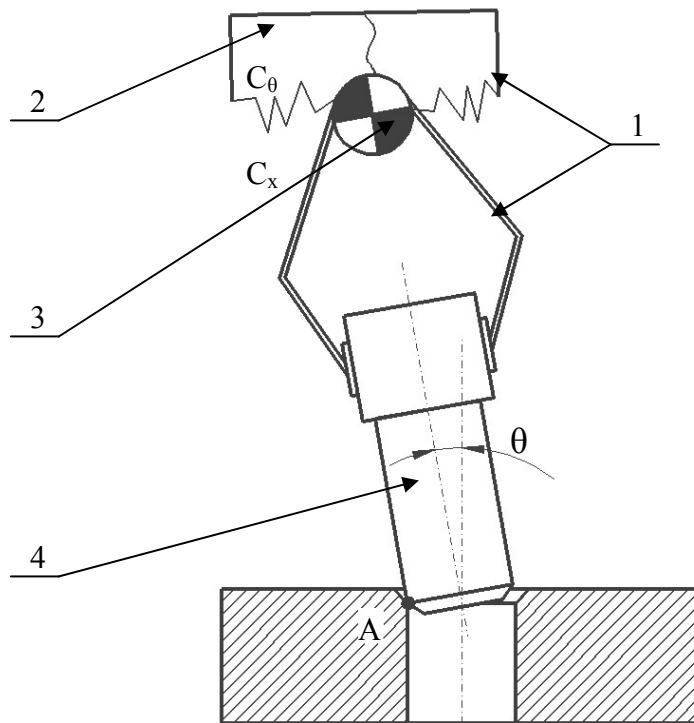
Antroje detalių rinkimo proceso stadijoje, velenui slenkant žemyn, jis prisiliečia prie įvorės nuožulos. (2.2 pav.). Nuožula velenas slysta įvorės centro link. Mažėja linijinis ašių nesutapimas prie įvorės. Jei įvorėje nebutų šių nuožulų, veleną reikėtų žymiai tiksliau privesti ir atsirastų didelė tikimybė sugadinti įvorę. Nuožula gali būti ne tik įvorėje, bet ir ant veleno. Jei yra nuožulos, rinkimo procesas vyksta sparčiau, nes nereikia ypač dideliu tikslumu pozicionuoti detales.



2.2 pav. Antroji rinkimo proceso stadija – prisilietimas prie nuožulos. 1- griebtuvas; 2 – tamprieji elementai; 3 - paslankumo centras; 4 – velenas

2.3 Vientaškis sąlytis

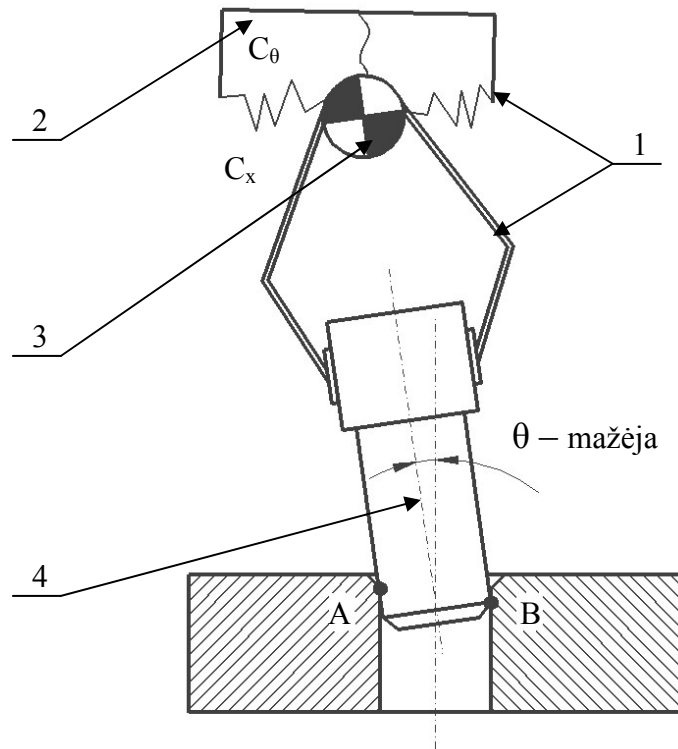
Slysdamas nuo žula, velenas paliečia įvorę taške A. (2.3 pav.). Šioje rinkimo stadijoje velenas su įvore susiliečia viename taške. Reikia pažymėti, kad velenas, įvorės ašies atžvilgiu, pasviręs kampu θ .



2.3 pav. Trečioji rinkimo stadija – vientaškis sąlytis. 1- griebtuvas; 2 – tamprieji elementai; 3- paslankumo centras; 4 – velenas.

2.4 Dvitaškis sąlytis

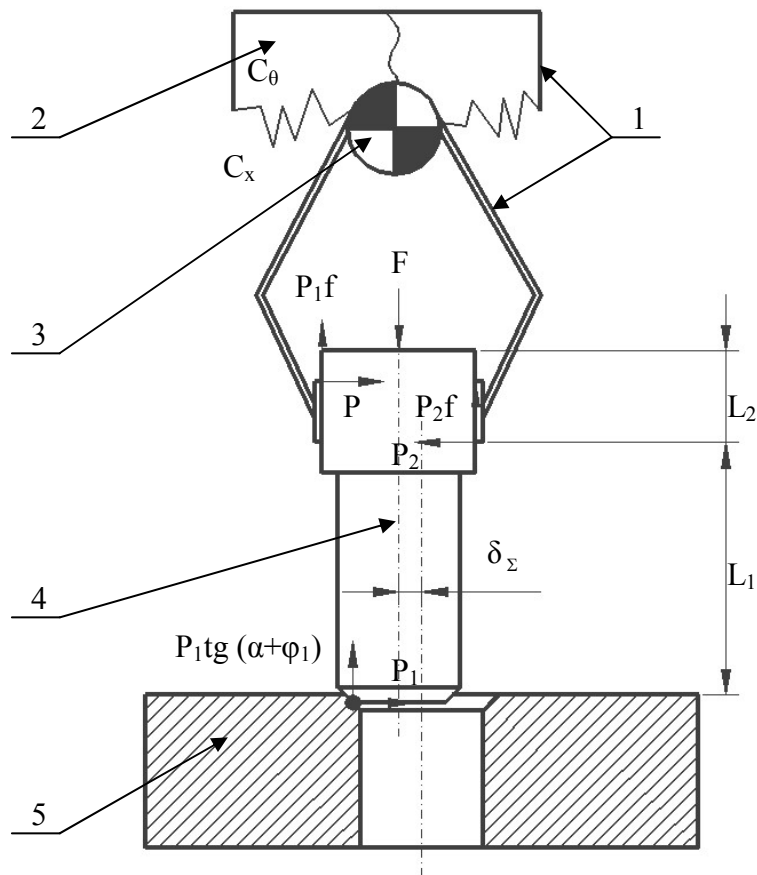
Griebtuve įtvirtintas velenas, slinkdamas gilyn į įvorę, liečiasi taškuose A ir B (2.4 pav.). Įvyksta dvitaškis sąlytis. Įvorės ir veleno ašys sutampa ir kampas θ mažėja.



2.4 pav. Ketvirtoji rinkimo proceso stadija – dvitaškis sąlytis. 1- griebtuvas; 2 – tamprieji elementai; 3 - paslankumo centras; 4 – velenas

3. SU GARANTUOTU TARPU JUNGIAMŲ CILINDRINIŲ DETALIŲ SURINKIMO JĖGOS

3.1 Surinkimo jėgų nustatymas, kai detalių ašys lygiagrečios



3.1 pav. Detalių surinkimo schema (ašys lygiagrečios, yra nuožulos). 1 – griebtuvas; 2 – tamprieji elementai; 3 – paslankumo centras; 4 – velenas; 5 – bazinė detalė.

3.1 pav. Pateikta automatinė pateikta automatinė detalių surinkimo schema, kai detalės turi kreipiamąsias nuožulas ir sujungiamųjų detalių ašys yra lygiagrečios. Surinkimo jėgos dydis pradiniu momentu priklauso nuo 4 – osios detalės trinties, persislenkant surinkimo galvutės kreipiamosiomis nuo nuožulos kampo α dydžio ir technologinės sistemos standumo, kuris priešinasi detalių tarpusavio poslinkiu horizontalioje plokštumoje. Nevertinant trinties jėgų tarp 4 detalės ir surinkimo galvutės kreipiamųjų surinkimo jėga F_1 , kuri veikia nurodytą detalę vertikalia kryptimi, priklauso ir nuo atsirandančios vertikalios jėgos P_1 . Jėgos F_1 reikšmę apskaičiuosime iš formulės, kuri yra analogiška pleištą veikiančiai jėgai.

$$F_1 = P_1 \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1), \quad (3.1)$$

kur α - detalių nuožulos kampas;

φ_1 - trinties kampas tarp surenkamų detalių.

Norint tiksliai apskaičiuoti surinkimo jėgą, būtina įvertinti trinties jėgų dydį, kurias lemia kontaktavimo taškų jėgos P , P_1 ir P_2 . Šiuo atveju priimame, kad detalės sujungimo požiūriu yra blogiausioje padėtyje, t.y. detalės 4 poslinkinėje horizontalioje plokštumoje priešinasi standžiu kreipiamųjų standžiu kreipiamųjų reakcija P_2 , kuri yra žymiai didesnė už priešinga kryptimi veikiančia prispaudimo jėgą P . Detalę 4 veikiančių jėgų pusiausvyros sąlyga:

$$P_2 = P_1 + P. \quad (3.2)$$

Jei φ - trinties kampas tarp 4 detalės ir surinkimo galvutės kreipiamųjų, tai trinties jėga F_2 neleidžia persislinkti 4 detalei vertikalia kryptimi apskaičiuojama taip:

$$F_2 = (P + P_2) \operatorname{tg} \varphi. \quad (3.3)$$

I (3.3) formulę vietoj P_2 įrašius (3.2) išraiška, gaunama:

$$F_2 = (2P + P_1) \operatorname{tg} \varphi. \quad (3.4)$$

Kai surenkamos detalės nėra tiksliai orientuotos ir jų ašys persislinkusios dydžiu δ_z nuo nustatytos padėties, detalių sujungimui reikalinga jėga:

$$F = F_1 + F_2 = P_1 \operatorname{tg}(\sigma + \varphi_1) + (2P + P_1) \operatorname{tg} \varphi. \quad (3.5)$$

Jėgos P_1 dydis priklauso nuo surinkimo detalių įtvirtinimo. Kai 5-oji detalė gali surinkimo įtaise pati orientuotis laisvai persislinkdama tarpelio ribose, jėga P_1 įvardinam kaip detalės trintis į atraminį įtvirtinimo įtaisą. Jėgos P_1 dydis duotu atveju išreiškiamas:

$$P_1 = (F + Q)tg\varphi_2, \quad (3.6)$$

čia: φ_2 - trinties kampas tarp 5 - mos detalės ir atraminio surinkimo įtaiso paviršiaus;

Q - detalės svoris.

Galimas ir toks atvejis, kai persislenka ne 5 – oji detalė surinkimo galvutėje, o surinkimo įtaisas su jame įstatyta detale kreipiančiųjų leistino tarpelio ribose. Tokiu atveju skaičiuojant jėgą pagal formulę (3.6), Q yra detalės ir įtaiso svoris, o φ_2 - trinties kampas tarp įtaiso ir kreipiamųjų.

Į (3.6) formulę vietoj F_1 įstačius (3.1) gaunama:

$$P_1 = Qtg\varphi_2 / (1 - tg(\alpha + \varphi_1)tg\varphi_2). \quad (3.7)$$

Remiantis (3.5) formule apskaičiuotos detalių sujungimo jėgos F grafikai, kai kinta nuožulos kampas α pateikti 3.2, 3.3, 3.4 ir 3.5 paveiksluose. Iš jų matyti, kad jau nuo $\alpha = 30^\circ$ jėgos F dydis greitai didėja. Todėl, esant tradiciniam nuožulos kampui, kai $\alpha = 30^\circ$. Parametrų P , φ , φ_1 ir φ_2 įtaka surinkimo jėgos būtų garantuotai sujungtos, reikia atsižvelgti į šių parametrų reikšmes.

Kai detalės negali persislinkti tarpelio ribose, jėgą P_1 apsisprendžia tampriai besiformuojančios technologinės sistemos standumas. Tuomet dėl deformacijos atsirandanti maksimali jėga P_1 išreiškiama taip:

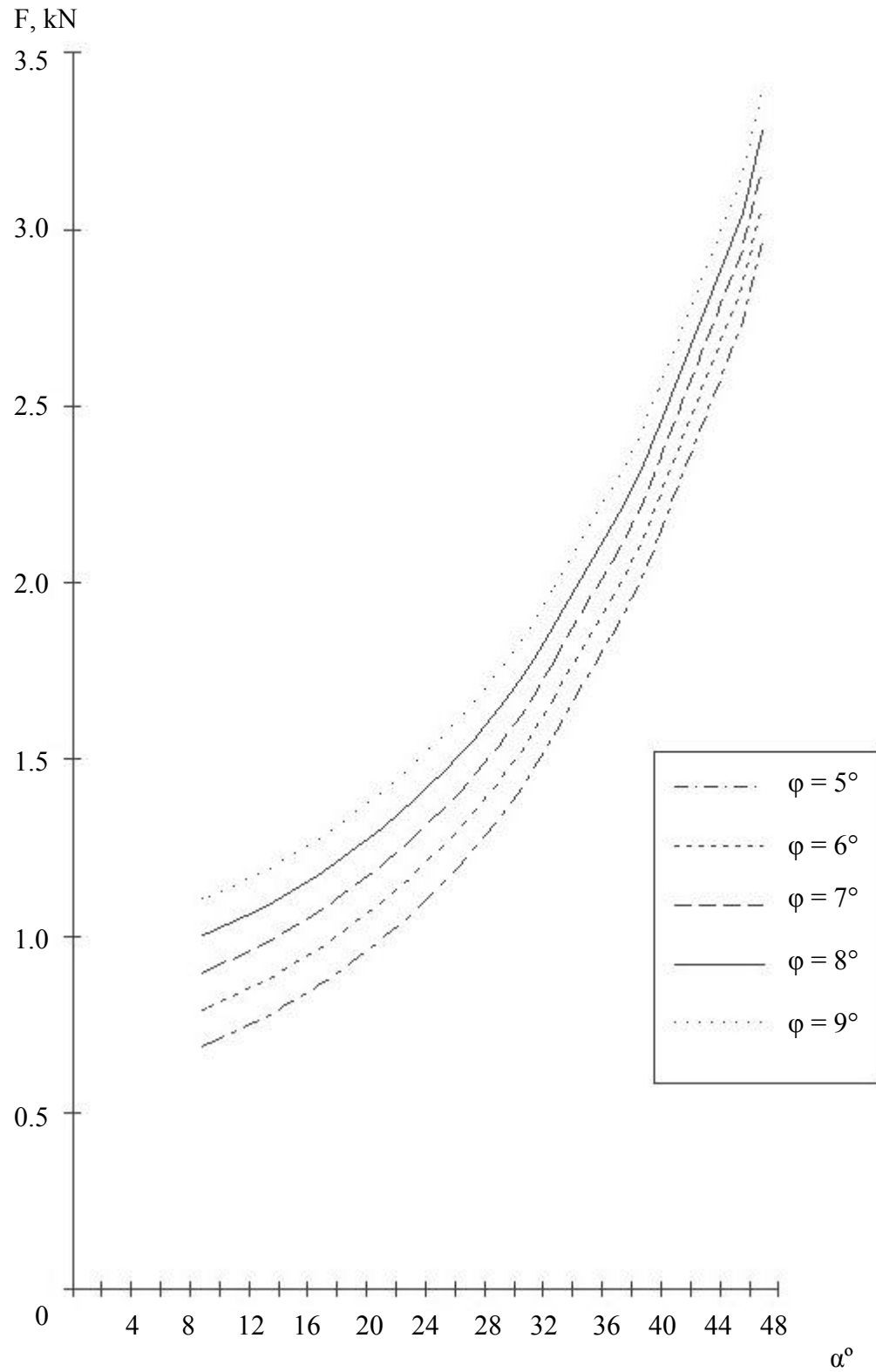
$$P_1 = c(\delta_\Sigma - \delta_q), \quad (3.8)$$

čia: δ_Σ - maksimali detalių tarpusavio padėties nuokrypa, kuomet įmanomas surinkimas;

δ_q - maksimalus radialinis sujungimo tarpelis.

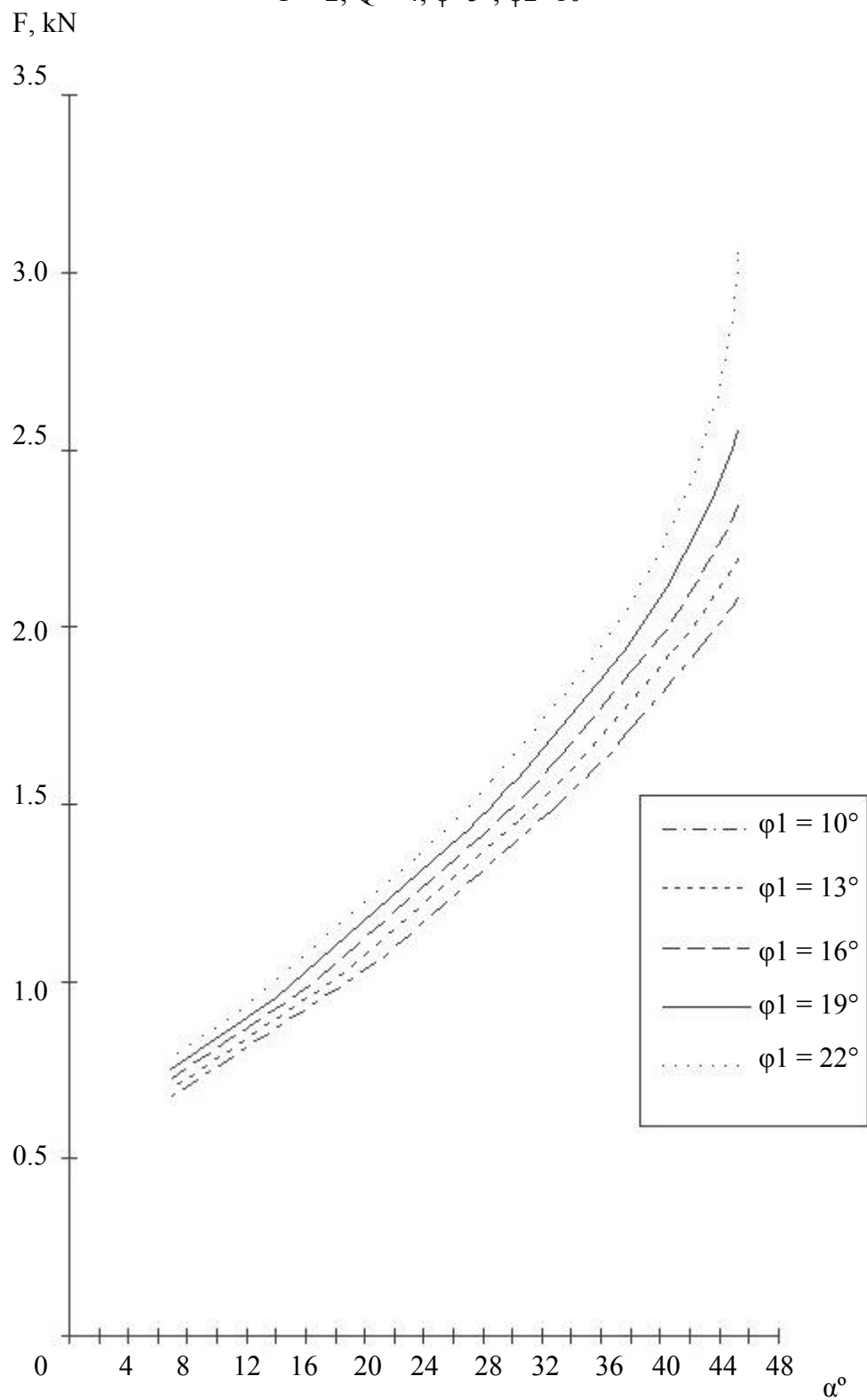
Detalės automatiškai sujungiant pageidautina, kad jų persislinkimai viena kitos atžvilgiu būtų plokštumoje, statmenoje jų poslinkiams sujungimo metu, Kai sujungiamos detalės su garantuotu tarpeliu surinkimo F yra maksimali pradiniu sujungimo momentu ir išreiškiama (3.5) formule.

$P = 2; Q = 4; \varphi_1 = 15^\circ; \varphi_2 = 10^\circ$

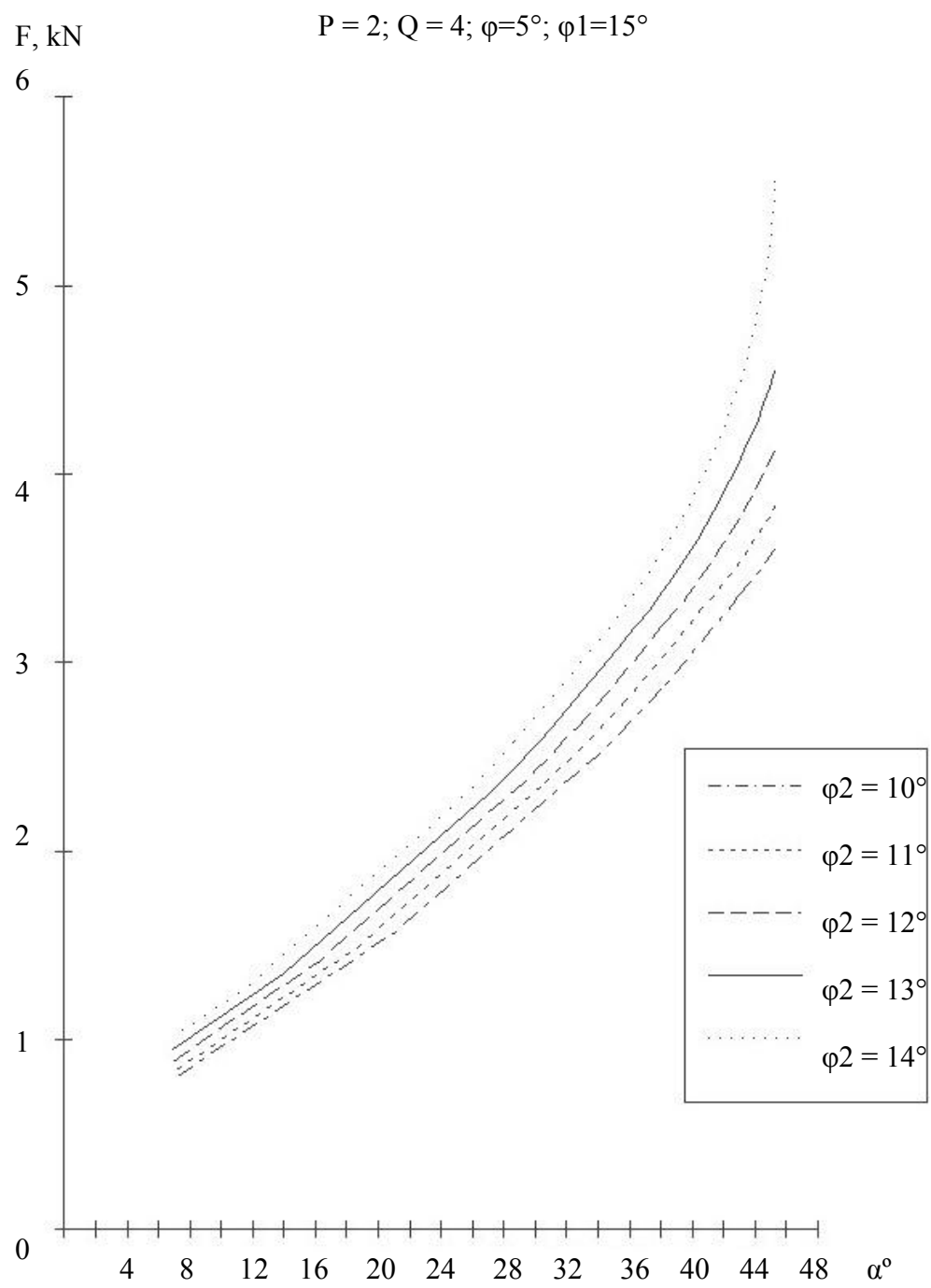


3.2 pav. Priklausomybių $F = f(\alpha)$ grafikai prie skirtingų φ reikšmių.

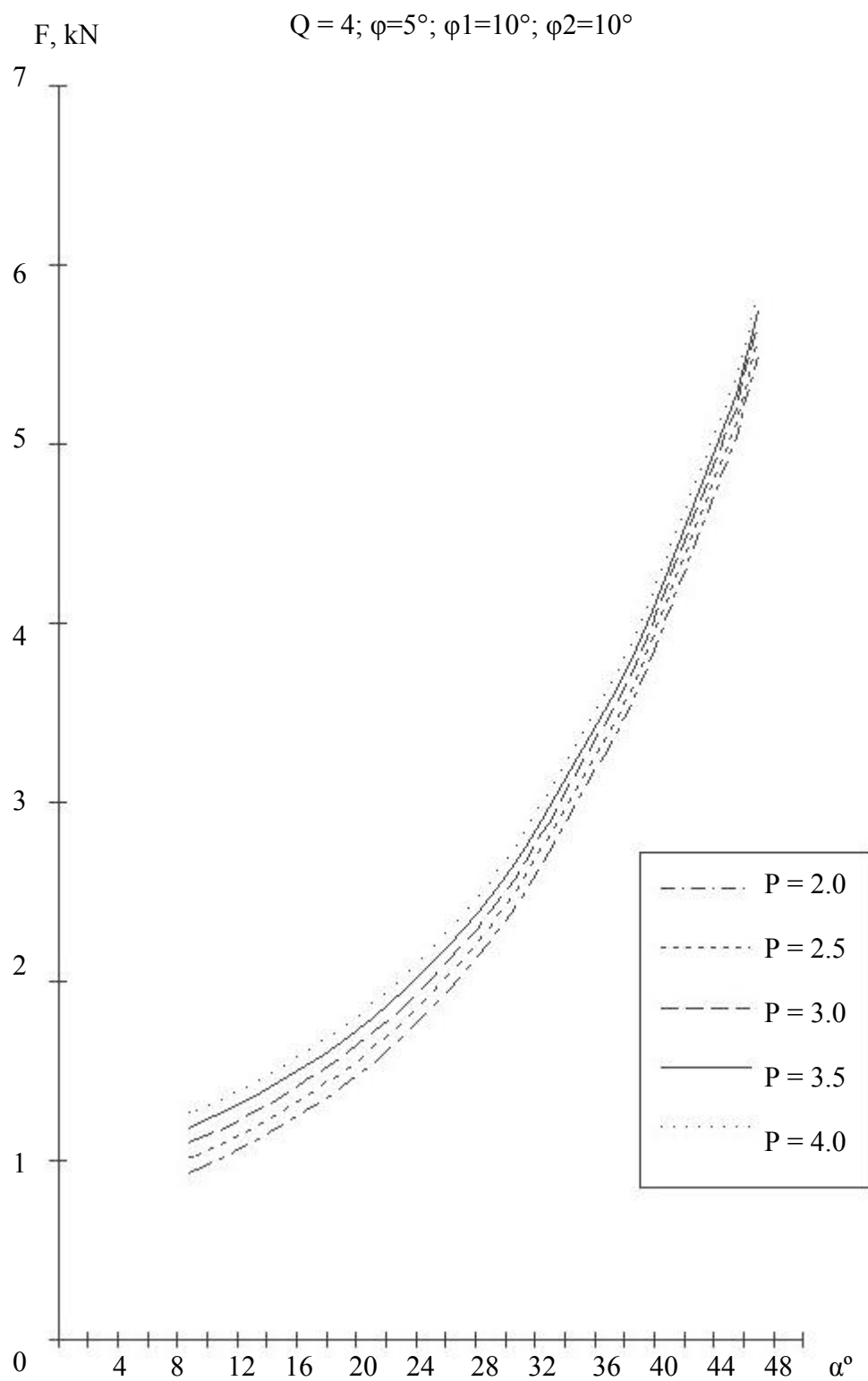
$P = 2; Q = 4; \varphi = 5^\circ; \varphi_2 = 10^\circ$



3.3 pav. Priklausomybių $F = f(\alpha)$ grafikai prie skirtingų φ_1 reikšmių.



3.4 pav. Priklausomybių $F = f(\alpha)$ grafikai prie skirtingų φ_2 reikšmių.



3.5 pav. Priklausomybių $F = f(\alpha)$ grafikai prie skirtingų P reikšmių.

Įtaisas, užtikrinantis detalių tarpusavio persislinkimą, konstruktyviai lengviau padaromas detalei, kuri surinkimo įtaise sujungimo momentu nejuda. Surinkimo galvutės, paduodama į surinkimo poziciją detalė tvirtinama joje standžiai.

Konstruojant automatizuoto surinkimo įrenginius dažnai pasielgiama priešingai: standžiai įtvirtinama bazinė detalė įtaise ir paslankiai surinkimo galvutės paduodama detalė. Toks konstrukcinis sprendimas daugiau būdingas sraigto pavidalo detalėms. Netiksli surenkamų detalių tarpusavio orientacija iššaukia jų persikreipimą viena kitos atžvilgiu. Dėl to išauga sujungimo jėgos.

Ašinės jėgos pridėjimo būdas, užtikrinantis renkamų detalių su nuožulomis tarpusavio persislinkimas, turi įtakos sujungimo jėgos dydžiui. Detalių tarpusavio persislinkimams realizuoti naudojami įtaisai, kurie turi judančią (plaukiojančią) dalį.

3.2. Detalių su persikreipusiomis ašimis surinkimo jėgos.

3.6 pav. pateikta detalių išsidėstymo schema, kai detalių ašys susikerta. Surinkimo jėga F pridėta ekscentriškai, nes jėga 2 – jai detalei perduodama stūmiklio plokštuma. Kai surinkimo galvutėje detalė pakrypusi, jėgos pridėjimo taškas pasislinkęs nuo detalės ašies prie jos krašto. Laikoma, kad sujungimo požiūriu detalės yra blogiausioje padėtyje: t.y. bazinė detalė 1 pasislinkusi į dešinę, detalė 2 spaudžiama jėga P iš kairės, atrama 4 standi. Tarp sujungiamų detalių paviršių yra tarpelis δ_q .

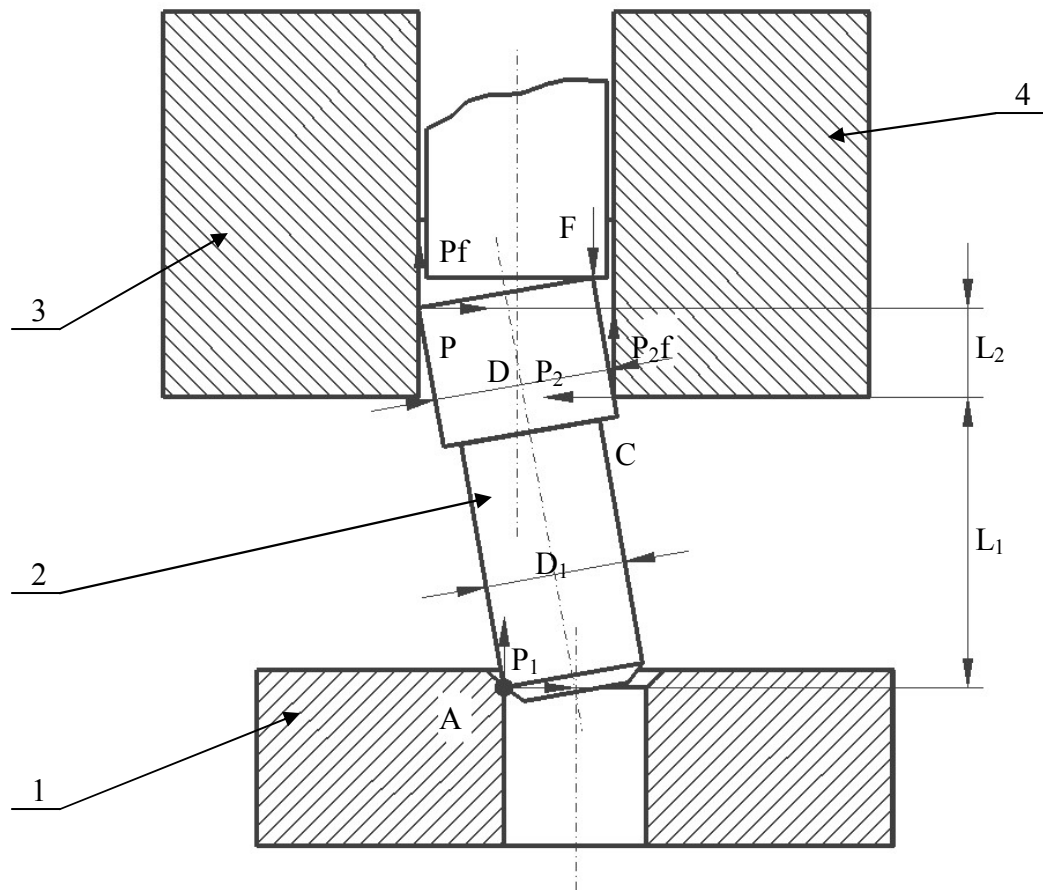
Pradiniu sujungimo momentu detalės liečiasi kreipiamosiomis nuožulomis. Vėliau 2 detalė persislenka žemyn ir kontaktuoja jungiamaisiais paviršiais. Jėga P_1 , kuri veikia surenkamas detales jų lietimosi taškuose, išreiškiama (1.8) formule, jei tik prispaudimo jėga P pakankamai didelė, kad išlaikytų kreipiamojoje galvutėje 2 – osios detalės polinkį. Jeigu prispaudimas nėra standus ir jėga P maža, tai 2 detalė persikreipia ir užima tokią padėtį, kaip parodyta 1.6 paveiksle.

Jėga P_1 atsiranda pradiniu sujungimo momentu (detalėms liečiantis nuožulomis), kai detalės persikreipusios. Jėgų momentų sumą apie tašką C yra lygi nuliui. Nevertinant mažų dydžių, gaunama:

$$PfD + P_1(R + R_1)\text{tg}(\alpha + \varphi_1) + PL_2 - PL_1 = 0.$$

Iš čia apskaičiuojama

$$P_1 = P(L_2 + fD)/(L_1 - (R + R_1)\text{tg}(\alpha + \varphi_1)).$$



3.6 pav. Sujungimo schema, veikiant necentriškai prispaudimo jėgai – pirmoji surinkimo fazė:
 1 – bazinė detalė; 2 – įstatomoji detalė; 3 – prispaudėjas; 4 – surinkimo galvutės standi atrama.

Įstačius į (3.5) formulę vietoj P_1 jos išraišką iš (3.9) formulės, gausime surinkimo jėgos dydį pradiniu momentu, kada detalės persikreipusios:

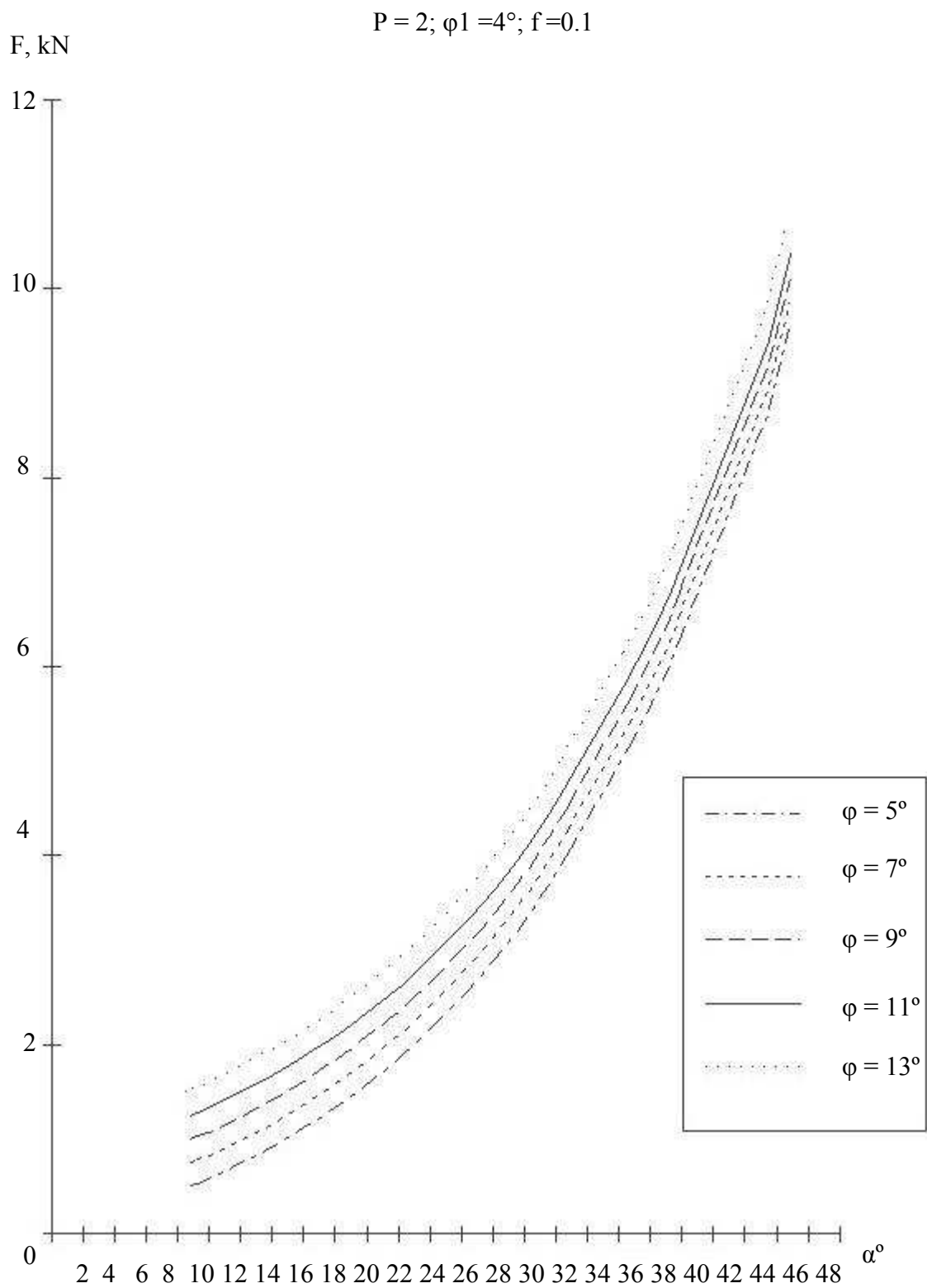
$$F = 2Ptg\varphi + P(L_2 + fD)[tg(\alpha + \varphi_1) + tg\varphi] / (L - (R + R_1)tg(\alpha + \varphi_1)). \quad (3.10)$$

Remiantis (3.10) formule, kai stūmiklio galas plokščias, apskaičiuojamos detalių sujungimo jėgos F kitimas nuo nuožulos kampo α kitimo. Rezultatai pateikiami 3.7, 3.8, 3.9 ir 3.10 grafikuose.

Jei stūmiklio paviršius bus sferinis, tai jėga F pridėta ne detalės krašte, o 2 detalės centre. Todėl šiuo atveju išraiška (3.9) įgauna pavidalą:

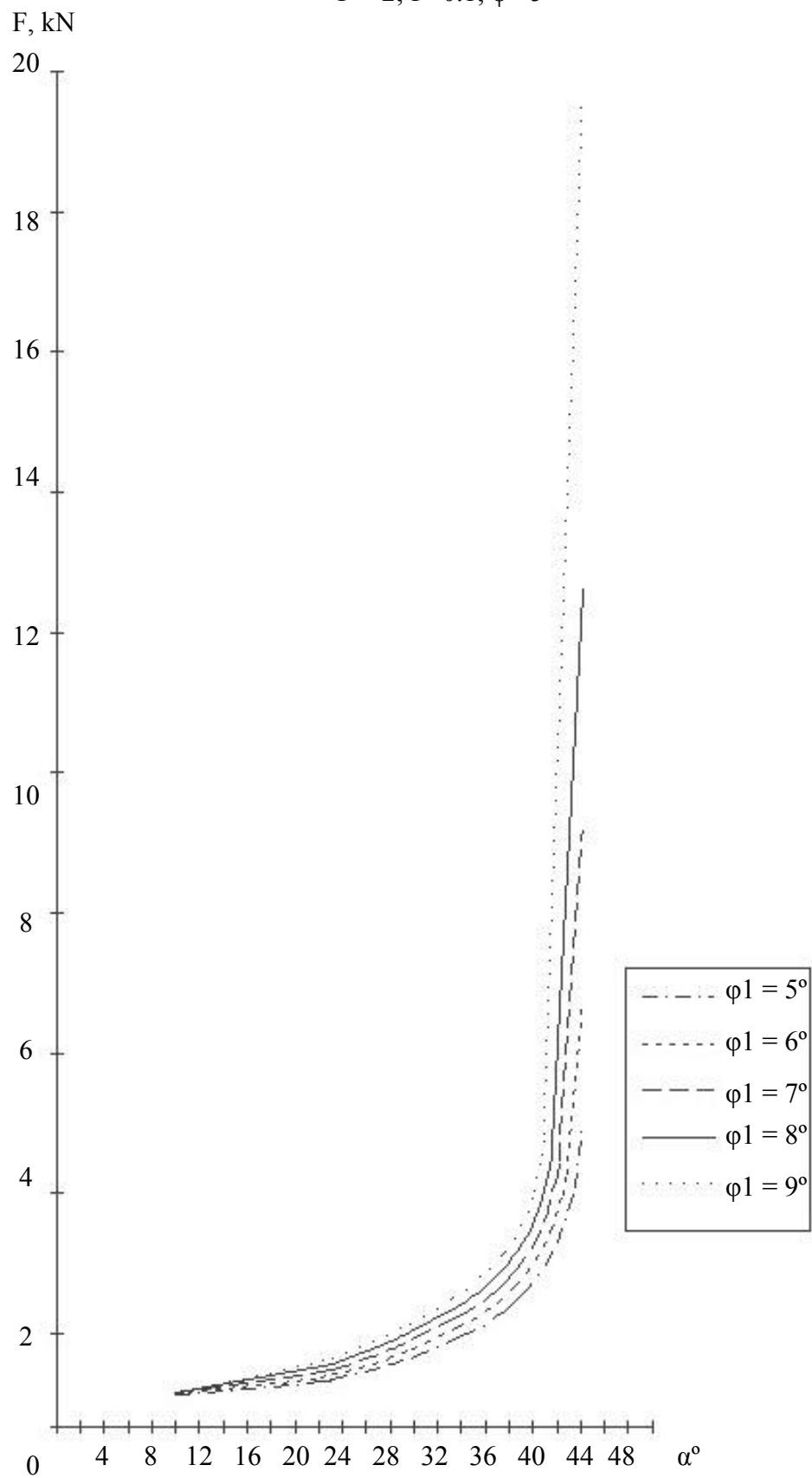
$$P_1 = PL_2 / (fD/2 + L_1 - tg(\alpha + \varphi_1)D_1/2). \quad (1.9a)$$

Jėgos P_1 išraišką (3.9a) įstatoma į (3.5) formulę ir nubraižomi surinkimo jėgos $F = f(\alpha)$ grafikai 3.11, 3.12, 3.13 ir 3.14 paveiksluose, kur stūmiklio galas sferinis.



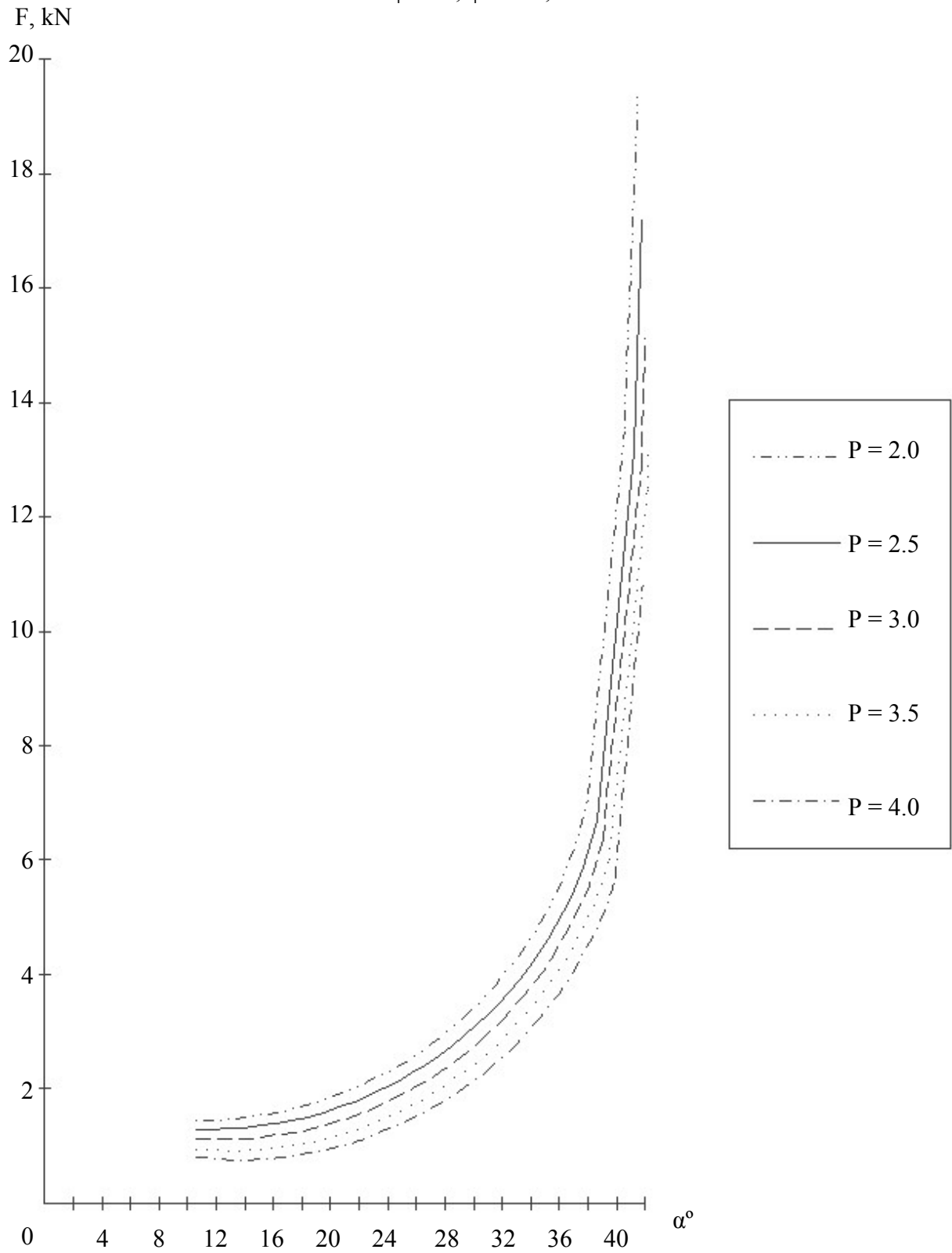
3.7 pav. Priklausomybių $F = f(\alpha)$ grafikai prie skirtingų φ reikšmių,

$P = 2; f = 0.1; \varphi = 5^\circ$

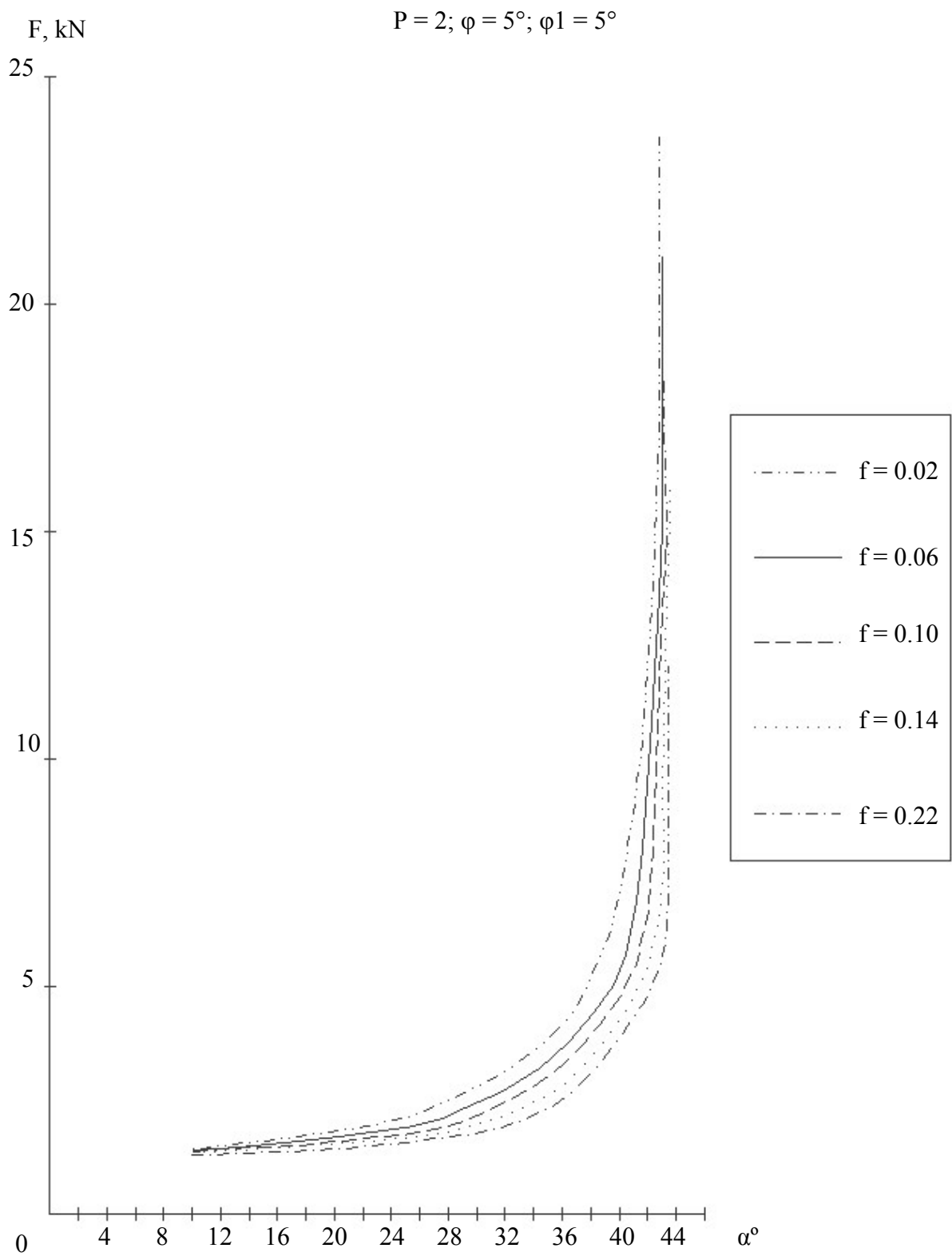


3.8 pav. Priklausomybių $F = f(\alpha)$ grafikai prie skirtingų φ_1 reikšmių,

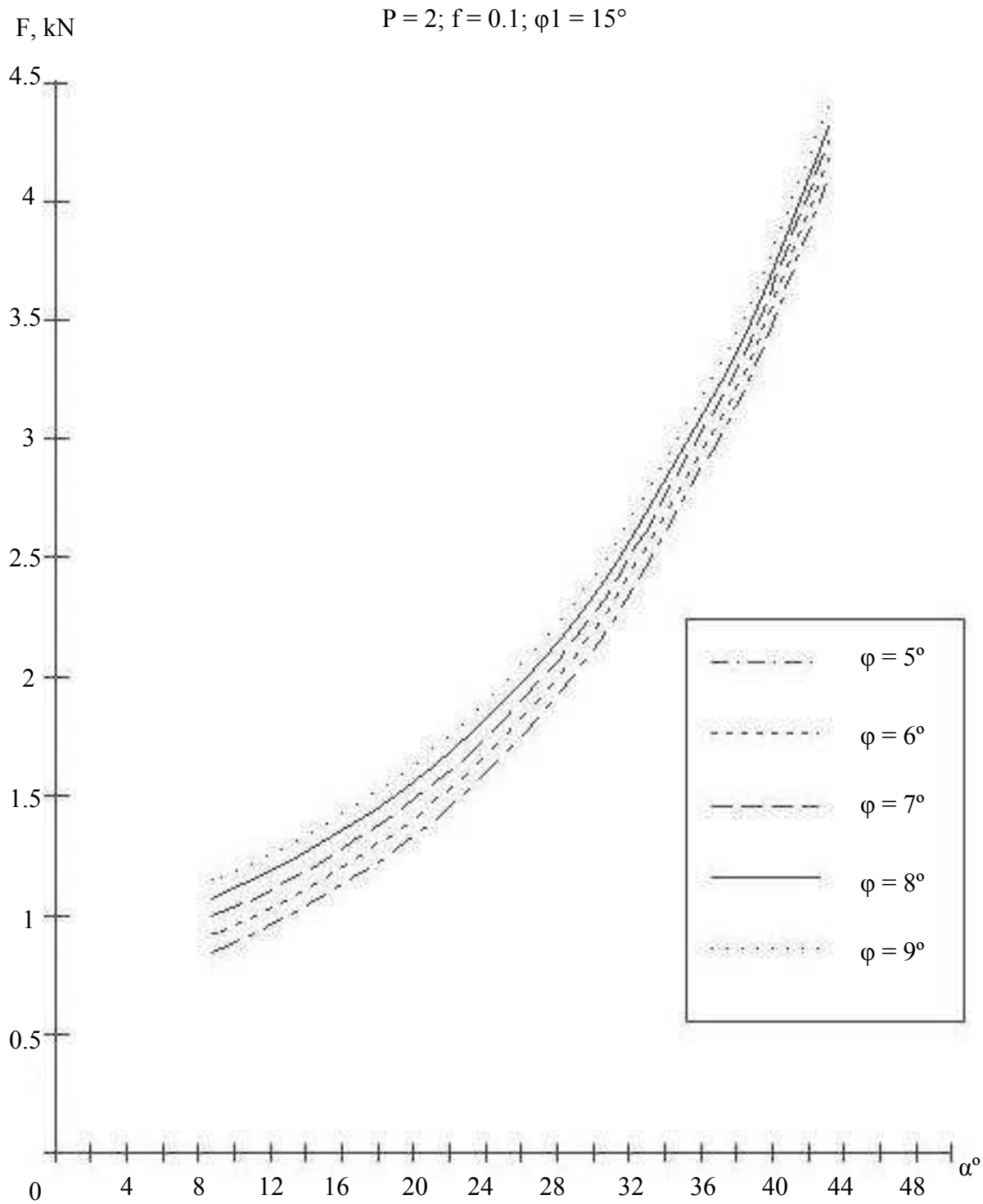
$\varphi = 5^\circ; \varphi_1 = 5^\circ; f=0.1$



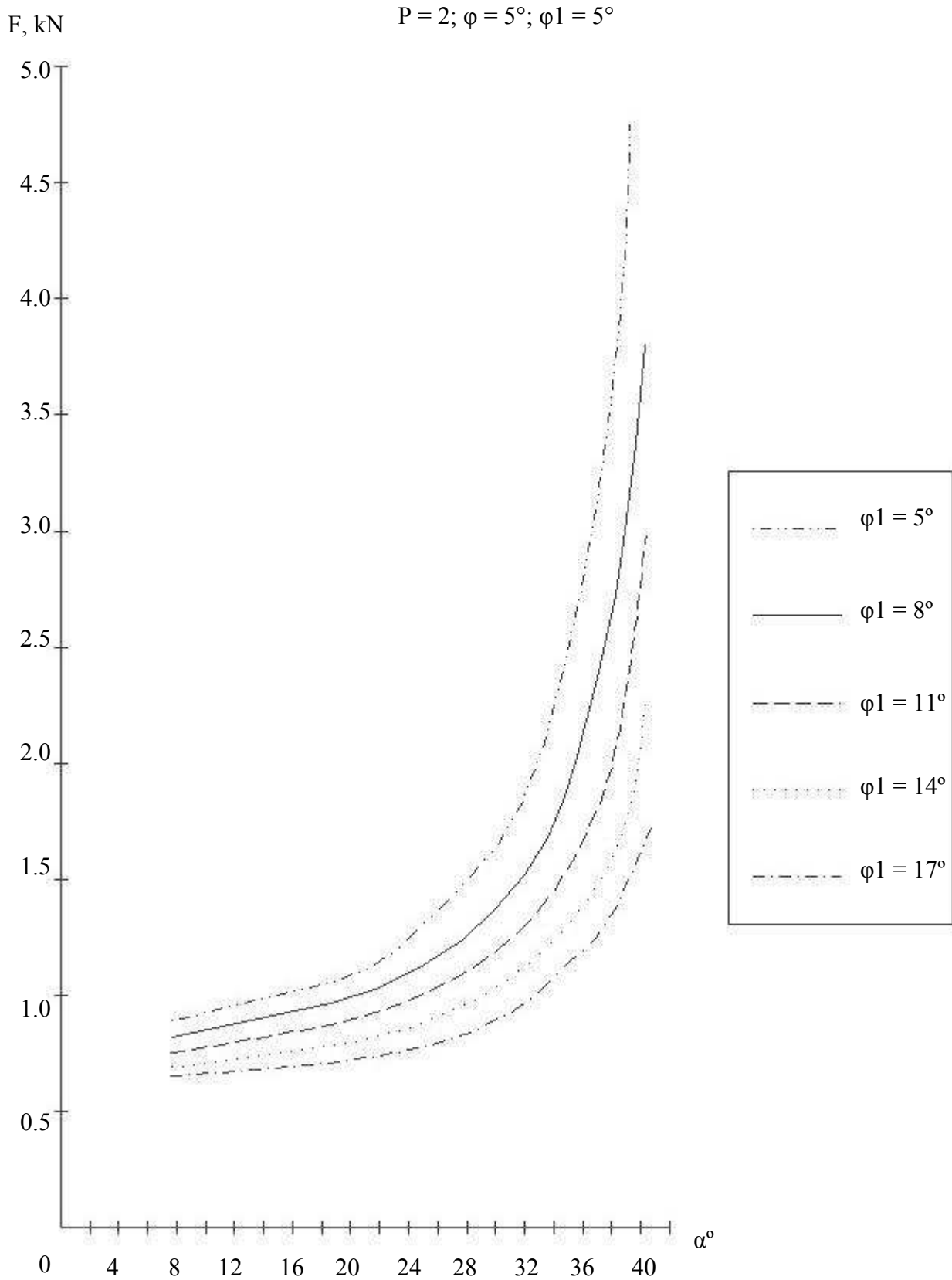
3.9 pav. Priklausomybių $F = f(\alpha)$ grafikai prie skirtingų P reikšmių,



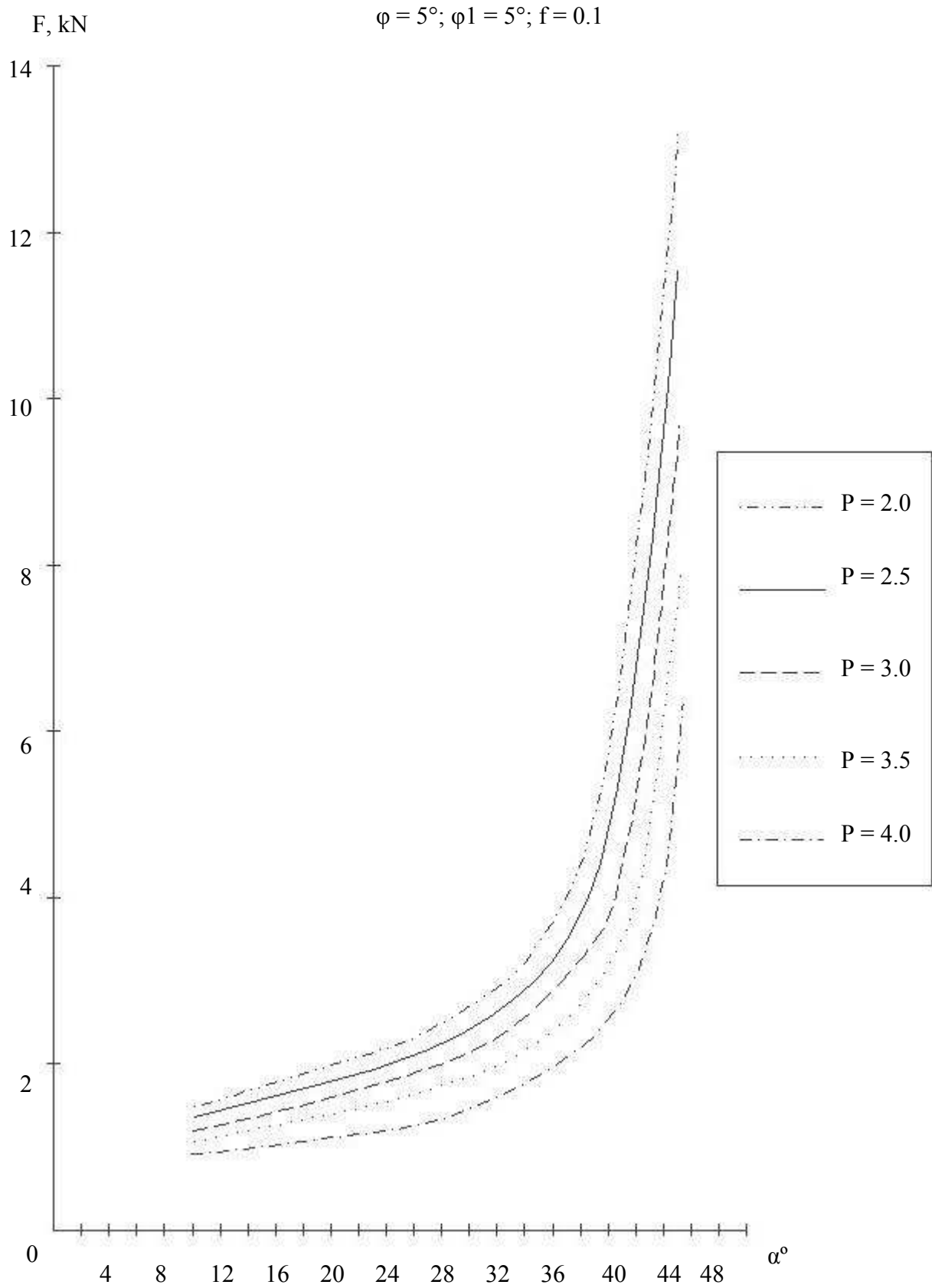
3.10 pav. Sujungimo jėgos priklausomybės $F = f(\alpha)$ nuo kampo α dydžio,



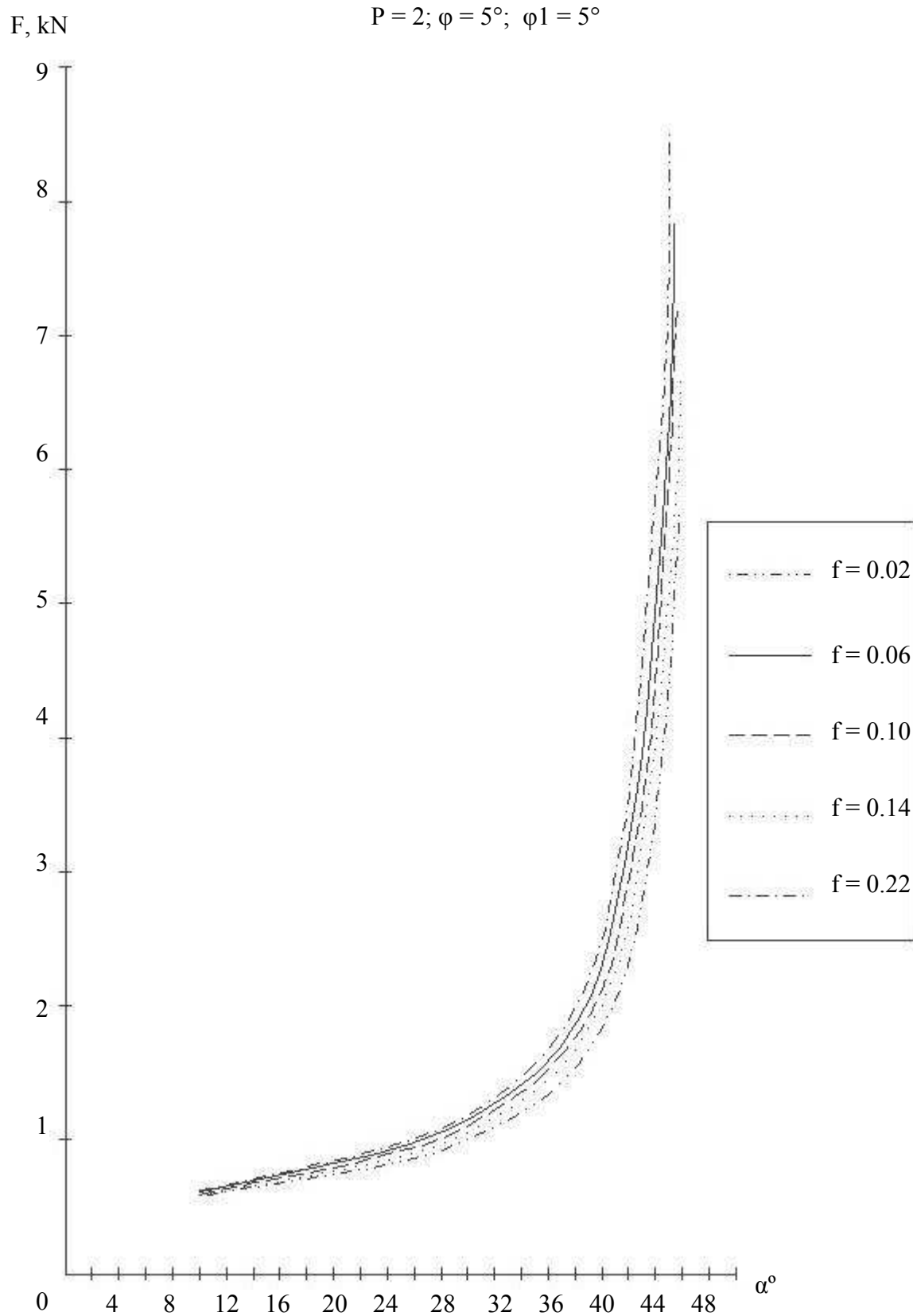
3.11 pav. Priklausomybių $F = f(\alpha)$ grafikai prie skirtingų φ reikšmių.



3.12 pav. Priklausomybių $F = f(\alpha)$ grafikai prie skirtingų φ_1 reikšmių.

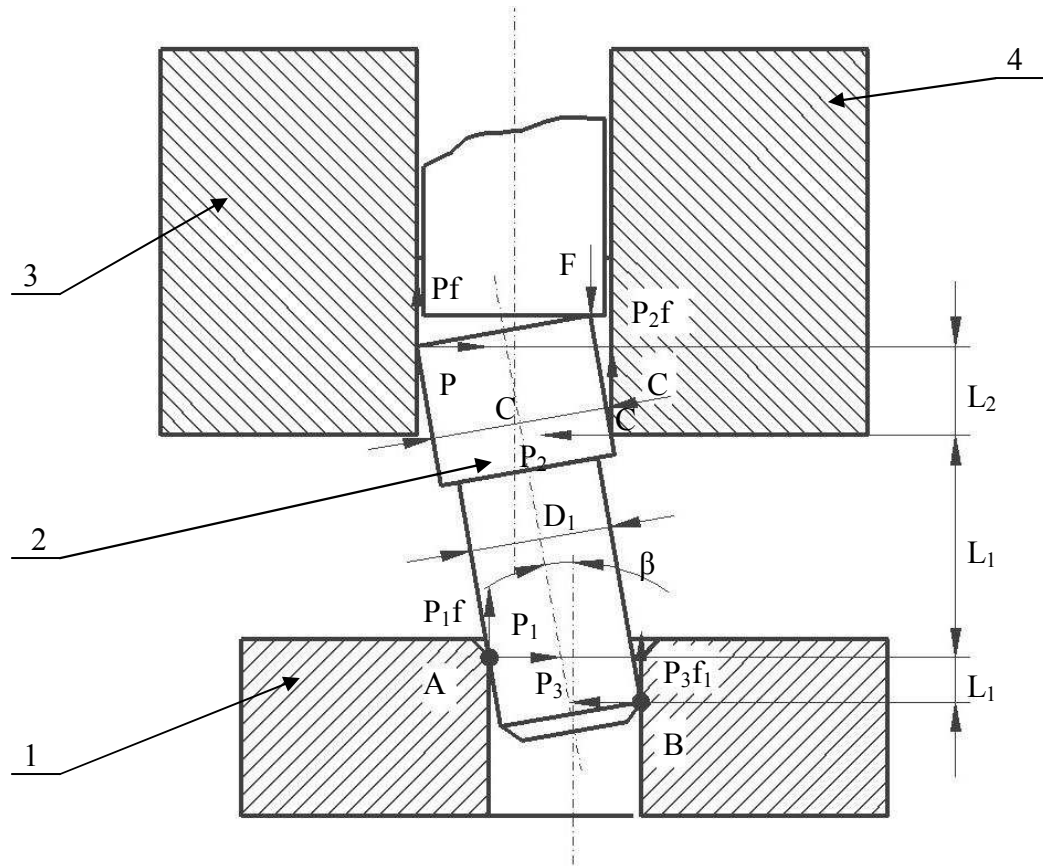


3.13 pav. Priklausomybių $F = f(\alpha)$ grafikai prie skirtingų P reikšmių,



3.13 pav. Priklausomybių $F = f(\alpha)$ grafikai prie skirtingų f reikšmių,

Išraiškų (3.5), (3.10), (3.9a) analizė rodo, kad kai pradinių momentu, jėga F nukreipta ašies kryptimi, o stūmiklio galas sferinis, ji yra mažesnė, lyginant su tuo atveju, kai stūmiklis plokščias ir kontaktuoja su velenėliu jo krašte.



3.10 pav. Sujungimo schema, veikiant necentriškai prispaudimo jėgai (antroji surinkimo fazė):
1 – bazinė detalė; 2 – įstatomoji detalė; 3 – prispaudėjas; 4 – surinkimo galvutės standi atrama.

Pradiniu surinkimo momentu, kai vienos detalės pokrypis kitos atžvilgiu yra nedidelis, iš 1.6 pav., matome, kad detalės liečiasi ir taške A . Kai 2 – oji detalė juda žemyn pasiekiamas momentas, kada detalės liečiasi ir taške B (3.10 pav.). Tolimesnis detalių sujungimas galimas, jeigu jos gali perslinkti horizontalia kryptimi viena kitos atžvilgiu, arba pasisukti apie vieną iš kontaktavimo taškų.

Dėl technologinės sistemos tampriojo poslinkio x horizontaliaja kryptimi, pasireiškia jėgų $P_1 - P_3$ skirtumas, kuris nustatomas:

$$P_1 - P_3 = cx, \quad (3.11)$$

čia c - technologinės sistemos standumas ašies x kryptimi.

Jėgos, veikiančios horizontalia kryptimi, atsveriamos surinkimo galvutės kreipiamųjų reakcijomis

$$P_2 - P = cx. \quad (3.12)$$

3.10 pav. pavaizduotos 2 – osios detalės padėtį galima analizuoti kaip pleišta, kurio kampas $\beta = \arctg(2 \cdot \delta_q / L)$. Jis priklauso nuo atstumo L , tarp taškų A ir B . Tada poslinkis x apskaičiuojamas taip:

$$x = \delta_\Sigma - \delta_q - \delta_0, \quad (3.13)$$

čia δ_0 - liekamoji nuokrypa; apskaičiuojama pagal formulę:

$$\delta_0 = L_1 \operatorname{tg} \beta = 2L_1 \delta_q / L; \quad (3.14)$$

δ_q - radialinis tarpelis tarp surenkamų detalių;

δ_Σ - detalių tarpusavio orientavimo paklaida.

Jėgos P_1 dydį nustatysime iš suminės momentų lygties parašytos apie C tašką (3.10 pav.) ir prilygintos nuliui.

$$PL_2 + PD \operatorname{tg} \varphi + P_1(R + R_1) \operatorname{tg} \varphi_1 + P_3(L + L_1) - P_1 L_1 + P_3 f_1(R - R_1) = 0, \quad (3.15)$$

čia $f = \operatorname{tg} \varphi$; $f_1 = \operatorname{tg} \varphi_1$.

Pasinaudojus (3.11), (3.12), (3.15) išraiškomis apskaičiuojamos jėgos:

$$P_1 = cx[L + L_1 - P(L_2 + D \operatorname{tg} \varphi) + (R - R_1) \operatorname{tg} \varphi_1] / (L + D \operatorname{tg} \varphi); \quad (3.16)$$

$$P_2 = cx + P; \quad (3.17)$$

$$P_3 = (cx(L_1 - (R - R_1)tg\varphi_1) - P(L_2 + Dtg\varphi)) / (L + Dtg\varphi_1). \quad (3.18)$$

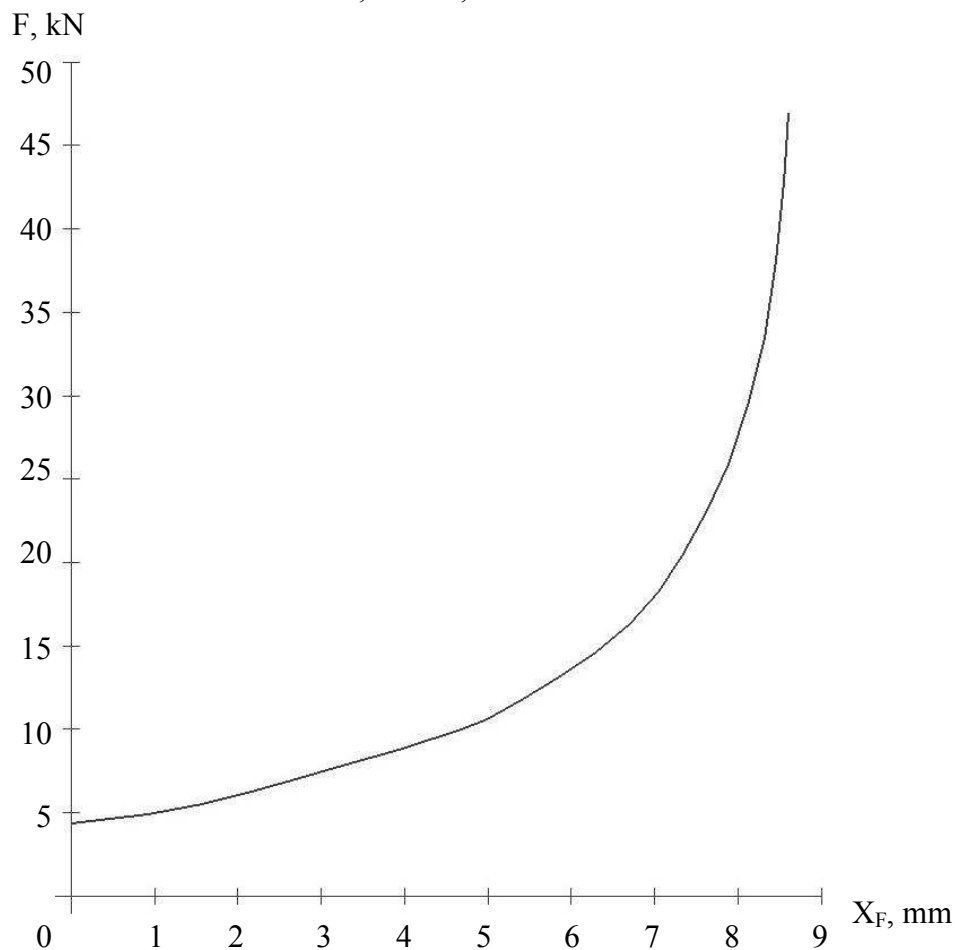
Žinant šias jėgas nustatomos surinkimo jėgos F dydis, kaip trinties jėgų suma:

$$F = (P_1 + P_3)tg\varphi_1 + (P + P_2)tg\varphi. \quad (3.19)$$

Išanalizuosime surinkimo jėgos kitimą, atsižvelgiant į jos pridėties tašką prie 2 – osios detalės galo. Jėgos F veikimo linija charakterizuojama atstumu X_F , kuris matuojamas nuo surinkimo galvutės atramos 4 (3.10 pav.).

Iš duomenų analizės matom (3.11 pav.), kad didėjant X_F jėga F didėja. Grafikas nubraižytas prie tokių pačių parametrų reikšmių, kaip 1.6 paveikslo grafikai. Iš grafikų palyginimo seka, kad abiem atvejais stūmiklio gale geriau daryti plokščią, o ne išgaubtą. Jeigu 2 – osios detalės galas išgaubtas arba turi iškilimą, jėgos F - minimizavimo požiūriu stūmiklio galą reikia daryti tuščiavidurį. Tada jėgos F pridėties taškas bus detalės krašte.

$$P = 2; f = 0.2; f_1 = 0.12$$



Surenkant su įvaržą, presavimo jėga gali žymiai viršyti nagrinėtają surinkimo jėgą. Presavimo jėga keičiasi nuo nulio, pradiniu surinkimo momentu, iki maksimalaus dydžio baigiamuoju momentu. Jei norima nustatyti maksimalią sujungimo jėgą presavimo metu, tai skaičiuojama pagal formules (3.5) ir (3.19), šios reikšmės lyginamos su apskaičiuota presavimo jėga ir priimama didesnioji reikšmė.

Surinkimo pozicijoje persikreipusios detalės kontaktuoja A ir B taškuose (3.10 pav.). Kontaktavimo taškuose atsiranda kontaktiniai įtempimai, kurie gali pažeisti sujungimo paviršius.

Maksimalus kontaktinių įtempimų dydis bendru atveju randamas iš formulės:

$$\sigma_0 = 1.5P / (\pi ab), \quad (3.20)$$

čia a - pusė kontakto paviršiaus ilgio, kuris randamas iš apytikslės formulės:

$$a = 0.25\pi D_1, \quad (3.21)$$

čia D_1 - sujungiamųjų paviršių skersmuo; B - pusė kontakto paviršiaus pločio.

Kontakto paviršiaus plokštuma yra ištemtos elipsės formos, kurios poliai yra taškuose a ir b .

Pradiniu sujungimo momentu laikoma, kad detalių lietimosi paviršius labai mažas, t.y. detalės liečiasi linija. Įtempimai lietimosi vietoje gali būti dideli, tačiau neturi viršyti glemžimo įtempimų, t.y. $\sigma_0 = \sigma_{gn}$. Pusė lietimosi paviršiaus pločio, kuriame gali pasireikšti įtempimai viršijantys gniuždymą, taške A apskaičiuojama taip:

$$b_1 = 1.5P_1 / (\pi a \sigma_{gn}), \quad (3.22)$$

o taške B :

$$b_3 = 1.5P_3 / (\pi a \sigma_{gn}), \quad (3.23)$$

čia σ_{gn} - detalės padarytos iš mažiau stiprios medžiagos, leistinieji glemžimo įtempimai.

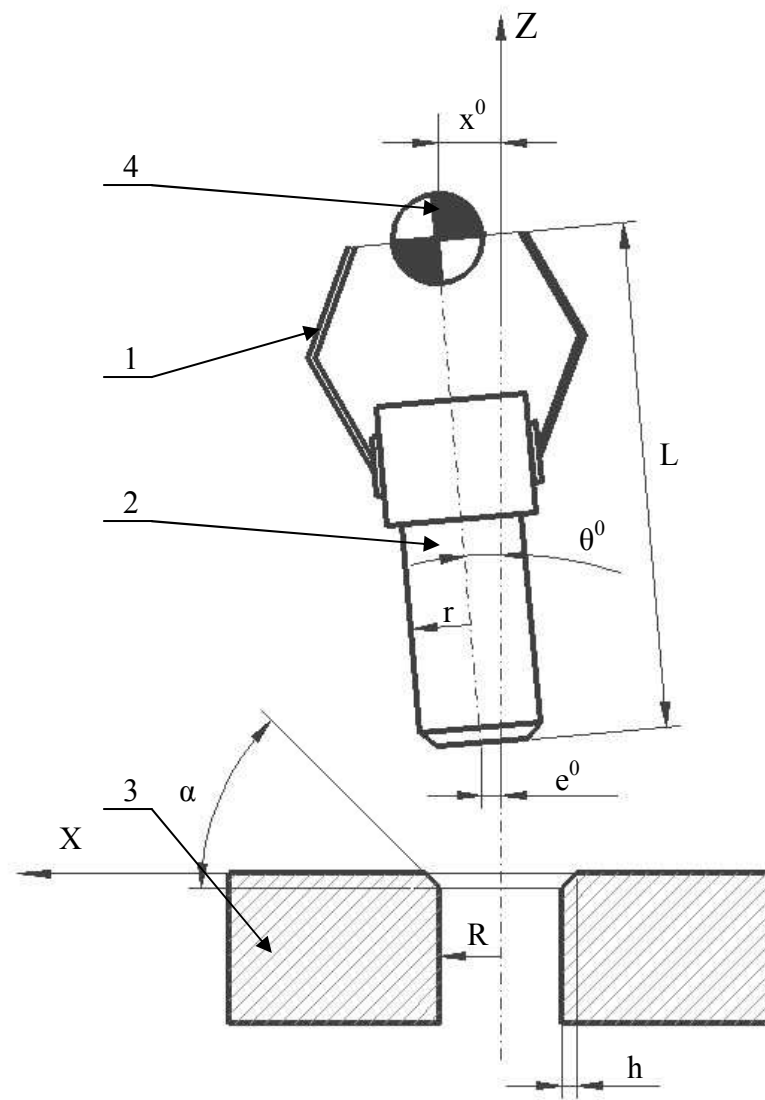
Lietimosi paviršiaus plotis, apskaičiuotas iš formulės (3.22) ir (3.23), kaip taisyklė nedidelis (nuo 0.01 iki 0.03 mm), todėl ir briaunos deformacija nedidelė. Detalių sujungimo proceso metu vienos detalės briauna juda kitos paviršiumi, ir dažnai gali sukelti sujungiamųjų paviršių defektus.

Surinkimo jėga, kuri atsiranda surenkant detales, gali būti žymiai sumažinta panaudojant vibracijas, sukeltas virpesius vienai iš surenkamų detalių statmenai jos judėjimo arba ašinei kryptimi. Tokiu atveju, iš ankščiau išreikštų formulių eliminuojamos jėgos, kurios siejasi su sistemos tampriąją deformacija, ir lieka tik trinties jėgos surinkimo galvutės kreipiamojoje. Didėjant reikšmei $tg(\alpha + \varphi_1)$ surinkimo jėga F greitai didėja link begalybės. Skaičiavimai rodo, kad kai $\alpha > 25^\circ$ surinkimo jėga pasidaro didelė ir detalės sujungti nebegalima.

4. DETALIŲ SĄLYČIO ANALIZĖ

Norint kompensuoti renkamų komponentų erdvines paklaidas, reikia juos vienas kito atžvilgiu pasukti ir perstumti.. Renkant vienas iš komponentų tvirtinamas griebtuve ir atlieka šiuos judesius (4.1 pav.,). Griebtuvo judesys aprašomas paslankumo centro, apibūdinamo linijiniu C_x ir kampiniu C_θ standumu, poslinkiu. Sudarant matematinį rinkimo proceso modelį daroma prielaida, kad pozicionuojamas komponentas paslankumo centre standžiai sujungtas su griebtuvu. Veleno formos komponentui palietus įvorės nuožulną, jo gale atsiranda jėgos F_x , F_z ir momentas M (4.2 pav.). Analizuojant rinkimo procesą, svarbu nustatyti griebtuvo paslankumo centro leistiną pradinės padėties paklaidą X_0 ir griebtuvo pakabos standumo charakteristikas C_x , C_θ , kai galima nekludomai įstatyti veleną į skylę. Taria, kad griebtuvo paslankumo centras yra ant veleno ašies. Sujungiant veleną su įvore, griebtuvas slenka lygiagrečiai įvorės ašiai. Pradinėje padėtyje veleno galo linijinė bazavimo paklaida e_0 , jo ašis pasvirusi įvorės ašies atžvilgiu kampu θ_0 . Dėl minėtų paklaidų griebtuvo paslankumo centras nutolęs nuo įvorės ašies dydžiu X_0 , didesniu nei veleno galo bazavimo paklaida e_0 . Susilietus detalėms, deformuojasi griebtuvo tamprieji elementai ir pasikeičia paslankumo centro padėtis, nustatoma koordinate X ir polinkio kampu θ . Kai velenas nesiliečia su įvorės nuožula (4.1 pav.)

$$X_0 = e_0 + L\theta, \text{ arba } X_0 = L\theta - \frac{h}{tg\alpha + e_0}. \quad (4.1)$$



4.1 pav. Pozicionavimo schema

Sąlyčio taško padėtis ant nuožulos kinta nuo $h=0$ iki $h=e'_0$. Kai velenas pasislenka iki apatinio taško, detalės susiliečia viename taške.

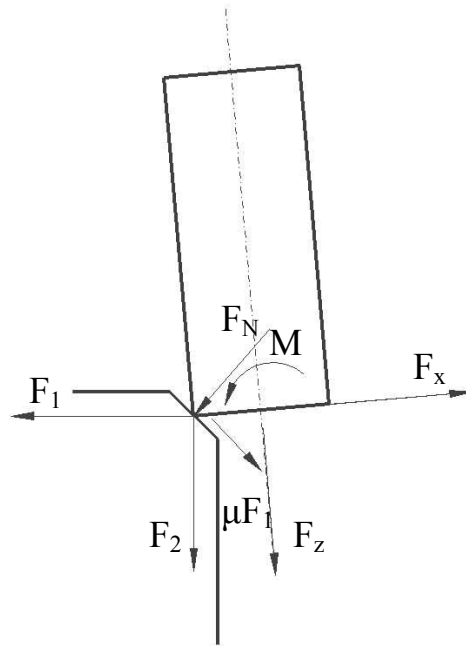
Tada:

$$e'_0 = e_0 - cR \quad (4.2)$$

čia:

$$c = \frac{R-r}{R}$$

Veleno ir nuožulos sąlyčio taške veikia jėgos ir momentas (4.2 pav.).



4.2 pav. Jėgos, veikiančios veleno ir nuožulos sąlyčio taške

$$F_x = -F_1, F_z = F_2, M = F_2 r. \quad (4.3)$$

Iš jėgų balanso lygties, gauname:

$$F_1 = F_N B, F_2 = F_N A. \quad (4.4)$$

čia μ - trinties koeficientas, $A = \cos \alpha + \mu \sin \alpha$, $B = \sin \alpha - \mu \cos \alpha$

Kai velenas remiasi į nuožulą, griebtuvo tampruosius elementus veikia jėga F_x ir momentas M , kurie apskaičiuojami pagal formules:

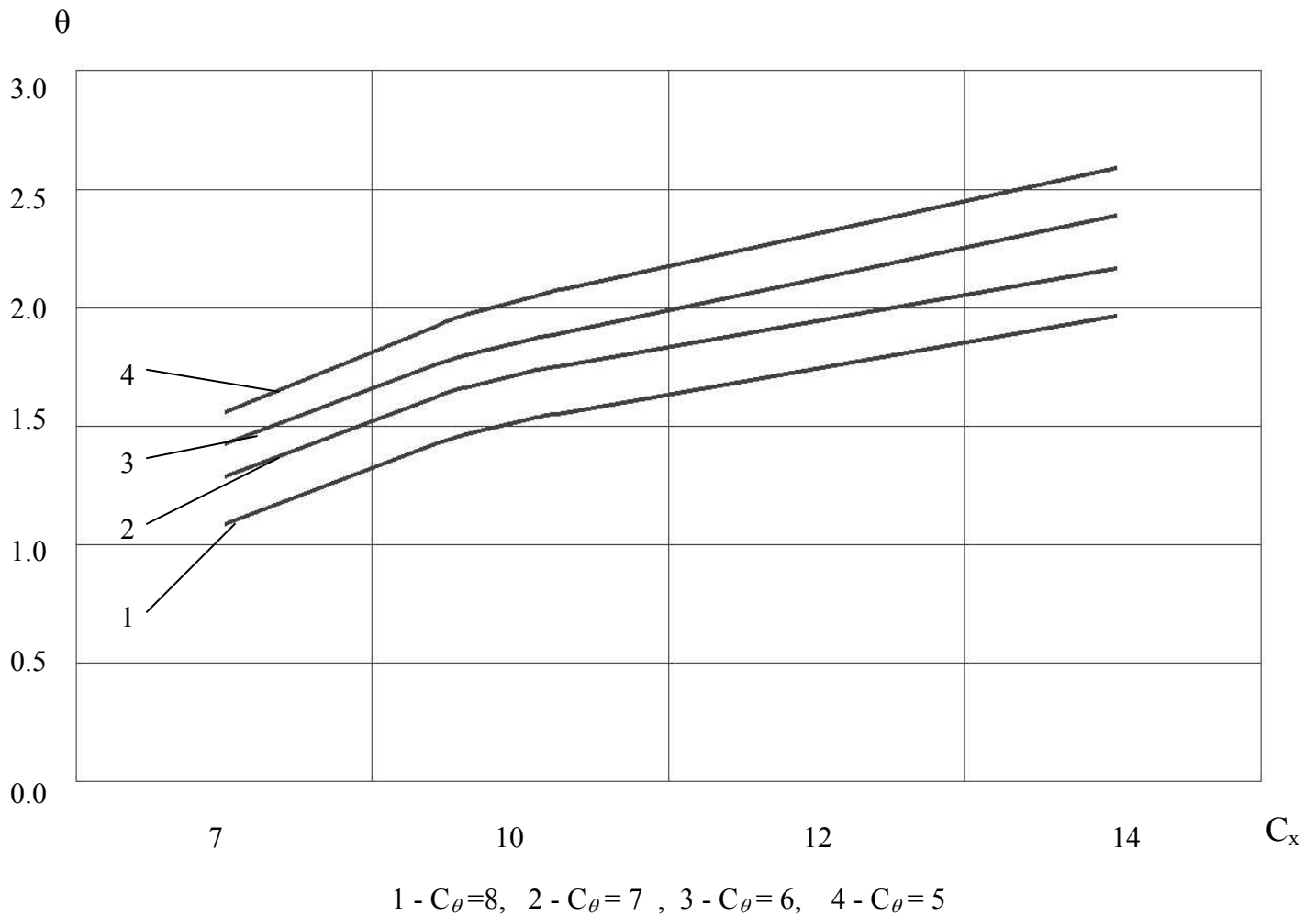
$$F_x = -C_x (X_0 - X); M = C_x L (X_0 - X) - C_\theta (\theta - \theta_0). \quad (4.5)$$

Iš (4.1) priklausomybės, atsižvelgiant į (4.4) ir (4.5) išraiškas, gaunamos veleno posūkio θ ir griebtuvo paslankumo centro linijinio poslinkio X reikšmės:

$$\theta = \frac{\theta_0 + [C_x(h/tg\alpha)(LB - rA)]}{[(C_x L^2 + C_\theta)B - C_x LrA]}, \quad (4.6)$$

$$X = \frac{X_0 - [C_\theta(h/tg\alpha)B]}{[(C_x L^2 + C_\theta)B - C_x LrA]}. \quad (4.7)$$

Posūčio kampo θ ir poslinkio X priklausomybės nuo linijinio griebtuvo tampriųjų elementų standumo C_x pateiktos 4.1 ir 4.2 paveiksluose.



4.3 pav. Posūčio kampo priklausomybės nuo linijinio standumo C_x

Kai velenas į įvorę įstatytas gyliu l , paslankumo centro koordinatė

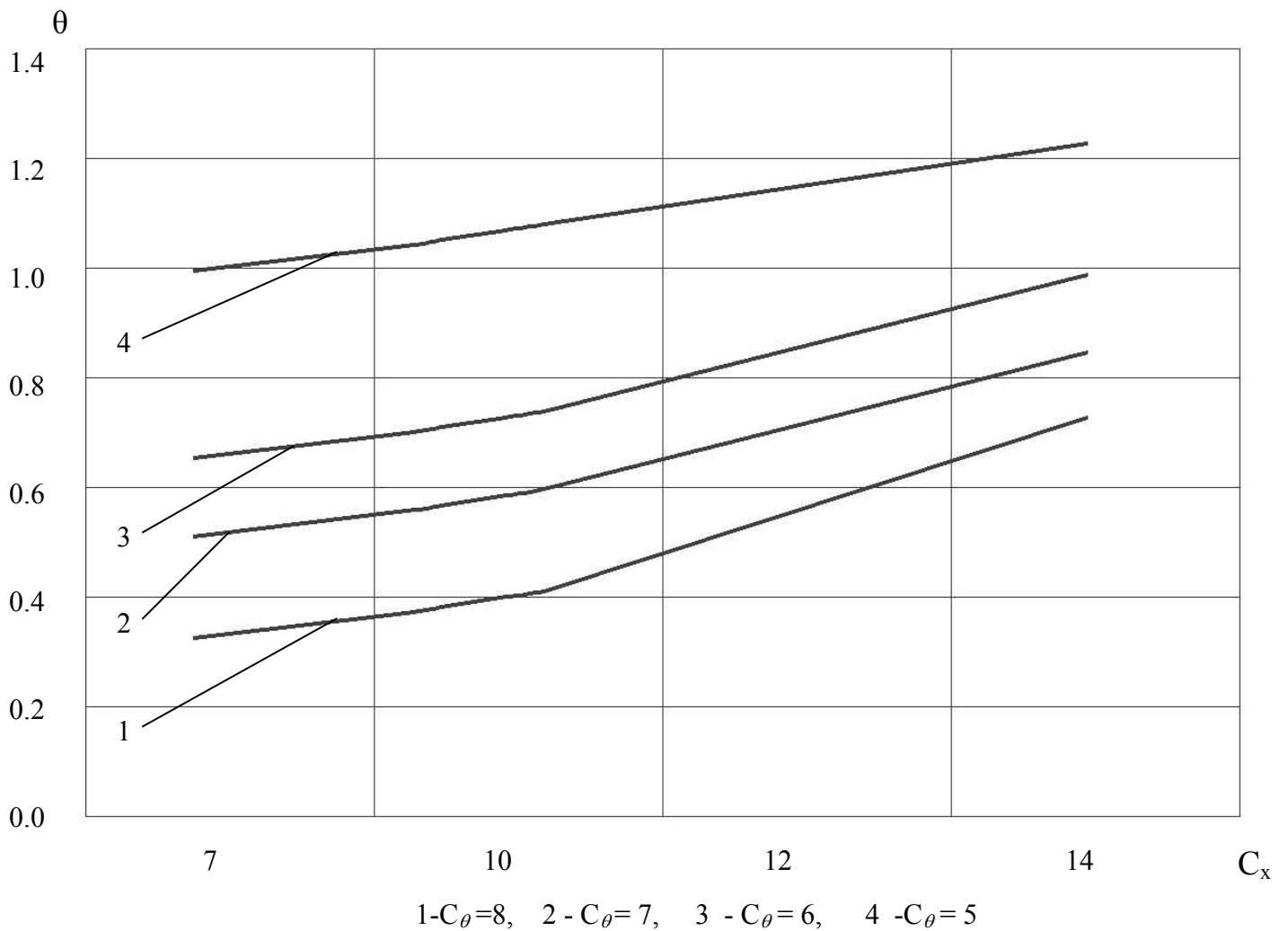
$$X = cR + L\theta - l\theta. \quad (4.8)$$

Lygtys (4.6) ir (4.7), atsižvelgiant į (4.8), užrašomos :

$$\theta = \frac{[c(e'_o + L\theta_o)] + C_\theta\theta_o}{[c(L-l) + C_\theta]}; \quad (4.9)$$

Ir

$$X = X_o - \frac{[C_\theta(e'_o + l\theta_o)]}{[c(L-l) + C_\theta]} \quad (4.10)$$



4.4 pav. Paslankumo centro padėties priklausomybės nuo standumo C_x

Kai velenas paliečia nuožulnos apačią, l lygus nuliui, kampas $\alpha = 90^\circ$. Tada lygtis (4.9) įgauna išraišką

$$\theta_1 = \frac{\theta_0 + [C_x(L - \mu r)e'_0]}{[C_x L(L - \mu r) + C_\theta]} \quad (4.11)$$

Renkamos detalės liečiasi dviem taškais, kai veleno ašies padėtis įvorės ašies atžvilgiu apibūdinama dydžiais $\pm e_o, \pm \theta_0$. Kai l gyliu įstatytas velenas paliečia įvorę antrajame taške, jo ir skylės ašių sutapdinimo sąlyga:

$$R = 0.5l \operatorname{tg} \theta + r \cos \theta \quad (4.12)$$

Jeigu veleno polinkio kampas θ mažas, lygtis (4.12) užrašoma taip:

$$l\theta = 2cR = cD \quad (4.13)$$

Velenas kontaktuoja antrame taške, kai

$$X_o - X = e'_o + L(\theta_o - \theta) + l\theta \quad (4.14)$$

Įrašius į šią lygtį (4.13) išraišką ir pažymėjus veleno polinkio kampą θ_2 , gaunama:

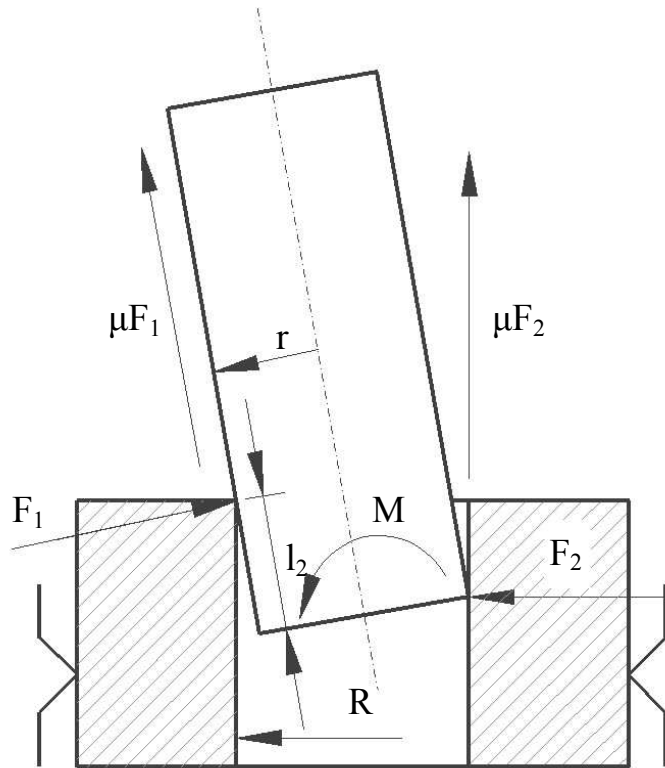
$$X_o - X_2 = e''_o + L(\theta_o - \theta_2), \quad (4.15)$$

čia
$$e''_o = e_o + cR \quad .$$

Pažymėjus $\theta = \theta_2$ ir $X = X_2$, gaunamos veleno posvyrio kampo ir paslankumo centro koordinatės reikšmės, kai detalės liečiasi dviem taškais:

$$\theta_2 = \theta_0 + \frac{C_\theta e_0'' (L - l_2 - \mu r)}{C_x L^2 + C_\theta - C_x L(l_2 + \mu r)}, \quad (4.16)$$

$$X_2 = X_0 - \frac{C_g e_0''}{C_x L^2 + C_\theta - C_x L(l_2 + \mu r)}, \quad (4.17)$$



4.5 pav. Dviejuose lietimosi taškuose jėgų schema

Veleno įstatymo į įvorę gylis l_2 , liečiantis dviem taškais, iš lygties, kuri gaunama iš (4.16) ir (4.13) išraiškų

$$al_2^2 - bl_2 + d = 0. \quad (4.18)$$

čia, remiantis 4.5 paveikslu, nustatomi koeficientai

$$\left. \begin{aligned} a &= C_x(e_0'' + L\theta_0), \\ b &= (L - \mu r)a + C_x LcD + C_\theta \theta_0, \\ d &= cD(C_x L^2 + C_\theta - C_x L\mu r). \end{aligned} \right\}; \quad (4.19)$$

Iš lygties (4.18) randamos dvi l_2 reikšmės:

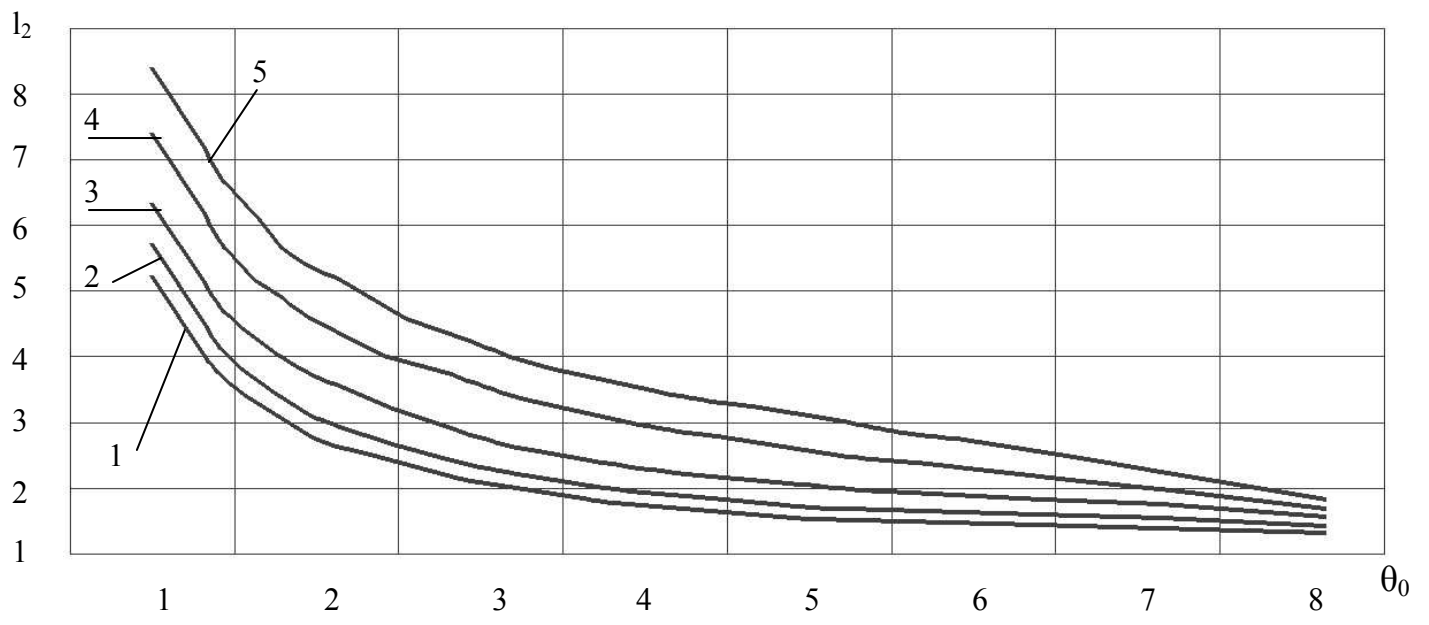
$$l_2 = \frac{0.5(b - \sqrt{b^2 - 4ad})}{a}, \quad (4.20)$$

ir

$$l_2' = \frac{0.5(b + \sqrt{b^2 - 4ad})}{a}. \quad (4.21)$$

Esant l_2 reikšmei, velenas liečiasi dviem taškais, o l_2' – sąlytis antrame taške išnyksta. Veleno įstatymo l_2 į įvorę gylis priklausomybės nuo pradinio galimo kampo θ_0 pateiktos 4.6 paveiksle. Apskaičiavus l_2 iš lygčių (4.14) arba (4.15) nustatomas kampas θ_2 , kai detalės pradeda liestis dviem taškais.

Kai atstumas L (4.1 pav.) ir kampas θ_0 maži, kvadratinė lygtis (4.18) neturi sprendinių. Tai reiškia, kad velenas negali liestis dviem taškais.



1 – $c = 0,002$, 2 – $c = 0,003$, 3 – $c = 0,004$, 4 – $c = 0,005$, 5 – $c = 0,006$.

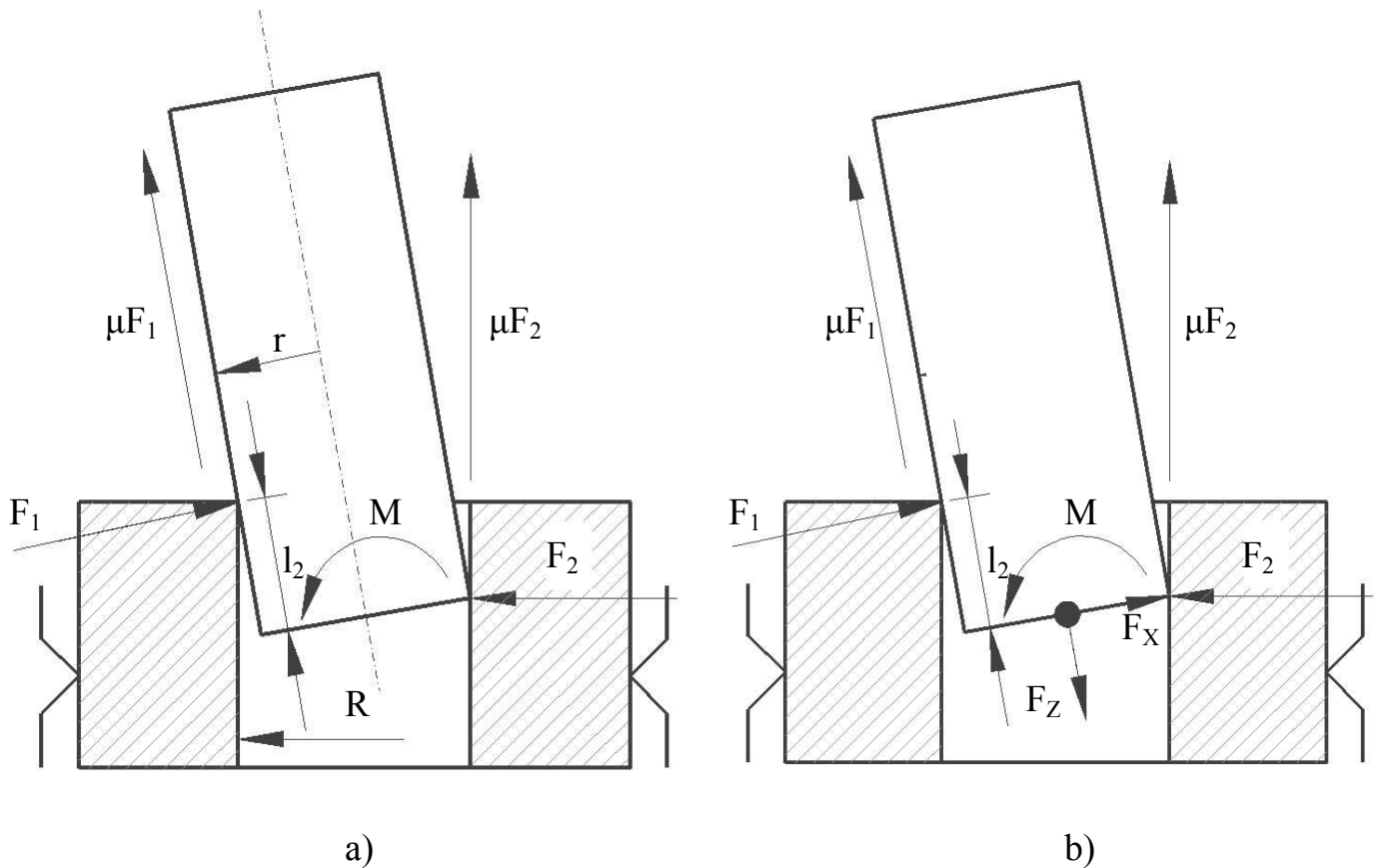
4.6 pav. Veleno įstatymo į įvorę gylis l_2 priklausomybės nuo polinkio kampo θ_0 .

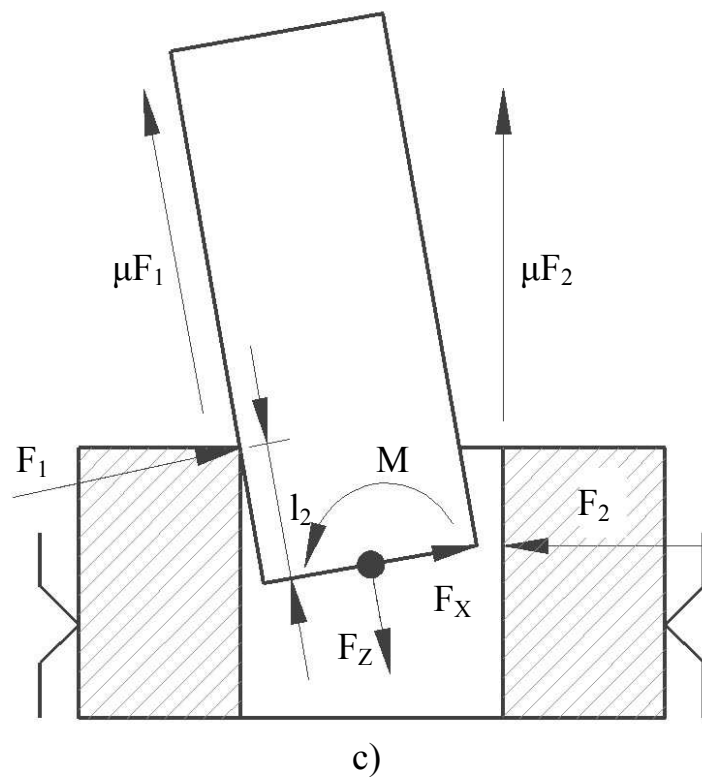
5. UŽSTRIGIMAS IR UŽSIKIRTIMAS

Tam, kad iš anksto žinotume ar sėkmingai vyks rinkimas, reikia išanalizuoti ne tik rinkimo mazgo geometrinius parametrus, bet ir detales veikiančias jėgas. Išskiriami du veiksniai: užstrigimas ir užsikirtimas, kurie įvyksta dvitaškio sąlyčio metu .

Užstrigimas – tai būklė, kai velenas nejuda ir jį per griebtuvą veikia jėgos bei momentai.

Išreiškime įstatymo jėgą per sudedamąsias F_x , F_z ir momentą M , kuris pridėtas prie veleno galo centro (5.1 pav.). Reikia išvesti išraiškas pasisukimo ir praslydimo veleno atveju, priklausančią nuo pridėtų jėgų ir pasipriešinimo F_1 ir F_2 .





5.1 pav. Jėgų pusiausvyros

Jėgų pusiausvyra (5.1 pav. a) nusakanti veleno praslydimą dvitaškio sąlyčio metu atrodo taip :

$$F_z = \mu(F_1 + F_2) ; \quad (5.1)$$

$$F_x = F_1 + F_2 ; \quad (5.2)$$

$$M = F_1 l - \mu r(F_2 - F_1) . \quad (5.3)$$

Čia F_1, F_2 – pasipriešinimo jėgos;

M – sukimo momentas;

μ - trinties koeficientas.

Iš šių lygybių gauname :

$$\frac{M}{rF_z} = \frac{1}{2r\mu} - \frac{F_x}{F_z} \left(\frac{1}{2r} + \mu \right) . \quad (5.4)$$

Užsidavę nuožulos kampą λ :

$$\lambda = \frac{l}{2r\mu} , \quad (5.5)$$

Išstatome į lygybę (5.4)

$$y = mx + b \quad (5.6)$$

kur

$$y = \frac{M}{rF_z} ; \quad (5.7)$$

$$x = \frac{F_x}{F_z} ; \quad (5.8)$$

$$m = -\mu (1 + \lambda) ; \quad (5.9)$$

$$b = \lambda ; \quad (5.10)$$

Jeigu velenas palenktas į kitą pusę, lygybės gaunasi tos pačios, išskyrus

$$b = -\lambda . \quad (5.11)$$

Tam, kad išvesti reikiamas priklausomybes, reikia peržiūrėti vientaškio sąlyčio atvejus (5.1 pav. b) ir (5.1 pav. c).

(5.1 pav b) atvejui jėgų pusiausvyros bus tokios :

$$M + \mu F_x = 0, \quad (5.12)$$

$$F_z - \mu F_x = 0. \quad (5.13)$$

arba

$$\frac{F_x}{F_z} = \frac{1}{\mu}, \quad (5.14)$$

$$\frac{M}{rF_z} = \frac{-\mu F_x}{F_z}. \quad (5.15)$$

(5.1 pav. b) bus tokios :

$$M + lF_x + \mu rF_x = 0, \quad (5.16)$$

$$F_z - \mu F_x = 0. \quad (5.17)$$

arba

$$\frac{F_x}{F_z} = \frac{1}{\mu}, \quad (5.18)$$

$$\frac{M}{2F_z} = 1 \text{ arba } (2\lambda + 1). \quad (5.19)$$

Kitiems dviem vientaškio sąlyčio atvejams (5.1 pav. a) ir (5.1 pav. c) gauname :

$$F_z - \mu F_x = 0 \quad (5.20)$$

$$\frac{M}{2F_z} = 1 \quad \text{arba } (2\lambda + 1); \quad (5.21)$$

$$\frac{M}{2F_z} = \pm\lambda - \frac{F_x}{F_z} \mu(1 + \lambda) ; \quad (5.22)$$

Nurodyti taškai atsiskiria tiesės atkarpose, priklausomai nuo veleno praslydimo, t.y.

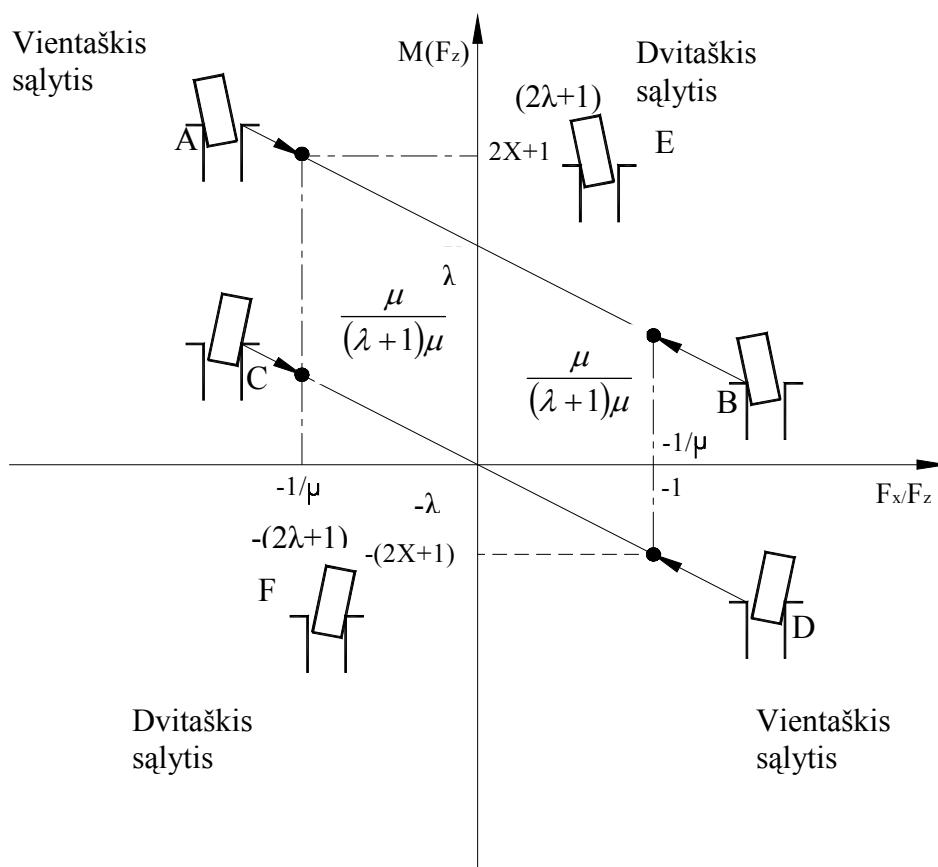
$$F_z \geq \mu F_x \quad (5.23)$$

Arba

$$F_x/F_z \leq 1/\mu. \quad (5.24)$$

Vienataškiai sąlyčiams iš dešinės pusės, ir su minuso ženklu iš kairės pusės.

Didelė santykio F_x / F_z reikšmė veda prie vienataškio užstrigimo. Visos sąlygos matomos (5.2 pav.).

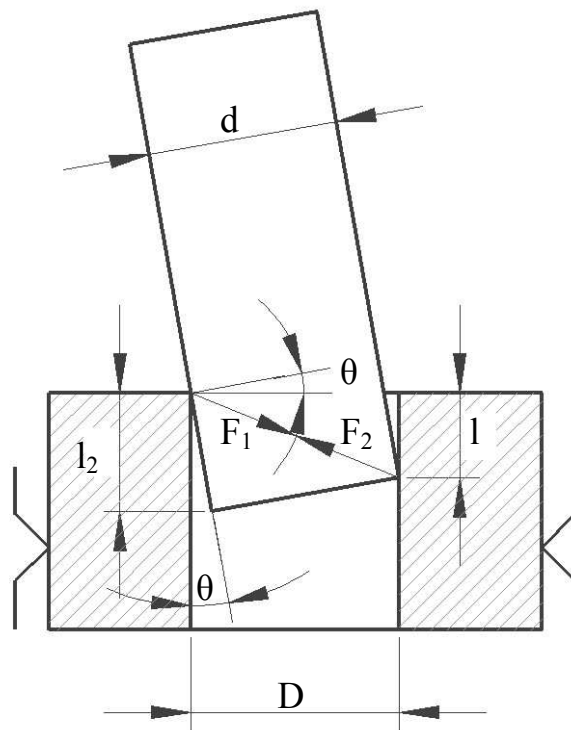


5.2 pav. Užsikirtimo sąlygos

Vertikalios brūkšninės linijos atitinka linijinį kontaktą. (5.2 pav.) Paveikslą galime interpretuoti tokiu būdu: taškai A, B, C, D esantys diagramos šonuose reiškia, kad galimas veleno praslydimas. Taškai E ir F, išvesti už diagramos ribų, charakterizuoja veleno užstrigimą vienataškio arba dvitaškio sąlyčio metu.

Pažymėsime, kad nuožulos kampas $\lambda \rightarrow 0$. Šiuo atveju diagrama išsigimsta į horizontalią liniją – zona A-B-C-D, kurioje užsikirtimas neįvyksta ir detales galima nekliudomai sujungti.

Užsikirtimu vadinama situacija, kurios metu velenas įstringa skylėje, tačiau to priežastimi yra geometriniai parametrai, o ne neteisingai pridėtos jėgos. Kai kuriais atvejais užsikirtimo pasekmės būna tokios, kad sėkmingai užbaigti rinkimo procesą nepavyksta net ir keičiant pridedamas jėgas, nors yra galimos deformacijos ir detalių pažeidimai sąlyčio vietose.



5.3 pav. Galimas užsikirtimas

Priimsime, kad viena iš detalių yra nestandi (nors jos standumas nedaug didesnis negu C_x ir C_θ). Užtvirtinimo atveju, sąlyčio metu kylančios jėgos gali veikti viena priešais kitą, to pasekmės yra energijos sukaupimas ir detalių suspaudimas.

Tai įmanoma, kai l_2 yra mažas. 5.2 pav. pavaizduota situacija, kai l_2 yra maksimalus, kuriam esant dar dar galimas užsikirtimas. Sąlyčio jėga, veikianti iš dešinės, yra kitos krypties negu trinties

atstojamoji. Tai reiškia, kad iš dešinės pusės persislinkimas jau įvyko. Sąlyčio jėga, veikianti iš kairės pusės "stengiasi" iššokti iš skylės. Tokia situacija gali įvykti jeigu velenas buvo sukamas pagal laikrodžio rodyklę iki deformavimo, o po to sukimo momentas buvo nuimtas.

Iš geometrinių samprotavimų:

$$l_h = \mu d \quad (5.25)$$

kur l_h didžiausia l_2 reikšmė, kuriai esant dar galimas užsikirtimas. Toliau tarsime, kad polinkio kampas θ ir tarpelis c pakankamai maži. Nustatome mažiausią detalės polinkio θ_h , prie kurio reikšmių dar gali įvykti užsikirtimas :

$$\theta_h = \frac{c}{\mu} \quad (5.26)$$

čia

$$c = \frac{R - r}{R} , \quad (5.27)$$

μ - Trinties koeficientas.

6. SĖKMINGO RINKIMO UŽBAIGIMO SĄLYGOS

Nustatysime sąlygas, be kurių neįvyktų sėkmingas rinkimas.

1. Prisilietimui prie nuožulos reikalinga, kad:

$$|e_0| < h \quad (6.1)$$

e_0 – veleno galo bazavimo palaida ; h – nuožulos plotis.

2. Norint išvengti užsikirtimo, dvitaškis sąlytis turi įvykti θ_2 reikšmei esant ne daugiau kaip :

$$|\theta_2| < \frac{c}{\mu} ; \quad (6.2)$$

Čia μ - trinties koeficientas; c – tarpelis.

$$\theta_0 + se_0 < \frac{c}{\mu} ; \quad (6.3)$$

kur

$$s = \frac{L}{L^2 + \frac{C_\theta}{C_x}} . \quad (6.4)$$

3. Norint išvengti užstrigimo, reikia išlaikyti nelygybę :

$$\left| \frac{M}{2F_z} + \frac{\mu(1+\mu)F_x}{F_z} \right| < \lambda \quad (6.5)$$

Čia λ - nuožulos kampas.

ir

$$\left| \frac{F_x}{F_z} \right| < \frac{1}{\mu} \quad (6.6)$$

1 sąlyga susieja linijinės paklaidos dydį ir pozicionavimą su nuožulos dydžiu. Pradinė veleno pozicionavimo linijinė paklaida atsiranda dėl kelių priežasčių : netikslus darbinės dalies įstatymas manipulatoriuje, jo pagaminimo paklaidos, griebtuvo deformacijos arba nusidėvėjimas, veleno pagaminimo paklaidos.

Praktiškai visada yra veleno ir skylės ašių nesutapimas. Tam, kad linijinė paklaida neišeitų už leistinų ribų, užduotų su tikimybe nors 95 proc., reikia kruopščiai išsiaiškinti atsiradimo priežastis ir jų tarpusavio ryšį. Šie tyrimai turi atsakyti į klausimą : „ Ar galima sumažinti paklaidą padidinus gaminamų detalių kokybę ir nustatyti protingą nuožulos pločio h reikšmę ?“.

2 sąlyga tik iš dalies yra geometrinė – ji susijusi su tamprumo elementų standumu. Įskaitant tuos atvejus, kai veleno ilgis L pakankamai mažas, veleno galo bazavimo paklaidos e_0 ir polinkio kampo θ_0 negalima laikyti nepriklausomais.

Esmė ta, kad liečiant liečiant nuožulą, kai $e_0 \neq 0$, velenas suksis. Pasisukimo kampas proporcingas veleno ilgiui L ir bazavimo paklaidai e_0 ir atvirkščiai proporcingas C_θ / C_x . Pradinę paklaidą θ_0 šiuo atveju reikia padidinti, pridėdant nurodyto kampo reikšmę. Pradinė paklaida θ_0 atsiranda dėl netikslaus griebtuvų nustatymo, dėl detalių su skylė ir veleno fiksavimo paklaidos, detalių gamybos paklaidų. Visų šių priežasčių išanalizavimas turi atsakyti į klausimą: „Ar gali jų įtaka privesti prie sąlygos 2 neišlaikymo ?“ .

3 sąlyga formuluojama per jėgų reikšmes, kurios veikia renkant detales, ir kurias sunkiausia apskaičiuoti projektuojant. Paprastai siūlomos kampinio C_θ ir linijinio standumo C_x reikšmės pakankamos rinkimui, tačiau konkrečios jų reikšmės nebūtinės. Toks projektavimas veda prie neoptimalių ir neteisingų sprendimų, nes rinkimo robotų manipuliatorių standumas mažesnis negu staklių su programiniu valdymu. Tai verčia naudoti rinkimo įrangoje paslankumo įtaisus, o tai leidžia lengvai įvykdyti visas tris išvardintas sąlygas.

IŠVADOS

1. Nustatyta detalės paslankumo centro leistinoji pradinė renkamo komponento ašių nesutapimo paklaida X_0 , kai detales dar galima nekliudomai sujungti.
2. Nustatytas detalės ašies polinkio kampas θ , prie kurio reikšmių veleną galima sujungti su įvore.
3. Nustatytos paslankios detalės tvirtinimo griebtuvo pakabos standumo charakteristikos C_x , C_θ .
4. Nustatytos sąlygos, kurios leidžia išvengti užstrigimo ir užsikirtimo.

SUMMARY

AN ANALYSIS OF AUTOMATED PARTS ASSEMBLY

The task of automated joining of the shaft with clearance taking into account the spatial deviation of the grip was solved.

Linear and angular initial values of non-coincidences when joining is still possible were obtained. The depth of shaft insertion, when the contact at second point occurs, and dependence on the inclination angle of the axis were determined.

LITERATŪRA

1. **Bakšys B., Povilionis A. B., Puodžiūnienė N.** Vibracinių surinkimo įtaisų sujungimo jėgos. – Mechaninė technologija XXV. Mokslo darbai, - Kaunas: Technologija, 1997, p.183 – 190.
2. **Bakšys B., Povilionis A. B.,** Cilindrinų detalių sujungimo jėgų analizė. - Mechaninė technologija XXVI. Mokslo darbai, - Kaunas: Technologija, 1998, p.26 – 33
3. **J.P. Baartman** Automation of assembly operations on parts. – Delf : Delft university of Technology (Netherlands), 1995,- p 230
4. **Ke - Lin Du, Xinhan Huang, Min Wang, Bin Zhang and Jianynan Hu.** Robot independence. Learning of the peg-in hole dynamic assembly press international Journal of Robotic and Automation, Vol 15 N.3, 2000, p 107-118.
5. **Sturges, K. H., Haowattana, S.** Passive assembly of non – axisymmetric rigid parts. IEEE/RSI/GI Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS), Munich, Vol. 2, 1994, p. 1218-1243.
6. **Warnecke, H. J., Schweizer, M., Wurtz, G.** Flexible automated assemble cell for interference fits. 11th International Conference on Assembly Automation, Dearbon, MI, p. 790-819.
7. **Ke Lin DeXinhan Huang, Min Wang, Bin Zhang, Jianyuan Hu.** Robot impedance learning of the peg-in-hole dynamic assembly process. International Journal of Robotics and Automation, Vol. 15, No. 3, 2000, p.107-118.
8. **Hsi-Te Liao, Ming C. Leu.** Analysis of impact in robotic page-in-hole assembly. Robotica, Vol. 16, 1998, p.347-356.
9. **Erdman, M.** On a representation of friction in configuration space. International Journal of Robotics Research, Vol. 13, No. 3, 1994, p.240-271.
10. **Wei Wang, Robert N. K. Loh, Edward Y. Gu.** Passive compliance versus active compliance in robot-based automated assembly systems. Industrial Robot, Vol. 25, No. 1, 1998, p.78-57.
11. **Ke Lin Du, Xinhan Huang, Min Wang, Jianyuan Hu.** Assembly robotics research a survey. International Journal Of Robotics and Automation, Vol. 14, No. 4, 1999, p.171-183.
12. **Khatib, O., Burdick, J.** Motion and force control of robot manipulators. IEEE International Conference on Robotics and Automation, San Francisco, CA, 1986, p.1381-1387.
13. **Maples, A., Becker, J.J.** Experiments in force control of robotics manipulators. . IEEE International Conference on Robotics and Automation, San Francisco, CA, 1996, p.695-702.
14. **Strip, D.R.** Technology for robotic mechanical assembly: force-directed insertions. AT&T Technical Journal, Vol. 67, No. 2, 1988, p.23-34.
15. **Braggings, D.** A critical look at robot vision. Industrial Robot, Vol. 22, No. 6, 1995, p.9-12.

16. **Huang Suck Cho.** Introduction to the special issue: Intelligent robotic assembly. *Robotica*, Vol. 16, 1998, p.237-238.
17. **Changman Son.** An optimal planning technique for an intelligent robot's part assembly in partially unstructured environments. *Robotica*, Vol. 16, 1998, p.47-57.
18. **Jun Miura, Katsushi Ikeuchi.** Task planning of assembly of flexible objects and vision-based verification. *Robotica*, Vo. 16, 1998, p.297-307.