MODELE MATEMATICE ALE SISTEMELOR MATEMATICE CU CUPLAJE PNEUMATICE

MATHEMATICAL MODELS OF MECHANICAL SYSTEMS WITH PNEUMATICAL COUPLINGS

Kartselin EVTIM, *Universitatea de Mine şi Geologie "St. Ivan Rilski", 1700 Sofia*
Cozma VASILE, *Universitatea „Constantin Brancusi" Targu Jiu, Romania,*
Iliev JIVKO, *Universitatea de Mine şi Geologie "St. Ivan Rilski", 1700 Sofia*
Radlov KALIN, *Universitatea de Arhitectură, Inginerie Civilă şi Geodezie - Sofia, 1046 Sofia*
Istaliyanov RUMEN, *Universitatea de Mine şi Geologie "St. Ivan Rilski", 1700 Sofia*
Iochev ILIYA, *Rudmetal AD 4960 c. Rudozem, Bulgaria*

Abstract: *Scopul acestei cercetări este să propună o metodă de lucru cu ecuaţiile pentru cercetarea dinamică a sistemului mecanic cu cuplaje pneumatice*

Cuvinte-cheie: *model matematic, sistem mecanic, cuplaje pneumatice*

Kartselin EVTIM, *University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski", 1700 Sofia*
Cozma VASILE, *University „Constantin Brancusi" Targu Jiu, Romania*
Iliev JIVKO, *University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski", 1700 Sofia*
Radlov KALIN, *University of Architecture, Civil Engineering and Geodesy-Sofia, 1046 Sofia*
Istaliyanov RUMEN, *University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski", 1700 Sofia*
Iochev ILIYA, *Rudmetal AD 4960 c. Rudozem, Bulgaria*

Abstract: *Purpose of the present development is to propose a method for working out equations for dynamical research of mechanical system with pneumatical couplings*

Key words: *mathematical model, mechanical system, pneumatical couplings*

1.Introducere

Întrebări referitoare la cercetarea pentru dinamica maşinilor, diferite în ceea ce priveşte construcţia, utilizarea, complicaţii şi masa proprie, apar permanent şi devin din ce în ce mai mult obiecte de cercetare. Multe întrebări apar în special în timpul procesului de proiectare şi operare al maşinilor grele şi complicate folosite în industria minieră, din cauza dimensiunilor lor grlobale imense, masei proprii şi momentelor de inerţie a legăturilor lor mobile care sunt sub acţiunea sarcinilor nestaţionare.

In aceste condiţii, de asemenea accelerările uşoare ale legăturilor mobile sunt motivul pentru iniţierea unor forţe imense de inerţie care cauzează sarcini dinamice mari ale părţilor maşinii şi construcţiei maşinii ca ansamblu.

1.Introduction

Research questions for dynamic of the machines, different in construction, use, complication and own mass, permanently arise and became more and more actual research tasks. Particulary many questions arise during design and operational process of particulary heavy and complicated machines used in mining industry, because of their huge overall dimensions, own mass and inertia moments of their movable links, which are under action of non-stationary loadings.

In this conditions, also small accelerations of movable links are reason for initiation of huge inertia forces, which cause big dynamic loadings of machine components and machine construction at all.

Analiza procesului dinamic din construcţia maşinii şi crearea de metode pentru calculele maşinii ţinând seama de sarcinile dinamice reale şi de elasticitatea reală a legăturii ocupă un rol foarte important datorită acţiunii rapide în creştere a maşinilor moderne, care le asigură o productivitate ridicată.

Dinamica maşinii include rezolvarea unor sarcini complicate ale ingineriei mecanice moderne. Independent de rezultatele importante obţinute de mulţi cercetători, în special în literatura de specialitate [1,2,3,4], întrebarea referitoare la cercetarea, analiza şi explicarea proceselor dinamice care progresează în construcţia maşinii, determinarea relaţiilor pentru progres, precum şi dezvoltarea de metode moderne pentru proiectarea de maşini moderne este încă o întrebare de actualitate.

În multe unităţi şi ansambluri automate, cum ar fi mecanismul de activare dar adesea şi sistemele de control sunt folosite mecanismele pneumatice. Unitatea sau ansamblul a cărui construcţie include mecanisme pneumatice se numeşte sistem mecanic cu cuplaje pneumatice. Ecuaţiile care definesc cinematica şi dinamica acestor sisteme trebuie să includă parametrii sistemului mecanic şi rata de schimb a presiunii aerului comprimat.

2. Ecuaţiile de mişcare ale sistemului mecanic cu cuplaje pneumatice

Ecuaţia de mişcare a unui sistem mecanic poate fi scrisă folosind coordonatele generalizate în conformitate cu ecuaţia de ordinul II a lui Lagrange:

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial E_K}{\partial q_i}\right)-\frac{\partial E_K}{\partial q_i}+\frac{\partial E_p}{\partial q_i}+\frac{\partial \Phi}{\partial q_i}==Q_i(t)\ \ (i=1,2,\dots n) \qquad (1)$$

Ecuaţia de mişcare a fiecărei legături mobile a sistemului pneumatic se poate scrie cel mai bine folosind principiul lui D'alambert, conform ecuaţiei [1]

Analysing of dynamical processing in machine construction and creating of methods for machine calculations with taking into account the real dynamical loadings and real link's elasticity takes very important place with increasing quick-action of modern machines, which provides their high productivity.

Machine's dynamic includes solving complicated of modern mechanical engineering tasks. Independently of achieved important results by many researchers, given in special literature [1,2,3,4], the question about research, analys and explaination of dynamical processes, which progress in machine's construction, determination of relationships for the progressing, as also development of modern methods for designing of modern machines is still an actual question.

In many automatic units and assemblies, as actuator mechanismus, but very often also as control sysyems are used pneumatic mechanismus. Unit or assembly, whoose construction includes pneumatic mechanismus are called mechanical system with pneumatical couplings. The equations, which define kinematics and dynamics of such systems, must include mechanical system's parameters and change rate of compressed air's pressure.

2.Equations of motion of mechanical system with pneumatical couplings

Equation of motion of a mechanical system can be worked out by using the generalized coordinates, in accordance to the second order Lagrange's equation:

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial E_K}{\partial q_i}\right)-\frac{\partial E_K}{\partial q_i}+\frac{\partial E_p}{\partial q_i}+\frac{\partial \Phi}{\partial q_i}==Q_i(t)\ \ (i=1,2,\dots n) \qquad (1)$$

Equation of motion of each movable link of the pneumatical system is most expedient to be worked out by using D'alambert principle, in accordance to equation [1]

$$m_{\Pi q}.\ddot{x}_q =$$
$$= p_i.S_{q,i} - p_i.S_{q,i} + \sum F + C_\Pi.x_q +$$
(2)
$$+ C_c.\dot{x}_q$$

unde m_{nq} este masa concentrată a legăturii sistemului pneumatic cu numărul q, determinată prin metoda lui Relay;

$\ddot{x}_q$ – accelerație;

p_i, p_j – presiunea aerului comprimat în volum de funcționare sau staționare sau în conducta de admisie şi evacuare;

S_i, S_j – zona secțiunii transversale a pistonului legăturii cu numărul q;

$\sum F$ – echivalentul tuturor forțelor constante, care acționează asupra legăturii mobile cu numărul q, excluzând forța de presiune a aerului;

C_n, C_c – coeficienți de proporționalitate, care caracterizează dependența liniară dintre forță ca rezultat al mişcării x_q şi vitezei legăturii mobile - $\dot{x}_q$.

Pe baza relațiilor în care sunt incluşi parametrii proceselor de comprimare a aerului este înlocuită ecuația diferențială [2]

$$dQ - \left(\sum_{i=1}^{n} Q_{i.c.} - \sum_{j=0}^{ko} Q_{jc}\right)dt \qquad (3)$$

sau

$$\frac{dQ}{dt} = \sum_{i=1}^{n} Q_{i.c.} - \sum_{j=0}^{ko} Q_{jc}\,dt \qquad (4)$$

unde Q_{ic} este consumul de masă al aerului comprimat, injectat în timp de 1 secundă în cilindru prin umplerea sa în conducta numărul i;

Q_{jc} – al doilea consum de masă al aerului din cilindru prin conducta numărul j;

$$m_{\Pi q}.\ddot{x}_q =$$
$$= p_i.S_{q,t} - p_i.S_{q,t} + \sum F + C_\Pi.x_q +$$
(2)
$$+ C_c.\dot{x}_q$$

where m_{nq} is the lumped mass of pneumatic system's link with number q, determined by Relay's method;

$\ddot{x}_q$ – acceleration;

p_i, p_j – compressed air's pressure in working and non-working volume or input and output pipeline;

S_i, S_j – area of piston's cross section of link with number q;

$\sum F$ – equivalent of all the constant forces, acting on movable link with number q, excluding air pressure force;

C_n, C_c – proportionality coefficients, characterising the linear dependence between force as a result of movement x_q and movable link's velocity- $\dot{x}_q$.

In the basis of working out the relationships, in which are included parameters of air compressing processes is replaced the differential equation [2]

$$dQ = \left(\sum_{i=1}^{n} Q_{i.c.} - \sum_{j=0}^{ko} Q_{jc}\right)dt \qquad (3)$$

or

$$\frac{dQ}{dt} = \sum_{i=1}^{n} Q_{i.c.} - \sum_{j=0}^{ko} Q_{jc}\,dt \qquad (4)$$

where Q_{ic} is mass consumption of compressed air, injected in time 1 sec in the cylinder, by its filling through pipeline number i;

Q_{jc} – mass second consumption of outflowing air from cylinder through pipeline

Durabilitatea proceselor trecătoare prin sistemele pneumatice este prea scurtă şi ţinând seama de acest lucru procesul de progresare din aerul comprimat poate fi considerat un proces cu temperatură constantă.

Pentru procesul cu temperatură constantă se aplică următoarele relaţii

$$dQ = \frac{1}{R.T_k}.(p.d.V + V.dp) \qquad (5)$$

unde R este constanta de gaz;

T_K – temperatura absolută a aerului;

p – presiunea aerului;

V – volumul de lucru.

Din (5) se poate obţine următoarea ecuaţie:

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{1}{R.T_K}.\frac{p.dV + Vdp}{dt}, \qquad (6)$$

unde

$$\frac{p.dV + Vdp}{dt} = \frac{d}{dt}(pV) \qquad (7)$$

Înlocuind ecuaţia (7) în ecuaţia (6), înlocuind dQ/dt cu echivalentul său din ecuaţia (4) şi după transformare se obţine

$$\frac{d}{dt}(p.V) = RT\left(\sum_{i=1}^{n} Q_{i.c} - \sum_{j=1}^{K_0} Q_{jc}\right) \qquad (8)$$

unde

$$Q_{ic} = \frac{\mu_i.S_i.\varphi_i}{\sqrt{R.T_K}}.P_{i-1}; \qquad (9)$$

$$Q_{jc} = \frac{\mu_i.S_i.\varphi_i}{\sqrt{R.T_K}}.P_i; \qquad (10)$$

Coeficientul pentru consumul de aer prin conducta numărul i este determinat de următoarea ecuaţie:

number j;

Durability of transient processes by pneumatical systems is too short, and in view of that the progressing process in compressed air can be assumed as constant-temperature process.

For constant-temperature process are in force the following relationships

$$dQ = \frac{1}{R.T_k}.(p.d.V + V.dp) \qquad (5)$$

where R is a gas constant;

T_K – absolute temperature of air;

p – air pressure;

V – work volume.

From (5) can be obtained the following equation:

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{1}{R.T_K}.\frac{p.dV + Vdp}{dt}, \qquad (6)$$

where

$$\frac{p.dV + Vdp}{dt} = \frac{d}{dt}(pV) \qquad (7)$$

Replacing equation (7) in equation (6), replacing dQ/dt with its equivalent from equation (4) and after a transformation is obtained

$$\frac{d}{dt}(p.V) = RT\left(\sum_{i=1}^{n} Q_{i.c} - \sum_{j=1}^{K_0} Q_{jc}\right) \qquad (8)$$

where

$$Q_{ic} = \frac{\mu_i.S_i.\varphi_i}{\sqrt{R.T_K}}.P_{i-1}; \qquad (9)$$

$$Q_{jc} = \frac{\mu_i.S_i.\varphi_i}{\sqrt{R.T_K}}.P_i; \qquad (10)$$

The coefficient for air consumption through pipeline number i is determined by

$$\mu_i = \frac{1}{\sqrt{1+\sum \xi_{np}}} \qquad (11)$$

unde $\sum \xi_{np}$ este suma coeficienţilor reduşi ai rezistenţelor locale şi rezistenţelor din secţiunile conductei la cea mai mică secţiune efectivă a conductei numărul i ;

S_i, S_j – cele mai mici secţiuni ale conductei numărul i şi conductei numărul j ;

φ_i, φ_j – coeficienţi de scurgere din conducta numărul i şi conducta numărul j ;

Coeficientul φ_i depinde de relaţia presiunilor p_i / p_{i-1} , unde $p_{i-1} > p_i$.

Coeficientul φ_j depinde de relaţia presiunilor p_j / p_i , unde $p_i > p_j$.

În cazul relaţiei presiunilor:

$$\beta_i = \frac{p_i}{p_{i-1}} \geq \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k}{k-1}} = \beta_{kp} = 0{,}528 \qquad (12)$$

unde $k = 1{,}41$ este un parametru de aer care corespunde zonei de scurgere critică a aerului. Coeficientul φ_i are valoare maximă, care se calculează cu ecuaţia:

$$\varphi_{max} == \sqrt{\frac{2.g.k}{k-1}\left[\left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{2}{k+1}} - \left(\frac{k+1}{2}\right)\right]} \qquad (13)$$

În acest caz, scurgerea aerului se face la viteză maximă, egală cu viteza sunetului.

Dacă relaţia presiunilor

$$\beta_i = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k}{k-1}}$$

Corespunde unei zone subcritice, în acest caz, coeficientul de scurgere este o variabilă, care se modifică de la $\varphi_{\max}$ la 0 şi se

following equation:

$$\mu_i = \frac{1}{\sqrt{1+\sum \xi_{np}}} \qquad (11)$$

where $\sum \xi_{np}$ is the sum of reducted coefficients of local resistances and pipeline's straight sections resistances to the smallest effective section of pipeline number i ;

S_i, S_j – the smallest drifting sections of pipeline number i and pipeline number j ;

φ_i, φ_j – outflowing coefficients from pipeline number i and pipeline number j ;

Coefficient φ_i depends on the pressures relation p_i / p_{i-1} , where $p_{i-1} > p_i$.

Coefficient φ_j depends on the pressures relation p_j / p_i , where $p_i > p_j$.

In case of pressures relation:

$$\beta_i = \frac{p_i}{p_{i-1}} \geq \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k}{k-1}} = \beta_{kp} = 0{,}528 \qquad (12)$$

where $k = 1{,}41$ is an air parameter, which corresponds to the zone of over-critical air outflowing. The coefficient φ_i has its maximal value, which is calculated by the equation:

$$\varphi_{max} == \sqrt{\frac{2.g.k}{k-1}\left[\left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{2}{k+1}} - \left(\frac{k+1}{2}\right)\right]} \qquad (13)$$

In this case air outflowing is with its maximal speed, equal to speed of sound.

If the pressures relation

$$\beta_i = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k}{k-1}}$$

corresponds to the undercritical zone, in this case the outflowing coefficient is a calculează cu ecuația:

$$\varphi_i^s = \sqrt{\frac{2.g.k}{k-1}\left[(\beta_i)^{\frac{2}{k}} - (\beta_i)^{\frac{k+1}{k}}\right]} \qquad (14)$$

Relația presiunilor

$$\beta_i = \frac{p_i}{p_{i-1}}$$

ține seama de mişcarea aerului numai într-o singură direcție – din camera cu presiunea p_i. Din cauza sistemelor pneumatice complicate din timpul proceselor trecătoare care pot modifica direcția aerului comprimat, este inclusă următoarea ecuație universală pentru β_i, care ține seama de posibilitatea de a modifica direcția aerului comprimat

$$\beta_i = \left(\frac{p_i}{p_{i-1}}\right)^{sgn(p_{i-1}-p_i)} \qquad (15)$$

Unde exponentul

$$\mathrm{sgn}(p_{i-1} - p_i) = 1$$

dacă $p_{i-1} > p_i$. În acest caz aerul curge de la volumul cu presiunea p_{i-1} la volumul cu presiunea p_i.

dacă $p_{i-1} = p_i$, atunci $\mathrm{sgn}(p_{i-1} - p_i) = 0$, $\beta_i = 1$ şi fluxul aerului este oprit.

dacă $p_{i-1} < p_i$, atunci $\mathrm{sgn}(p_{i-1} - p_i) = -1$ şi aerul îşi modifică direcția de scurgere.

Coeficientul φ_j este determinat la fel ca şi coeficientul φ_i, potrivit ecuației (14), unde indicii i sunt înlocuiți cu indicii j

$$\beta_j = \left(\frac{p_i}{p_j}\right)^{sgn(p_i-p_j)}$$

variable, which changes in range from $\varphi_{\max}$ to 0 and it is calculated by the equation:

$$\varphi_i^s = \sqrt{\frac{2.g.k}{k-1}\left[(\beta_i)^{\frac{2}{k}} \quad (\beta_i)^{\frac{k+1}{k}}\right]} \qquad (14)$$

The pressures relation

$$\beta_i = \frac{p_i}{p_{i-1}}$$

takes into account air motion in only one direction – from chamber with pressure p_{i-1} to chamber with pressure p_i. Because of in complicated pneumatical systems during transient processes is possible change of compressed air direction, is included the following universal equation for β_i, which takes into account the possibility for change of compressed air direction

$$\beta_i = \left(\frac{p_i}{p_{i-1}}\right)^{sgn(p_{i-1}-p_i)} \qquad (15)$$

where the exponent index

$$\mathrm{sgn}(p_{i-1} - p_i) = 1$$

if $p_{i-1} > p_i$. In this case the air flows from volume with pressure p_{i-1} to volume with pressure p_i.

if $p_{i-1} = p_i$, then $\mathrm{sgn}(p_{i-1} - p_i) = 0$, $\beta_i = 1$ and the air flowing is stopped.

if $p_{i-1} < p_i$, then $\mathrm{sgn}(p_{i-1} - p_i) = -1$ and the air changes its flow direction.

The coefficient φ_j is determined alike coefficient φ_i, in accordance to equation (14), where indexes i are replaced with indexes j

unde $p_i > p_j$

în cazul cercetării sistemelor pneumatice complexe cu reglare automată, care au procese trecătoare oscilante, prin care direcția de scurgere a aerului se modifică la rate de lucru peste pragul critic sau sub-critice, se folosesc diferite ecuații referitoare la φ_i, potrivit ecuațiilor (13) şi (14) iar soluția este complicată. Pentru furnizarea de componente şi soluții pentru ecuațiile dinamice ale sistemelor pneumatice complexe şi cercetarea proceselor lor trecătoare se unifică ecuațiile (13) şi (14) într-o ecuație comună care ține seama de ambele rate de scurgere a aerului.

$$\varphi_i = \frac{\varphi_{max}}{2}\left[1 + sgn(\beta_{KP} - \beta_i)\right] + \frac{\varphi_i^*}{2}\left[1 - sgn(\beta_{KP} - \beta_i)\right] \quad (16)$$

Dacă în ecuația (16) $\beta_i < \beta_{KP}$, în acest caz al doilea membru al său este egal cu zero şi procesul de scurgere a aerului va intra în rata peste pragul critic de funcționare; Dacă $\beta_i = \beta_{KP}$, în acest caz, primul şi al doilea membru al ecuației (16) sunt egali cu $\varphi_{\max}/2$, care corespunde de asemenea ratei de lucru peste pragul critic. În cazul în care $\beta_i > \beta_{KP}$, atunci primul membru al ecuației (16) este egal cu zero, coeficientul φ_i este calculat cu ecuația (14), iar procesul de scurgere a aerului va intra în rata de lucru sub pragul critic.

Înlocuind ecuațiile (9) şi (10) în ecuația (8), se obține ecuația finală pentru calcularea ratei de modificare a presiunii.

$$\frac{d}{d_t}(p.V) =$$

$$\beta_j = \left(\frac{p_i}{p_j}\right)^{sgn(p_i - p_j)}$$

where $p_i > p_j$

In case of research of complex pneumatical systems with automatic adjustment, which have oscillatory transient processes, by which the air flowing direction is changed in over-critical and under-critical work rate, there are used different equations about φ_i, in accordance to equations (13) and (14) and the solution is complicated. For components providing and dynamic equations solution of complex pneumatical systems and research of their transient processes are united equations (13) and (14) in a common equation, which takes into account the both work rates of air outflowing.

$$\varphi_i = \frac{\varphi_{max}}{2}\left[1 + sgn(\beta_{KP} - \beta_i)\right] + \frac{\varphi_i^*}{2}\left[1 - sgn(\beta_{KP} - \beta_i)\right] \quad (16)$$

If in equation (16) $\beta_i < \beta_{KP}$, in this case its second member is equal to zero and air outflowing process shall run in over-critical work rate; If $\beta_i = \beta_{KP}$, in this case the first and second member of equation (16) are equal to $\varphi_{\max}/2$, which also corresponds to over-critical work rate. In case that $\beta_i > \beta_{KP}$, in this case the first member of equation (16) is equal to zero, the coefficient φ_i is calculated by equation (14), and air outflowing process shall run in under-critical work rate.

Replacing equations (9) and (10) in equation (8), is obtained the final equation for calculating the pressure change rate.

$$= \sqrt{R.T_k}\left[\sum_{i=1}^{n} \mu_i.S_i.\varphi_i.p_{i-1} - \sum_{j=1}^{k_0} \mu_i.S_i.\varphi_i.p_i\right] \quad (17)$$

Ecuaţiile (8) şi (17) sunt fundamentale pentru calcularea ratei de modificare a presiunii p a aerului comprimat în fiecare volum constant şi variabil al sistemului pneumatic în caz de umplere a sa prin conductele numărul n şi prin golirea sa prin conductele numărul and k_0. În această ecuaţie φ_i şi φ_j indică zona de lucru pentru umplerea prin conducta numărul i, şi golirea prin conducta numărul j, şi β_i indică modificarea direcţiei aerului. Această ecuaţie permite simplificarea metodelor pentru realizarea ecuaţiilor dinamice ale sistemelor pneumatice, pentru cercetarea cinematicii, dinamicii lor şi pentru determinarea celor mai eficiente componente de construcţie folosind maşini puternice de calcul.

3.Concluzie

Teoria dezvoltată este aplicabilă pentru cercetarea teoretică a dinamicii construcţiei de bază a sistemelor pneumatice de frânare pentru maşini uriaşe miniere de ridicare, pentru determinarea celor mai eficiente componente constructive ale sistemului şi pentru luarea de decizii pentru modernizarea sistemelor.

Bibliografie

1.Болобров В.И. Динамика, нагрев и износ тормозов шахтньх подъемных машин. К., Наукова думка, 1981- 200с.

2.Герц Е.В., Крейнин Г.В. Расчет пневмоприводов. Справочник. М., Машиностроение, 1972- 407с.

3.Потураев В.Н., Болобров В.И., Михайличенко Е., Анализ динамики механических систем, Киев В.Ш, 1989-151

$$\frac{d}{d_t}(p.V) =$$

$$= \sqrt{R.T_k}\left[\sum_{i=1}^{n} \mu_i.S_i.\varphi_i.p_{i-1} - \sum_{j=1}^{k_0} \mu_i.S_i.\varphi_i.p_i\right] \quad (17)$$

The equations (8) and (17) are fundamental for calculation of pressure change rate p of compressed air in each constant and variable volume of pneumatical system in case of its filling throught n numbers pipelines and its emptying throught k_0 numbers pipelines. In this equations φ_i and φ_j indicates the work rates for filling throught pipeline number i, and emptying throught pipeline number j, and β_i indicates change of air direction. This equations enable simplification of methods for pneumatic systems dynamic equations working out, research of their kinematics, dynamic and determining the most effective constructive components, by using of powerful calculation machines.

3.Conclusion

The developed theory is applicable for theoretical research of dynamic of pneumatic brake systems's basic constructions for huge mining hoisting machines, determining the most effective constructive components of the system and for taking decicions about systems modernization.

References

1.Болобров В.И. Динамика, нагрев и износ тормозов шахтньх подъемных машин. К., Наукова думка, 1981- 200с.

2.Герц Е.В., Крейнин Г.В. Расчет пневмоприводов. Справочник. М., Машиностроение, 1972- 407с.

3.Потураев В.Н., Болобров В.И., Михайличенко Е., Анализ динамики *с.*

4. Потураев В.Н. , Вертикальный транспорт на горных предприятях- М., Недра, 1975- 351 с.

механических систем, Киев В.Ш, 1989-151 с.

4. Потураев В.Н. , Вертикальный транспорт на горных предприятях- М., Недра, 1975- 351 с.