

**AZƏRBAYCAN RESPUBLİKASI ELM VƏ TƏHSİL NAZİRLİYİ**  
**AZƏRBAYCAN TEXNİKİ UNİVERSİTETİ**  
**YÜKSƏK TƏHSİL İNSTİTUTU**

Hüseynov Pərviz Munis oğlu, Lətifli Elvin Mürşüd oğlu, Həsənov Cəmaləddin  
Mənsur oğlu

**ÇATILI KRANLARIN MEXANİZMLƏRİNİN LAYİHƏLƏNDİRMƏ**  
**ÜSULLARININ TƏDQIQI [Çatılı kranların təhlükəsiz istismarının ümumi**  
**prinsiplərinin analizi, Çatılı kranların yükqaldırma mexanizmlərinin**  
**konstruksiya olunması variantlarının müqayisəli analizi, Çatılı kranların**  
**hərəkət mexanizmlərinin və onların arabacıqlarının konstruksiya olunması**  
**variantlarının müqayisəli analizi]**

mövzusunda

**MAGİSTRİK DİSSERTASİYASI**

İxtisas: “060625” Texnoloji maşın və avadanlıqlar mühəndisliyi

İxtisaslaşma: Yükqaldırıcı maşın və avadanlıqlar

Elmi rəhbər: texnika elmləri doktoru, professor Bəyalı Bəhcət oğlu Əhmədov

**BAKİ – 2024**

**AZƏRBAYCAN TEXNİKİ UNIVERSİTETİ**  
**YÜKSƏK TƏHSİL İNSTİTUTU**

***MAGİSTRANTIN ANDI***

“Çatılı kranların mexanizmlərinin layihələndirmə üsullarının tədqiqi” mövzusunda təqdim etdiyimiz magistrlik dissertasiyasını elmi əxlaq normalarına və istinad qaydalarına tam riayət etməklə və istifadə etdiyim bütün mənbələri ədəbiyyat siyahısında əks etdirməklə yazdığımı and içirik və magistrlik dissertasiyasının AzTU Kitabxana İnformasiya Mərkəzində saxlanılması, həmin mərkəz tərəfindən AzTU Rəqəmsal Repozitoriyasına daxil edilərək repozitoriyanın veb saytında yerləşdirilməsinə icazə veririk.

Hüseynov Pərviz Munis oğlu \_\_\_\_\_  
(imza)

Lətifli Elvin Mürşüd oğlu \_\_\_\_\_  
(imza)

Həsənov Cəmaləddin Mənsur oğlu \_\_\_\_\_  
(imza)

Tarix

## XÜLASƏ

**Abstract.** To carry out a quantitative analysis of the impact of crane failure risk on lifting capacity, the dissertation uses a failure risk analysis method based on the load-strength model, based on the assumption that lifting capacity and resistance are distributed according to the normal distribution law. Taking into account the magnitude of potential damage from dangerous events of individual elements of the crane. Expressions are given for determining safety factors.

The dissertation examines and analyzes various assembly schemes for lifting mechanisms on cargo trolleys of gantry cranes, used for complex mechanization of loading and unloading operations in various industries, identifies the pros and cons of each assembly scheme and compares them with each other.

The dissertation is devoted to gantry cranes, which are the most common type of overhead cranes used for mechanization of loading and unloading operations in various fields of industry. A comparison and analysis of various kinematic diagrams of the moving mechanisms of gantry cranes has been carried out, and the positive and negative aspects of each of them have been identified.

**Абстракт.** Для проведения количественного анализа влияния риска отказа кранов на грузоподъемность в диссертации использован метод анализа риска отказа на основе модели «нагрузка-прочность», основанный на предположении, что грузоподъемность и сопротивление распределяются по нормальному закону распределения. С учетом величины потенциального ущерба от опасных событий отдельных элементов крана приведены выражения для определения коэффициентов запаса по прочности.

В диссертации рассмотрены и проанализированы различные схемы сборки грузоподъемных механизмов на грузовых тележках козловых кранов, применяемые для комплексной механизации погрузочно-разгрузочных работ в различных отраслях промышленности, определены плюсы и минусы каждой схемы сборки и сопоставлены между собой.

Диссертация посвящена козловым кранам, которые являются наиболее распространенным видом кранов мостового типа, применяемых для механизации погрузочно-разгрузочных работ в различных областях промышленности. Проведено сравнение и анализ различных кинематических схем механизмов перемещения козловых кранов, определены положительные и отрицательные стороны каждого из них.

**Abstrakt.** Dissertasiya işində çatılı kranların imtinalar riskinin yükqötürmə qabiliyyətinə təsirinin kəmiyyətcə analizini aparmaq üçün "yük-möhkəmlik" modeli əsasında imtinalar riskinin təhlili metodundan istifadə edilərək yükqötürmə qabiliyyətinin və müqavimətin normal paylanma qanuna uyğun şəkildə paylanması fərziyyəsinə əsaslanaraq təhlükəli hadisələrdən potensial zərərin miqdarını nəzərə almaqla çatılı kranın ayrı-ayrı elementləri üçün möhkəmliyə ehtiyat əmsallarını təyin etmək üçün ifadələr təqdim edilmişdir.

Dissertasiya işində sənayenin müxtəlif sahələrində yükqaldırma işlərinin kompleks mexanikləşdirilməsi üçün istifadə olunan çatılı kranların yük arabacıqlarının üzərində yükqaldırıcı mexanizmlərin müxtəlif yığım sxemləri təhlil edilərək nəzərdən keçirilmiş, onların hər birinin müsbət və mənfi cəhətləri müəyyən olunaraq qarşılıqlı müqayisə olunmuşdur.

Dissertasiya işində sənayenin müxtəlif sahələrində yükvurma-yükboşaltma işlərinin mexanikləşdirilməsi üçün tətbiq olunan körpü tipli kranların ən geniş yayılmış növü olan çatılı kranlara həsr olunmuşdur. Çatılı kranların hərəkət mexanizmlərinin müxtəlif kinematik sxemləri müqayisə olanaraq analizi aparılmış və hər birinin birinin müsbət və mənfi cəhətləri müəyyən olunmuşdur.

## Mündəricat

|   |    |
|---|----|
| GİRİŞ.....  | 7  |
| I FƏSİL . ÇATILI KRANLARIN TƏHLÜKƏSİZ İSTİSMARININ ÜMUMİ PRİNSİPLƏRİNİN ANALİZİ .....   | 11 |
| 1.1 Ağır yük qaldırma maşınlarının işləmə təhlükəsizliyinin qiymətləndirilməsi ilə bağlı ümumi prinsiplər .....   | 11 |
| 1.2. İmtina riskinin analizi prosedurunun aparılmasına qoyulan tələblər.....  | 19 |
| 1.3. Yüksək məsuliyyət sinfinə aid müxtəlif növ çatılı kranların istismarı zamanı “məqbul risk” dəyərinin əsaslandırılması .....  | 23 |
| 1.4. Risk analizi üsullarının analizi və yüksək məsuliyyət sinfinə aid çatılı kranların layihələndirilməsi zamanı onların istismarının təhlükəsizliyinin qiymətləndirilməsi tapşırıqına ən uyğun olan metodun seçilməsi ..... | 29 |
| II FƏSİL. ÇATILI KRANLARIN YÜKQALDIRMA MEXANİZMLƏRİNİN KONSTRUKSIYA OLUNMASI VARIANTLARININ MÜQAYİSƏLİ ANALİZİ  | 38 |
| 2.1. Qaldırıcı mexanizmin optimal konstruksiya olunması .....   | 38 |
| 2.2. Yüksək məsuliyyət sinfinə aid çatılı kranların yükqaldırma mexanizmlərinin struktur sxemlərinin təhlili .....  | 38 |
| 2.3. Yükqaldırma mexanizminin optimal konstruksiya olunmasının əsas texniki-iqtisadi göstəricilərinin təhlili və keyfiyyət meyarlarının seçilməsi.....  | 51 |
| 2.4. Mexanizm sxeminin bütün variantları üçün A və B Yükqaldırma mexanizminin ümumi ölçülərini müəyyən etmək üçün ifadələrin tərtib edilməsi .....  | 52 |
| 2.5. Atom elektrik stansiyasının turbin otağına xidmət etmək üçün KM15 kran Yükqaldırma mexanizminin optimal konstruksiya olunması .....  | 72 |
| III FƏSİL. ÇATILI KRANLARIN HƏRƏKƏT MEXANİZMLƏRİNİN VƏ ONLARIN ARABACIQLARININ KONSTRUKSIYA OLUNMASI VARIANTLARININ MÜQAYİSƏLİ ANALİZİ .....  | 79 |
| 3.1.Çatılı kranın hərəkət mexanizmlərinin optimal layihənin yüksək məsuliyyət sinfi və onların yük arabacıqları .....   | 79 |
| 3.2.Çatılı kranlarının və onların yük arabacıqlarının hərəkət mexanizmlərinin konstruksiyalarının analizi .....   | 79 |
| 3.3. Hərəkət mexanizmlərinin konstruksiyalarının optimallığının əsas texniki-iqtisadi göstəricilərinin təhlili və keyfiyyət meyarının seçilməsi .....   | 88 |
| 3.4. Hərəkət mexanizminin riyazi modelinin qurulması və məhdudiyyətlərin işlənilib hazırlanması .....   | 90 |
| 3.4.1. Elektrik mühərriki və idarəetmə sistemi modulu .....   | 95 |
| 3.4.2. Təkər qurğularının modulu .....  | 99 |

|  |     |
|--|-----|
| 3.4.3. Transmissiya modulu.....                          | 100 |
| 3.4.4. Açıq dişli ötürməsinin modulu .....               | 103 |
| 3.4.5. Əyləc modulu.....                                 | 104 |
| 3.4.6. Balansir arabacığı metal konstruksiya modulu..... | 106 |
| NƏTİCƏ VƏ TƏKLİFLƏR.....                                 | 113 |
| İSTİFADƏ EDİLMİŞ ƏDƏBİYYAT .....                         | 114 |

## GİRİŞ

Tarixə nəzər salsaq ilk çatılı kranlar 1873-cü ildə, Böyük Britaniyanın Appleby Bros şirkəti tərəfindən hazırlanmış və Temza çayının hövzəsində yerləşən limanda yük vurma-yükboşaltma işlərinin mexanikləşdirilməsi üçün tətbiq olunmuşdu. Lakin bu çatılı kranın mexanizmlərinin hərəkətə gətirilməsi buxar mühərrikləri və qisməndə fəhlələrin əl əməyinə əsaslanırdı. Özünün əlverişli konstruktiv xüsusiyyətlərinə görə çatılı kranlar sürətlə təkmilləşdirilmiş və nəticədə artıq 7 il sonra, yəni 1880-ci ildə elektrik intiqalları təchiz edilmiş çatılı kranlar meydana gəlmişdir. Çatılı kranlar ilk əvvəl yalnız yükqaldırma və yük arabacığının hərəkət mexanizmləri ilə təchiz edilərdə, onun mobilliyini artırmaq məqsədi ilə kranın özünün hərəkət mexanizmi ilə də komplektləşdirilmişdir. Lakin çatılı kranlarda əksər qaldırıcı kranlar kimi daha çox konservativ konstruksiyaya malik olub, istehsalçılar tərəfindən onların əsaslı şəkildə təkmilləşdirilməsi aparılmamışdır. Ağır sənayenin, dəmir yolu infrastrukturunun, limanların inkişafı ilə əlaqədar olaraq çatılı kranların mövcud yükqaldırma və hərəkət mexanizmlərinin modernizasiyası, yeni konstruktiv həllərinin işlənməsi və onların müqayisəli analizini aparmaqla konkret şərtlər daxilində konkret uyğun variantların təklif edilməsi, eləcə də çatılı kranlarda baş verən imtinalar, qəzaların araşdırılaraq təhlükəsiz istismarı ilə bağlı təkliflərin hazırlanması olduqca aktual əhəmiyyət kəsb edir. Yükqaldırma kranları müasir sənayedə yükvurma-boşaltma əməliyyatlarının kompleks mexanizasiyası, eləcə də avtomatlaşdırılması prosesində ən vacib tərkib hissələrdən biridir. Kranlar, yükvurma-boşaltma əməliyyatlarında əl əməyinin aradan qaldırılması və ya böyük ölçüdə əvəz olunmasında əhəmiyyətli rol oynayır. Sənayenin texnoloji inkişafa doğru irəliləliyi hazırkı dövrdə, istər açıq sahələrdə, istərsə də qapalı anbar daxilində fəaliyyət göstərən sənaye müəssisələrində ən müxtəlif texnoloji imkanlara malik yükqaldırma maşınları və avadanlıqlardan istifadə olunur. Dəniz və çay limanlarında, dəmir yolu depolarında konteynerlərin (və digər yüklərin) gəmilərə yüklənməsi, düzülməsi, açıq işçi sahələrdə yüklərin düzbucaqlı meydança boyunca daşınması, eləcə də qapalı anbarın ətrafında yükləmə ilə bağlı işlərin icra olunması üçün yükqaldırıcı-nəqliçi maşınların əsas növlərindən biri olan çatılı və yarımçatılı kranlardan olduqca geniş istifadə olunur. Çatılı kranların sənayedə bu qədər geniş

tətbiqi onların istismarı ilə bağlı yarana biləcək risklərin, qəzaların, imtinaların düzgün şəkildə qiymətləndirilməsi ilə onların təhlükəsiz istismarının ümumi prinsiplərinin analizini aparmaq, eləcə də çatılı kranların əsas mexanizmləri olan yükqaldırma və hərəkət mexanizmlərinin (kranın və onun arabacığının) konstruksiya olunması variantlarının müqayisəli analizini aparmaqla optimal variantlarının müəyyən edilməsi olduqca mühüm əhəmiyyət kəsb edir.

**Mövzunun aktuallığı.** Yükqaldıran kranlar müasir sənayedə yükvurma-boşaltma əməliyyatlarının kompleks mexanizasiyası, eləcə də avtomatlaşdırılması prosesində ən vacib tərkib hissələrdən biridir. Kranlar, yükvurma-boşaltma əməliyyatlarında əl əməyinin aradan qaldırılması və ya böyük ölçüdə əvəz olunmasında əhəmiyyətli rol oynayır. Sənayenin texnoloji inkişafa doğru irəlilədiyini hazırkı dövrdə, istər açıq sahələrdə, istərsə də qapalı anbar daxilində fəaliyyət göstərən sənaye müəssisələrində ən müxtəlif texnoloji imkanlara malik yükqaldıran maşın və avadanlıqlardan istifadə olunur. Azərbaycanın yük daşıma imkanlarını bilavasitə artırmağa xidmət edən “Bakı Gəmiqayırma Zavodu” kimi mühüm sənaye müəssisəsində, həm də dəmir yolu məntəqələrində yük aşırılmasının effektivliyinin, yüksək məhsuldarlığın təmin olunması, eləcə də yükvurma – yükboşaltma işlərinin kompleks mexanikləşdirilməsi məqsədi ilə tətbiq olunan əsas texnikalardan biridə çatılı kranlardır. Lakin nəzərə almaq lazımdır ki, burada tətbiq olunan çatılı kranların bir qismi SSRİ dövründən, digər qismi isə son 20 ildə istismara qəbul edilmiş və onların əksəriyyəti istər yükqaldırma və hərəkət mexanizmləri kimi əsas düyümlərin istismar göstəricilərinə, istərsə də mümkün istismar və texnoloji qəzaların qarşısının alınması, eləcə də təhlükəsiz istismarının təmin edilməsi məqsədi ilə bir modernizasiyaların aparılmasına və məlumatların işlənməsinə praktiki ehtiyac vardır. Çatılı kranların sənayedə bu qədər geniş tətbiqi onların istismarı ilə bağlı yarana biləcək risklərin, qəzaların, imtinaların düzgün şəkildə qiymətləndirilməsi ilə onların təhlükəsiz istismarının ümumi prinsiplərinin analizini aparmaq, eləcə də çatılı kranların əsas mexanizmləri olan yükqaldırma və hərəkət mexanizmlərinin (kranın və onun arabacığının) konstruksiya olunması variantlarının müqayisəli analizini aparmaqla optimal variantlarının müəyyən edilməsi olduqca mühüm əhəmiyyət kəsb edir.



## **İşin məqsədi**

1. Yüksək məsuliyyət sinfinə aid çatılı kranlar üçün meyarların müəyyənləşdirilməsi;
2. Yüksək məsuliyyət sinfinə aid çatılı kranların istismarının təhlükəsizliyinin kəmiyyətə qiymətləndirilməsi üçün meyarın seçilməsi;
3. Kran və elementin məsuliyyət sinfindən asılı olaraq yüksək məsuliyyət sinfinə malik çatılı kranların mexanizmlərinin elementlərinin və metal konstruksiyalarının təhlükəsiz istismarının ümumi prinsiplərinin müəyyən edilməsi metodunu işləyib hazırlamaq;
4. Yüksək məsuliyyət sinfinə aid çatılı kranların mexanizmlərinin və metal konstruksiyalarının konstruksiya olunması məsələlərinin həlli üçün layihələndirmə üsullarını seçmək;
5. Yüksək məsuliyyət sinfinə aid çatılı kranların yükqaldırma və hərəkət mexanizmlərinin, eləcə də onların arabacıqlarının layihələndirilməsi üsullarını işləyib hazırlamaq;
6. Yüksək məsuliyyət sinfinə aid çatılı kranların yükdaşıyan metal konstruksiyalarının layihələndirilməsi üsullarını işləyib hazırlamaq.

**Tədqiqatın predmeti və obyektı.** Dissertasiya işində tədqiqatın predmeti çatılı kranların təhlükəsiz istismarı meyarları, eləcə də onların yükqaldırma və hərəkət mexanizmlərinin təhlilidir

Dissertasiya işinin əsas tədqiqat obyektı sənayenin müxtəlif sahələrində yükvurma-yükboşaltma işlərinin kompleks mexanikləşdirilməsi üçün istifadə olunan çatılı kranlardır.

**Elmi yenilik.** İşin elmi yeniliyi aşağıdakılardan ibarətdir: Çatılı kranların mexanizmlərinin elementlərinin və metal konstruksiyalarının təhlükəsiz istismarının ümumi prinsiplərinin müəyyən edilməsi metodunu işləyib hazırlamaq.

Çatılı kranların yükqaldırma mexanizmlərinin konstruksiya olunması variantlarının müqayisəli analizini apararaq daha əlverişli variantı təklif etmək.

Çatılı kranların hərəkət mexanizmlərinin və onların arabacıqlarının konstruksiya olunması variantlarının müqayisəli analizini apararaq ən əlverişli variantı təklif etmək.

**Tədqiqat metodları.** Dissertasiya işinin yerinə yetirilməsi zamanı aşağıdakı tədqiqat metodlarından istifadə olunmuşdur: Zədələnmələrin xarakterinin statistik analizi əsasında riskinin kəmiyyətə təhlili üçün məntiqi-qrafik və «yük-möhkəmlik» modeli, məlumatların toplanması, analizi, optimal variantların çıxarılması metodları.

**Tədqiqat işinin təcrübi əhəmiyyəti.** Çatılı kranların sənayedə bu qədər geniş tətbiqi onların istismarı ilə bağlı yarana biləcək risklərin, qəzaların, imtinaların düzgün şəkildə qiymətləndirilməsi ilə onların təhlükəsiz istismarının ümumi prinsiplərinin analizini aparmaq, eləcə də çatılı kranların əsas mexanizmləri olan yükqaldırma və hərəkət mexanizmlərinin (kranın və onun arabacığının) konstruksiya olunması variantlarının müqayisəli analizini aparmaqla optimal variantlarının müəyyən edilməsi olduqca mühüm əhəmiyyət kəsb edir.

**İşin strukturu və həcmi.** Dissertasiya işi girişdən, üç fəsildən, nəticədən və ədəbiyyatın siyahısından ibarətdir. Dissertasiya işinin ümumi həcmi 126 səhifədən ibarətdir. Hesabat hissəsinə fotosəkil, eskizlər və qrafiklər daxil edilmişdir. Ədəbiyyat siyahısına 15 adda mənbə daxil edilmişdir.

## **I FƏSİL . ÇATILI KRANLARIN TƏHLÜKƏSİZ İSTİSMARININ ÜMUMİ PRİNSİPLƏRİNİN ANALİZİ**

### **1.1 Ağır yük qaldırma maşınlarının işləmə təhlükəsizliyinin qiymətləndirilməsi ilə bağlı ümumi prinsiplər**

Çatılı kranların istismar təhlükəsizliyi dedikdə onun istismarı zamanı insanların həyatına və sağlamlığına, ətraf mühitə, habelə ciddi iqtisadi və ekoloji nəticələrə gətirib çıxaran ziyanın vurulması ehtimalını tələb olunan minimuma endirilməsi kimi başa düşülməlidir. Təhlükəsizliyi qiymətləndirərkən qəza, hadisə və imtina kimi əsas anlayışlarından istifadə olunur. Bu anlayışlar aşağıdakı kimi şərh olunur.

Qəza - kranın və (və ya) təhlükəli istehsalat obyektinin fəaliyyətini müəyyən edən digər texniki vasitələrin tam və ya qismən sıradan çıxması, nəzarətsiz partlaması və (və ya) təhlükəli maddələrin dağılması, həmçinin insanların xəsarət almasına və kifayət qədər yüksək iqtisadi zərərle nəticələnən çatılı kranın təhlükəsiz istismarının pozulmasıdır. Qəzaların nəticələri müxtəlif ağırlıqlarda ola bilər, ancaq əsas məqam onların mövcudluğudur.

Hadisə - qəzadan fərqli olaraq heç bir ciddi nəticələrə səbəb olmayan çatılı kranın təhlükəsiz istismarının pozulmasıdır.

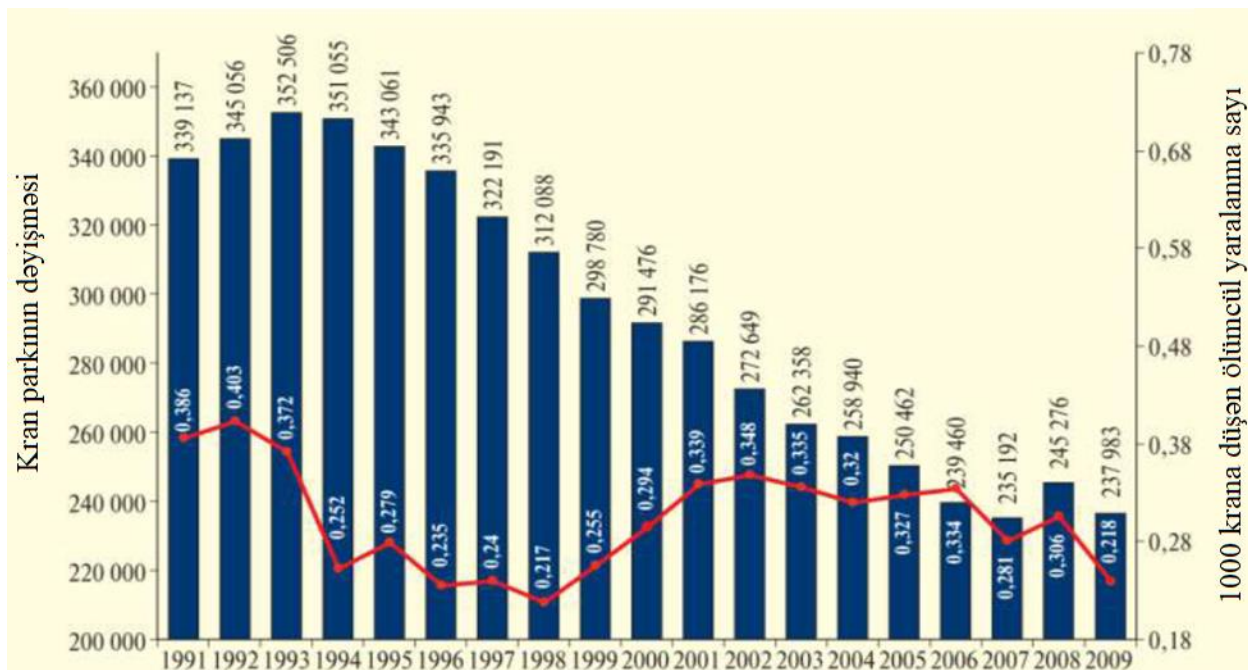
İmtina - texniki sistemin müəyyən bir elementinin və ya bütün sistemin işgörmə qabiliyyətinin pozulmasıdır.

Texniki sistemin elementinin məsuliyyət sinifindən asılı olaraq onun imtinası qaçılmaz olaraq bütün sistemin sıradan çıxmasına, bəzi hadisələrlə paralel müşahidə olunan imtinaya, yaxud da heç bir şəraitdə sistemin sıradan çıxmasına səbəb olmaya bilər.

Çatılı kranın texniki sisteminin vahid sisteminin sıradan çıxması bütün kranın gözlənilməz sıradan çıxması, ehtimal olunan imtinasına (digər imtinalar/hadisələrlə birlikdə) və ya heç bir şeyə səbəb olmaya da bilər.

Çatılı kranın bütünlükdə imtinası nəticələrin ağırlıq dərəcəsindən asılı olaraq hər bir halda özlüyündə hadisə və ya qəzadır. Ümumiyyətlə, baxmayaraq ki, qaldırıcı avadanlıqların vəziyyətinə nəzarətin gücləndirilməsi istiqamətində həyata keçirilən bir sıra tədbirlərə baxmayaraq xidmət müddətinin bitmiş qaldırıcı mexanizmlərin və

kranların istismarının davam etdirilməsi təcrübəsindən geniş şəkildə istifadə edilməsi səbəbindən onlarda qəzaların baş verməsi ehtimalı və ümumilikdə baş verən qəzaların sayı hələ də yüksəkdir.(Magdeburg, 2011).

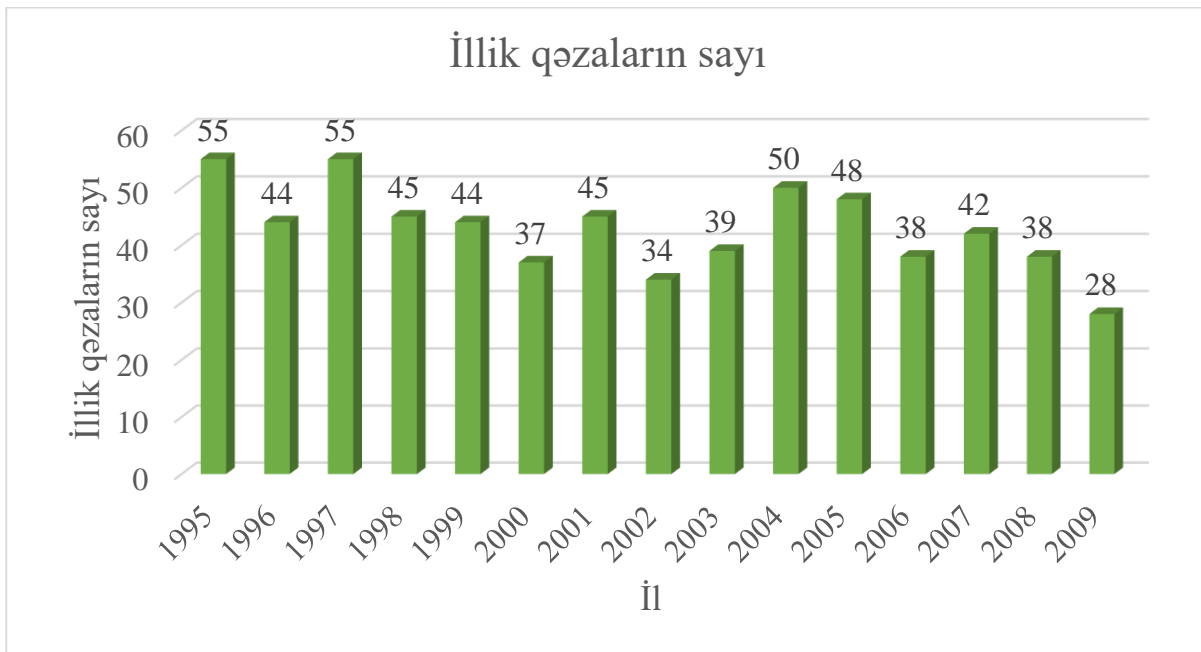


**Şək. 1.1. 1991-2009 illər üçün kran parkının həcmində dəyişməsi və hər 1000 kranla düşən ölümcül yaralanma əmsalının dəyişmə dinamikası.**

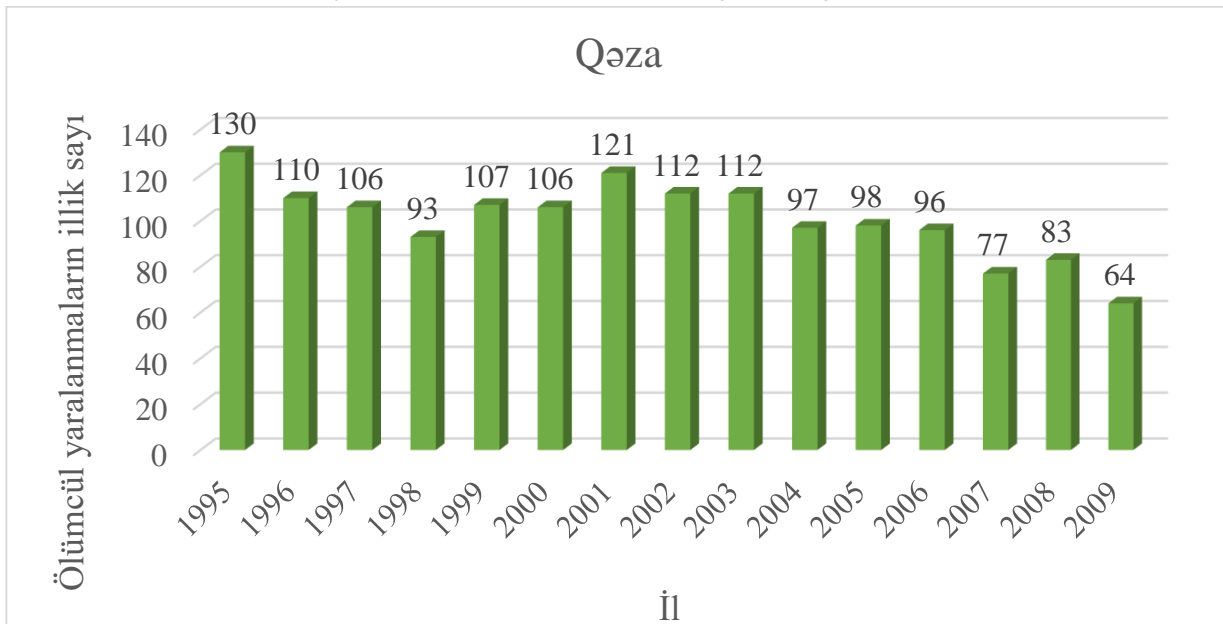
(Magdeburg,2011)

Açıq internet mənbələrində olan məlumatlara əsasən MDB ölkələrin kran parkında 2008-ci ilə qədər ildə ən az 5-10 kranın azaldığı müşahidə olunmuşdur (Şək. 1.1). Lakin maraqlısı odur ki, eyni periodda hər il mənəvi və texniki cəhətdən köhnəlmiş təxminən 6-8 min yükqaldırıcı kranları silinməsi baş versə də bu qaldırıcı qurğulardakı qəzaların ümumi sayına təsir göstərmirdi (Şək. 1.2), sadəcə ölümcül hadisələrin mütləq qiymətində azalma olurdu (Şək. 1.3). Şək. 1.1.-də göstərilən qrafik isə göstərir ki, 1998-2002-ci illər arasında əksinə, istismar olunan yükqaldırıcı kranlarının ümumi sayına nisbətə ölümcül halların sayında sabit artım tendensiyası olmuşdur. Yalnız son illərdə yükqaldırıcı qurğularında yaralanma ilə nəticələnən qəzaların qismən azaldılmasına nail olunmuşdur ki (Şək. 1.1), bu, əsasən xüsusi nəzarət qurumlarının istismar qaydalarına riayət edilməsi ilə bağlı tələblərini sərtləşdirməsi ilə əlaqəlidir. Təkcə onu qeyd etmək kifayətdir ki, 2008-ci ildə MDB ölkələrində yükqaldırıcı qurğularda baş verən qəzalar nəticəsində vurulan maddi ziyan 3.1 milyon

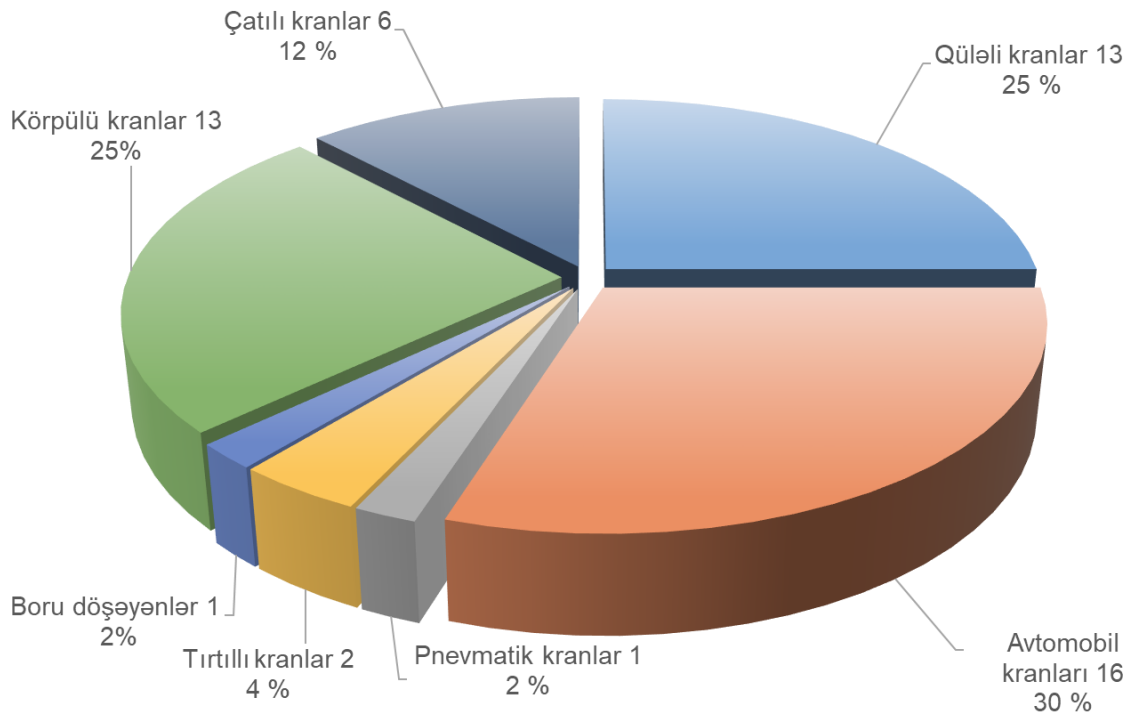
manat, 2009-cu ildə isə 1.1 milyon manat təşkil etmişdir. Buna baxmayaraq, 2009-cu ildə çatılı kranlarda ölümlə nəticələnən 6 hadisə, 2008-ci ildə isə 1 hadisə baş vermişdir. Lakin bu göstəricilərdə avtomobil, qülləli və körpü kranları ilə müqayisədə daha aşağı göstəricidir (Şək. 1.4). Lakin çatılı kranlarda qəza hadisələrinin nisbətən az sayda olması da istismarda olan bu tipli kranların sayının da az olması ilə izah olunur.



**Şək. 1.2. 1995-2009 illəri ərzində qaldırıcı qurğularda baş verən qəzaların dəyişməsi dinamikası. (Magdeburg, 2011)**



**Şək. 1.3. 1995-2009 illəri ərzində qaldırıcı qurğularının istismarı zamanı ölümcül yaralanmaların dəyişmə dinamikası. (Magdeburg, 2011)**



**Şək. 1.4. 2009-cu ildə müxtəlif növ kranların istismarı zamanı ölümlə nəticələnən hadisələrin statistikasını. (Magdeburg, 2011)**

Buunla belə bəzi məlumatlara görə, çatılı kranlarda qəzaların baş verməsi ehtimal, körpü, avtomobil, pnevmatik təkərli və port kranlara nisbətə bir az yüksəkdir.

Yüksək məsuliyyətli kranlarda qəzaların sayının çox az olması, əvvəlcədən onların konstruksiyasında əvvəlcədən möhkəmlik ehtiyatı əmsalının yüksək olması, eləcə də onların texniki vəziyyətinə daha ciddi nəzarətin aparılması ilə əlaqəlidir. Eyni zamanda yüksək məsuliyyətli kranları əksər hallarda uzun istismar müddətinə malik olur, onların sökülərək istismardan çıxarılması ilə təmiri və texniki qulluğuna izafi böyük xərclərin tələb olunması ilə əlaqədar olur. Məsələn, Saratov hidro-elektrik stansiyasının inşası zamanı quraşdırılmış K2x180/50+10 markalı çatılı kran tikinti işləri bitdikdən sonra özünəməxsus rels yolları vasitəsilə birbaşa HES barajına qulluq etmək üçün yerdəyişmə etdi (Şək.1.5). Hazırda həmin kranın montaj sahəsinin yerində yaşayış məhəllələri var, hidro elektrik stansiyalarının barajına qulluq etmək üçün yeni kranın quraşdırılması doğrudan da mümkün deyil və ona görə də hələ də həmin kranın istismarı davam etdirilir. Digər HES barajlara xidmət göstərən bir sıra digər kranlar üçün də oxşar bir situasiya mövcuddur. Məsələn, 1937-ci ildə istehsal edilmiş İvankovskaya HES-ə xidmət göstərən K150/75 çatılı kran hələ də istifadədədir.



**Şək. 1.5. Hidro elektrik stansiyalarında istifadə olunan K2×180/50+10 markalı çatılı kran (sağda). (Magdeburg, 2011)**

Belə bir durum, bir tərəfdən, yüksək məsuliyyət sinifinə daxil olan çatılı kranların təhlükəsiz istismarının diqqətli nəzarət altında saxlanılmasını tələb edir, xüsusilə müddəti bitmiş olanların; digər tərəfdən isə, texniki olaraq köhnəlmiş kranların vaxtında əvəz edilməsi üçün tədbirlərin götürülməsini tələb edir, çünki layihələndirmə zamanı nəzərə alınan möhkəmlik ehtiyatı əmsallarının qiymətinə baxmayaraq, hər bir kranın məhdudiyətli bir istismar potensialı var.

Həm mövcud, həm də yeni layihələndirilən çatılı kranların təhlükəsizliyinin kəmiyyətə qiymətləndirilməsinə imkan verən vasitə təhlükəsizliyin ehtimal analizidir.

Təhlükəsizlik ehtimal analizi - təhlükəli iş obyektlərinin təhlükəsizliyi üzrə sistemli bir analizi olub, bu, qəza hadisələrinin meydana gəlməsinin və inkişafının ehtimal modellərinin hazırlanması, eləcə də təhlükəli istehsalat obyektlərinin təhlükəsizliyinin ehtimal göstəricilərinin kəmiyyət qiymətlərinin müəyyən edilməsini özündə ehtiva edir.

Müxtəlif texniki sistemlərin ədədi qiymətləndirilməsi üçün əsas anlayış imtina riskidir. Daha əvvəl də qeyd edildiyi kimi, "risk" termini müxtəlif formalarda izah



oluna bilər və bu amil çox təəssüf ki, normativ sənədlərdə də özünü göstərir. Əksər hallarda risk dedikdə təhlükəli hadisənin baş vermə ehtimalı və onun nəticələrinin ağırlığı başa düşülür.

Hal-hazırda “mütləq təhlükəsizlik” konsepsiyasının əvəzinə, hazırda ehtimal nəzəriyyəsi əsasında bu və ya digər hadisənin təhlükəliliyini qiymətləndirən “məqbul sayıla biləcək risk” konsepsiyasından daha geniş istifadə olunur. Məsələn, ISO/IEC Guide 51:2014 “Təhlükəsizlik aspektlərinin standartlara daxil edilməsi üzrə direktivlər”-də aşağıdakılar qeyd olunur ki:

- mütləq təhlükəsizliyi təmin etmək mümkün olmadığından, təhlükəli obyektlərin təhlükəsizlik səviyyəsinə dair tələblər “məqbul risk” əsasında tərtib edilir;
- riskin miqdarının müəyyənləşdirilməsi obyektin təhlükəsizliyini təsir edən müxtəlif faktorların aşkarlanması və onların ədədi qiymətləndirilməsindən ibarətdir.
- risk mümkün qədər “məqbul” sayılana maksimum olaraq endirilməlidir ki, o mümkün qədər normativ sənədlərdə verilmiş məhdudiyyətlərin tələblərinə uyğun gəlsin.
- digərlərinə nəzərən kəskin yüksək olan risk amili olmamalıdır.

Beləliklə, risk təhlükəli sənaye obyektinin istismarı zamanı konkret hadisənin təhlükə səviyyəsini, habelə ən təhlükəli sənaye obyektinin istismarının təhlükə (təhlükəsizlik) səviyyəsini qiymətləndirən kəmiyyət xarakteristikasıdır. “Məqbul risk” konsepsiyasına əsasən, hər bir təhlükəli obyekt üçün cəmiyyətin təhlükəli obyektini istismar edərkən qəbul etməyə hazır olduğu “məqbul risk”in müəyyən “həddi” qiyməti vardır.

Bu zaman təhlükəsizlik şərti aşağıdakı kimi ifadə olunacaqdır:

$$Q \leq [Q], \quad (1.1)$$

burada,  $Q$  - təhlükəsizliyin ehtimal analizi zamanı təyin olunan təhlükənin faktiki qiyməti;  $[Q]$  - qiymətləndirilən obyekt üçün “məqbul risk” səviyyəsidir.

Məqbul riskin ölçüsü obyektin istismarından əldə edilən gəlirlərin iqtisadi qiymətləndirilməsi və onun sıradan çıxması zamanı dəyən iqtisadi və sosial zərərin məbləği əsasında müəyyən edilir. Ən məsuliyyətli obyektlər üçün ildə təhlükəli hadisənin məqbul qiyməti  $10^{-6}$  hesab olunur, çünki belə bir risk təbii fəlakətlərin tezliyinə uyğundur.



Çatılı kranın məsuliyyət sinifinin qiymətləndirilməsi meyarı mümkün zərərin miqdarıdır; eynilə, qəza zamanı nəticələrin ağırlığından asılı olaraq, müxtəlif təhlükəli obyektlər, eləcə də çatılı kranlar üçün "məqbul risk"i qiymətləri də təyin edilməlidir.

Qəza zamanı ziyanın miqdarı, xəsarət alan işçi personal və üçüncü şəxslərin sayı, maddi olaraq dəyən zərərin miqdarı, ətraf mühitə vurulan ziyan, eləcə də avadanlıqların dağılması və boş dayanması nəticəsində dəyən iqtisadi ziyanla qiymətləndirilə bilər.

Baş verən hadisələrin nəticələrinin ağırlığından başqa imtina həm də təhlükəli hadisənin meydana gəlmə ehtimalı, təhlükəli hadisənin meydana gəlməsindən sonra kritik ziyanın dəyə bilməsi ehtimalı, təhlükəli hadisənin davamiyyət müddəti, ziyanın azaldılması imkanı, qəzanın gedişatının xarakteri (ani, sürətli, yavaş) əsaslanaraq da qiymətləndirilə bilər.

Zərərin miqdarı sağlamlığa dəyən xəsarətin ağırlıq dərəcəsi: yüngül və orta zərər, ağır zərər, kritik (ölümcül) zərər; risk altında olan insanların sayına görə: yalnız yükqaldırma əməliyyatında iştirak edən kran maşinisti və ilgəkçi üçün risk, kranın quraşdırıldığı obyektin bütün personalı üçün risk, kranın quraşdırıldığı istehsalat obyektində işləməyən əhali üçün risk.

Müəyyən  $i$ -ci təhlükəli hadisənin faktiki riski  $Q_i$  aşağıdakı kimi təyin edilə bilər:

$$Q_i = P(U_i) \cdot U_i \quad (1.2)$$

burada  $U_i$ -  $i$ -ci hadisənin baş verməsindən biləcək potensial ziyan,  $P(U_i)$  -  $i$ -ci hadisədən ziyanın dəyməsi ehtimalıdır.

ziyanın dəyməsi ehtimalı  $P(U_i)$  ,  $i$ -ci hadisəsinin baş verilmə ehtimalı və onun baş verilməsinin zərəre səbəb olma ehtimalı ilə xarakterizə olunur

$$P(U_i) = P_i \cdot P_{iu}, \quad (1.3)$$

Burada,  $P_i$  -  $i$  hadisəsinin baş verilmə ehtimalı,  $P_{iu}$ -  $i$  hadisəsinin baş verməsi nəticəsində  $U$  ziyanın dəyməsi ehtimalıdır.

$i$ -ci təhlükəli hadisənin müxtəlif səbəblərdən yaranmasını qəbul edərək, onun baş verməsi ehtimalı aşağıdakı kimi təyin olunacaq:

$$P_i = \Sigma P_{ij}, \quad (1.4)$$

Burada  $P_{ij}$  -  $j$ -ci səbəbdən (kompleks səbəblər)  $i$ -ci hadisənin baş vermə ehtimalıdır.

Onda

$$P(U_i) = P_i \cdot P_{iu} = P_{iu} \cdot \sum P_{ij}, \quad (1.5)$$

$$Q_i = P_{iu} \cdot U_i \cdot \sum P_{ij}. \quad (1.6)$$

Təhlükəli obyektin istismarı müxtəlif təhlükəli hadisələrin baş vermə ehtimalı ilə əlaqəli olduğundan, bütövlükdə çatılı kranın istismarı ilə bağlı ümumi (inteqral) risk aşağıdakı kimi qiymətləndirilməlidir:

$$Q = \sum_{i=1}^n Q_i = \sum_{i=1}^n P_{iu} \cdot U_i \cdot \sum_{j=1}^k P_{ij}, \quad (1.7)$$

burada, n - cəmi təhlükəli hadisələrin sayı, k – təhlükəli hadisələrin yaranmasına gətirib çıxara bilən səbəblərin ümumi sayıdır.

Beləliklə, təhlükəli istehsalat obyektlərinin istismarı zamanı imtina riski, onun istismarı zamanı hipotetik olaraq mümkün olan bütün mümkün təhlükəli hadisələrin baş verməsi risklərinin məcmusudur. Eyni yanaşma tərzində həm də çatılı kranlara da aiddir. Qeyd etmək lazımdır ki təcrübədə çatılı kranının istismarı zamanı onun mümkün olan bütün potensial təhlükəli hadisələrdən imtinasının inteqral riskindən istifadə olduqca çətindir. Kranın imtinası dəyən zərərin miqyasına görə bir çox müxtəlif nəticələrə səbəb olduğundan bizim dissertasiya işimizdə “kranın imtina riski” deyil, “təhlükəli hadisənin riski” terminindən istifadə ediləcək. Təhlükəli hadisənin riski dedikdə onun baş vermə ehtalı başa düşüləcəkdir. Təhlükəli hadisənin baş verməsi nəticəsində dəymiş zərərin ağırlığı ayrıca müstəqil xarakteristika kimi istifadə ediləcək. Bunun əsasında ilk növbədə yüksək məsuliyyət sinifinə aid çatılı kranlar identifikasiya ediləcək, eləcə də “məqbul risk”in ölçüsü təyin ediləcək. Təhlükəli hadisənin məqbul riski dedikdə onun baş verməsinin buraxıla biləcək ehtimalı başa düşüləcəkdir.

Ayrı-ayrı texniki elementlər və ya nisbətən sadə texniki sistemlər üçün, k qəzaların  $\Delta t$  müddəti ərzində meydana gəlmə ehtimalı Puasson paylanması qanununa əsasən aşağıdakı kimi hesablanır.

## 1.2. İmtina riskinin analizi prosedurunun aparılmasına qoyulan tələblər

Ümumillikdə, mövcud vəziyyətdə müəyyən obyektin və ya texniki vasitələrin və yüksək məsuliyyətli çatılı kranın layihələndirmə mərhələsində imtina riskinin analizi proseduru aşağıdakı addımları əhatə etməlidir:

- 1) layihələndirilmiş kranın təyinatını, istismar şərtlərini və kranın məsuliyyət sinfinin sonradan təyin edilməsini, istismarı ilə əlaqəli ən təhlükəli hadisələr üçün "məqbul riskin" miqdarını müəyyən etmək məqsədi ilə texniki şərtlərin analizi;
- 2) kranın standart istismarı ilə bağlı məhdudiyyətlərin, habelə təhlükəsiz istismar qaydalarının mümkün pozulmasının müəyyən edilməsi;
- 3) onların baş verməsinə səbəb ola biləcək təhlükələrin və təhlükəli vəziyyətlərin müəyyən edilməsi;
- 4) "ilkin" layihələndirmə variantı üçün müəyyən edilmiş təhlükəli vəziyyətlərin hər birinə uyğun ilkin riskin qiymətləndirməsi;
- 5) əldə edilmiş risk dəyərinin "məqbul risk"lə müqayisəsi və riskin daha da azaldılması zərurəti barədə qərar qəbul edilməsi;
- 6) zərurət yarandıqda, 3, 4, 5- ci bəndlərə uyğun olaraq layihəyə dəyişikliklərin edilməsi və riskin yenidən yoxlanılması.

Birinci mərhələdə tərtibatçı (konstruktor) layihələndirilmiş çatılı kranın iş şəraitinin xüsusiyyətləri, planlaşdırılan iş rejimi təsnifat qrupu, kranın quraşdırılacağı obyektin məsuliyyət dərəcəsi, əvvəllər buraxılmış analoqları, layihələndirilmiş kranın və onların istismar təcrübəsinin, o cümlədən qəza və insidentlərin, layihələndirilən kranın və quraşdırılması planlaşdırılan obyektin layihəsi və istismarı prinsiplərini tənzimləyən qaydalarla tanış olmalıdır.

İkinci mərhələdə, birinci mərhələdə toplanmış məlumatlara əsaslanaraq, konstruktor çatılı kranına tətbiq edilən məhdudiyyətlər sistemini hazırlayır. Bu məhdudiyyətlərə əməliyyat, məkan, zaman və s. əməliyyat məhdudiyyətləri daxildir:

- a) maşının mümkün istifadə rejimləri (müntəzəm və fəvqəladə), bu növə maşının istifadəsi və yüklənməsi sinfi, mümkün həddindən artıq yüklənmələrin miqyası və tezliyi, yüklərin tətbiqi xarakteri və s. daxildir;

b) maşinistlərin və texniki xidmət işçilərinin gözlənilən ixtisas səviyyəsi, təcrübəsi və ya bacarığı;

c) kranın istismarı ilə bilavasitə əlaqəli olan, kranın istismarı ilə dolayı bağlı olan və kranın istismarı ilə əlaqəli olmayan şəxslərin kranın istismarı ilə bağlı təhlükələrə məruz qalma ehtimalı;

Məkan məhdudiyyətlərinə aşağıdakılar daxildir:

a) kranın və yükün mümkün hərəkət diapazonu, yükün yerləşdirilməsinin düzgünlüyünə dair tələblər;

b) kranın istismarı, dayanması, texniki xidməti və digər mümkün şərtləri zamanı çatılı kranın yaxınlığında yerləşən personalın yerləşdirilməsi ilə bağlı məkan məhdudiyyətləri;

c) kranın istismar sahəsində müxtəlif məsuliyyət sinifli avadanlığın yerləşdirilməsi ilə bağlı məkan məhdudiyyətləri;

d) maşinistin idarəetmə orqanları ilə qarşılıqlı əlaqəsinə görə qoyulan məhdudiyyətlər.

Zaman məhdudiyyətlərinə aşağıdakılar daxildir:

a) kranın standart istismarı və təhlükəsiz istismar qaydalarının mümkün pozuntuları nəzərə alınmaqla kranın və onun ayrı-ayrı elementlərinin (məsələn, yük ipləri, əyləc astarları, istifadəə olan təkərlər) proqnozlaşdırılan maksimum xidmət müddəti;

b) kranın texniki baxışı, profilaktik yoxlamaları və texniki müayinəsi üçün gözlənilən cədvəl.

Digər məhdudiyyətlərə aşağıdakılar daxildir:

a) yükçünlüyünün xüsusiyyətləri ilə bağlı məhdudiyyətlər;

b) ətraf mühitin vəziyyəti ilə bağlı məhdudiyyətlər

Növbəti mərhələdə tərtibatçı (konstruktor), qoyulmuş məhdudiyyətlərə əsaslanaraq, layihələndirilmiş çatılı kranın həyat dövrünün bütün mərhələlərində mümkün təhlükələri, təhlükəli vəziyyətləri və onların baş verməsi və inkişafı ssenarilərini müəyyən edir: yükçünlüyü, quraşdırılması, istismarı, sökülməsi, konservasiyası və ya utilizasiyası.

Bunun üçün çatılı kranın yerinə yetirəcəyi əsas əməliyyatları müəyyən etmək lazımdır, kranın müxtəlif hissələrinin, birləşmə düyünlərinin və mexanizmlərinin xüsusiyyətləri, yükləmə və ətraf mühit də nəzərə alınmalıdır. Təhlükələri müəyyən edərkən konstruktör kranın istismarı zamanı yaranan bütün mümkün rejimləri nəzərə almalıdır, əsas olaraq isə: mexanizmlərin işə salınması və əyləclənməsi, həddən artıq yükləmə, kranın sınaqdan keçirilməsi, kranın fəvqəladə dayandırılması, bloklama, nasazlığın aşkarlanması, imtina və ya imtina nəticəsində kranın işinin bərpası və s.

Bundan əlavə, təhlükələri müəyyən edərkən, görülən işlərlə əlaqəli olmayan xarici təsirlərin, məsələn, seysmik yüklərin, qar yüklərinin və buzlanma yüklərinin tətbiqi, kənar səs-küy, ildırım vurmaları və s. ilə əlaqədar yaranan bütün gözlənilən təhlükələri və təhlükəli vəziyyətləri də nəzərə almaq lazımdır.

Çatılı kranın bütün mümkün vəziyyətləri nəzərə alınmalıdır:

1) kran normal qaydada işləyir;

2) kran təhlükəsizlik qaydalarını pozmaqla, məsələn, həddindən artıq yüklə, zədələnmiş elementlərlə, uyğun olmayan iş şəraitində, məsələn, məhdud görünmə şəraitində, standartlara cavab verməyən kran yolunda, bloklanmış təhlükəsizlik cihazları ilə işlədilir;

3) kran maşinistinin qeyri-adekvat hərəkətləri nəticəsində kranın vəziyyəti, məsələn: sağlamlıq səbəbi ilə kran maşinistinin maşını idarə etmək qabiliyyətinin itirilməsi, istismar zamanı kranın nasazlığı və ya zədələnməsi halında kran maşinistinin refleksiv hərəkətləri, kran maşinistinin səhlənkarlıq və ya konsentrasiyanın olmaması nəticəsində yaranan davranışı, işi yerinə yetirərkən “ən az müqavimət yolu” ilə getməyə çalışan kran maşinistinin davranışı, kran maşinistinin, təhlükəsizlik qaydalarını pozmaqla belə, istənilən şəraitdə tapşırığı yerinə yetirməyə çalışması davranışı.

Risk analizində növbəti prosedür, ilkin işlənmiş kranın konstruksiya variantı üçün bütün müəyyən edilmiş təhlükəli hadisələrin baş verməsinin kəmiyyət riskini birbaşa müəyyən etməkdir. Kəmiyyət riskinin qiymətləndirilməsinin ümumi prinsipləri əvvəlki bölmədə verilmişdir. Ayrı-ayrı kran elementlərinin sıradan çıxmasından təhlükəli hadisənin baş verməsinə keçidin məntiqi-ehtimal modelini qurmaq üçün

imtina riskinin analizi üsullarından istifadə olunur. Risk analizi üsullarının ümumi analizi və yüksək məsuliyyət sinifli (YMD) çatılı kranlarının imtina riskinin müəyyən edilməsi tapşırığına ən uyğun olan metodun seçilməsi, həmçinin çatılı kranının nasazlığının kəmiyyət riskini müəyyən etmək üçün metodologiyanın işlənməsi daha sonra həyata keçiriləcəkdir.

Çatılı kran konstruksiyasının ilkin variantı üçün müəyyən edilmiş təhlükəli hadisələrdən birinin kəmiyyət riskinin faktiki qiyməti təhlükəsizlik şərtini (1.1) ödəyirsə, bu konstruksiya yekun hesab edilir və istehsala buraxıla bilər, əks halda növbəti mərhələyə keçmək - uğursuzluğun faktiki kəmiyyət riskini azaltmağa yönəlmiş tədbirlərin həyata keçirilməsi zəruridir.

(М. Стандартиформ, 2011)-ə uyğun olaraq riskin azaldılması maşının konstruksiyasına dəyişikliklər etməklə, əlavə qoruyucu qurğulardan və qoruyucu vasitələrdən istifadə etməklə, maşının özündə və istismar kitabçasında təhlükəsiz istismar haqqında əlavə məlumat yerləşdirməklə həyata keçirilə bilər. Bu halda, təhlükənin azaldılması üçün birinci variant prioritet hesab olunur, çünki maşının konstruksiyasına edilən dəyişikliklər hər hansı əlavə alətlərin və ya təhlükəsizlik cihazlarının istifadəsindən və ya məlumatların yerləşdirilməsindən daha effektiv Şək.də təhlükənin qarşısını almağa imkan verir. Xüsusən də, oxlu kranlarda yük məhdudlaşdırıcılarının istifadəsi həddindən artıq yüklənmə və devrilməyə qarşı 100% qorunmanı təmin etmir. Bununla belə, iqtisadi tərəfi də nəzərə almaq lazımdır, çünki bəzi hallarda maşının konstruksiyasında dəyişikliklər kapital və / və ya əməliyyat xərclərinin əhəmiyyətli dərəcədə artması ilə əlaqələndirilir.

Çatılı kranın konstruksiyasının etibarlılığını artırmaq və onun uğursuzluq riskini azaltmaq üçün ən təsirli vasitə müxtəlif kran sistemlərinin strukturunda dəyişikliklər etmək, yəni sistemlərin ən məsuliyyətli və ya ən az etibarlı elementləri üçün ehtiyat üsulunun tətbiqidir. Bənzər bir həll yüksək məsuliyyət sinifli (YMD) çatılı kranlarında olduqca geniş istifadə olunur, məsələn, iki və üç motorlu yük vinçlərinin istifadəsi, bir-birinə nisbətən müəyyən vaxt gecikməsi ilə işləyən ehtiyat əyləclər, paralel ipləri paralel olaraq bir barabanda toplanan kaskalar. Ehtiyat elementlərinin tətbiqi mövcud sistemin etibarlılığını əhəmiyyətli dərəcədə artırmaqla yanaşı, lakin bu, çatılı kranın bütün

elementlərinə tətbiq edilə bilməz, çünki əksər elementlər üçün bu, metal istehlakı həcmnin, ölçülərin kəskin Şək.də artması ilə, eləcə də iqtisadi göstəricilərin ciddi şəkildə azalması ilə əlaqələndirilir. Belə hallarda, təhlükəsizlik amillərini elementlərin etibarlılığının tələb olunan səviyyəsini təmin edən dəyərlərə artırmaqla riskin azaldılmasına nail olmaq olar. Kran sistemlərinin strukturunun dəyişdirilməsi ilə təhlükəsizlik əmsalının artırılması arasında məlumatlı seçim çatılı kranların optimal konstruksiyasının əsas vəzifələrindən biridir.

### **1.3. Yüksək məsuliyyət sinfinə aid müxtəlif növ çatılı kranların istismarı zamanı “məqbul risk” dəyərinin əsaslandırılması**

Əvvəlki fəsildə əsaslandırıldı ki, yüksək məsuliyyət sinifli (YMD) çatılı kranlarına nasazlığı 10 və ya daha çox insanın xəsarət almasına, habelə 1 milyon ABŞ dolları məbləğində ümumi iqtisadi və ekoloji ziyana səbəb ola biləcək təhlükəli hadisəyə səbəb ola bilən kranlar daxildir. Eyni zamanda, YMD çatılı kranlarının daha geniş sıralanmasının zəruriliyi qeyd edildi. Göstərilən identifikasiya meyarları müxtəlif növ çatılı kranlarında "məqbul risk" qiymətlərini qiymətləndirmək üçün də istifadə edilə bilər. Əgər kranın istismarı zamanı bir neçə təhlükəli hadisə baş verə bilərsə, o zaman ən ağır nəticələri olan hadisəyə məsuliyyət sinfi təyin edilir, lakin hər bir təhlükəli hadisə üçün gələcəkdə onların hər biri haqqında həyata keçiriləcək “məqbul risk” miqdarı təyin edilməli və riskin kəmiyyət qiymətləndirilməsi aparılmalıdır.

İstismarla bağlı konkret təhlükəli hadisə üçün “məqbul risk” dəyərinin kəmiyyət qiymətlərini təyin edərkən, aşağıdakı məqamları rəhbər tutmaq lazımdır:

- təbii fəlakətlərin riski 1 ildə  $10^{-6}$  - dır, buna görə də nəticələri təhlükəli hadisənin təbii fəlakətlərdən dəymiş zərərin məbləğinə yaxınlaşmadıqda, bu hadisə üçün “məqbul risk” dəyəri 1 ildə  $10^{-6}$  - dan çox təyin edilməlidir.

- adi məsuliyyət sinfinə aid olan kranın sıradan çıxma riskinin tövsiyə olunan dəyəri 1 ildə  $10^{-4}$  – dır [Панасенко, Н.Н, 2004].

Təqdim olunan məlumatlara əsaslanaraq belə nəticəyə gəlirik ki, YMD kranları üçün təhlükəli hadisənin “məqbul riski” fəlakətli nəticələr vermədiyi halda ildə  $5 \cdot 10^{-4}$  ilə  $10^{-6}$  arasında olmalıdır.

Təhlükəli istehsal müəssisələrinin təhlükəsizliyinin ehtimal analizində dünya təcrübəsində ən mübahisəli məsələlərdən biri xidmət sahəsi işçiləri üçün ölümlə nəticələnən xəsarətlərin “məqbul riskinin” standartlaşdırılmasıdır (normaya salınmasıdır). Bir çox mənbələr ölümcül xəsarətlərin maksimum riskini 1 ildə  $10^{-6}$  hesab edir [Панасенко, Н.Н, 2004]. Hollandiyada, insanların ölümcül xəsarət riski qanuni olaraq 1 ildə  $10^{-6}$  dəyərində müəyyən edilmişdir, Böyük Britaniyada Sağlamlıq və Sənaye Təhlükəsizliyi Komitəsi ölkədə ölümcül xəsarət riskinin maksimum dəyərini 1 ildə  $10^{-6}$  dəyərində təyin etmişdir. Ədəbiyyatda ölümlə nəticələnən xəsarətlərin “məqbul riskinin” miqdarının təhlükəli obyektin istismarından alınan faydanın ölçüsündən asılı olaraq  $10^{-3}$  ilə  $10^{-6}$  arasında dəyişə biləcəyinə dair tövsiyələr də mövcuddur.

Normativ sənədlərdə də insanların ölümünün "məqbul riskinin" miqdarı ilə bağlı vahid mövqe yoxdur, məsələn, Qanun Toplusu (QP) 11-112-2001 "Lahiyələndirmə və Tikinti Qaydaları Məcəlləsi" [Изд-во стандартов, 2001.] bir nəfərin ölümünün "məqbul riskini" ildə  $10^{-4}$  dəyərində, birdən çox adamın ölümünün “məqbul riskini” isə ildə  $10^{-5}$  dəyərində tənzimləyir. Eyni zamanda, ГОСТ 12.1.004-91 “Yanğın təhlükəsizliyi. Ümumi tələblər” və ГОСТ R 12.3.047-98 "Texnoloji proseslərin yanğın təhlükəsizliyi" "yanğın təhlükəsinin icazə verilən səviyyəsini" adambaşına 1 ildə  $10^{-6}$ -dan çox olmamaqla standartlaşdırır. 2008-ci ildə tətbiq edilən “Fövqəladə halların risklərinin qiymətləndirilməsi üsulları. Texnogen fəvqəladə halların risklərinin qiymətləndirilməsi üçün təlimatlar, o cümlədən Rusiya Federasiyasının kritik obyektlərinin istismarı zamanı” "məqbul" riski 1 ildə maksimum  $10^{-4}$  dəyərində müəyyən edir. Bu qiymətin əsaslandırılması verilmişdir. Beləliklə, ölümün “məqbul riskinin” ölçüsü ilə bağlı vahid fikir mövcud deyil.

Bir insanın ölümünün "məqbul riskinin" dəyərini müəyyən edərkən, tədqiqatda dünyada 30 yaşdan kiçik hər 10 000 nəfər üçün ildə təxminən 5 ölüm hadisəsini aşkarlayan Ümumdünya Səhiyyə Təşkilatının məlumatlarından istifadə ediləcək. [Панасенко, Н.Н, 2004]. Belə ki, nəticə etibarlı ilə, 30 yaşa qədər təbii ölüm riski orta hesabla ildə  $5 \cdot 10^{-4}$  təşkil edir, texnogen qəza nəticəsində ölümün “məqbul riskinin” dəyərini eyni səviyyədə təyin etmək məntiqli görünür ki, bu da normal məsuliyyət



sınıfının kranları üçün tövsiyə olunan “məqbul risk” səviyyəsi ilə əlaqələndirilir [Панасенко, Н.Н, 2004].

Bir şəxs üçün qəbul edilən “məqbul risk” dəyərində əsasən, “məqbul risklər” istənilən sayda həlak olanlar üçün eyni şəkildə müəyyən edilə bilər (Cədvəl 1.1).

### Cədvəl 1.1.

#### Proporsional [P]-N-asılılığına əsaslanan potensial qurbanların sayından asılı olaraq təhlükəli hadisənin "məqbul riski"nin qiymətləri.

[Изд-во стандартов, 2001.]

| Qurban sayı (həlak olanlar) | 1                 | 2                   | 3                    | 4                    | 5         | 10                | 20                  | 50        | 100               | 500       |
|-----------------------------|-------------------|---------------------|----------------------|----------------------|-----------|-------------------|---------------------|-----------|-------------------|-----------|
| Məqbul risk, 1 ildə         | $5 \cdot 10^{-4}$ | $2,5 \cdot 10^{-4}$ | $1,67 \cdot 10^{-5}$ | $1,25 \cdot 10^{-4}$ | $10^{-4}$ | $5 \cdot 10^{-5}$ | $2,5 \cdot 10^{-5}$ | $10^{-5}$ | $5 \cdot 10^{-6}$ | $10^{-6}$ |

### Cədvəl 1.2

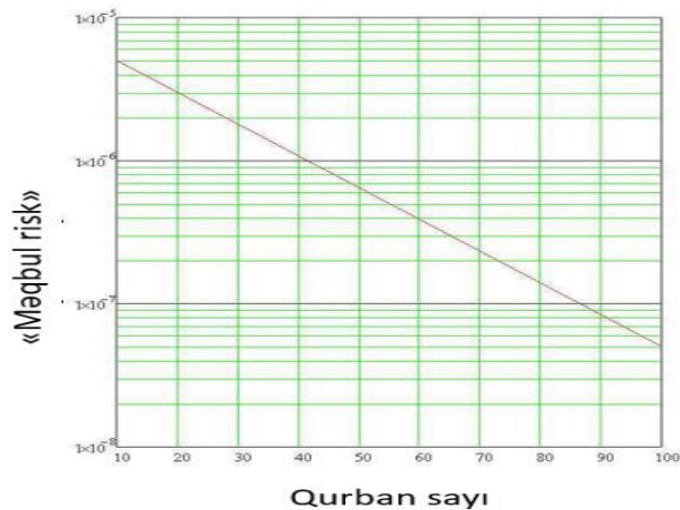
#### Ekspensial [P]-N-asılılıq əsasında potensial qurbanların sayından asılı olaraq təhlükəli hadisənin "məqbul riski"nin qiymətləri.

(Изд-во стандартов, 2001)

|                             |                   |                     |                     |                     |                     |                     |                     |                     |                     |                    |
|-----------------------------|-------------------|---------------------|---------------------|---------------------|---------------------|---------------------|---------------------|---------------------|---------------------|--------------------|
| Qurban sayı (həlak olanlar) | 1                 | 2                   | 3                   | 4                   | 5                   | 6                   | 7                   | 8                   | 9                   | 10                 |
| Məqbul risk, 1 ildə         | $5 \cdot 10^{-4}$ | $3 \cdot 10^{-4}$   | $1,8 \cdot 10^{-4}$ | $1,1 \cdot 10^{-4}$ | $6,6 \cdot 10^{-5}$ | $3,9 \cdot 10^{-5}$ | $2,5 \cdot 10^{-5}$ | $1,4 \cdot 10^{-5}$ | $8,3 \cdot 10^{-6}$ | $5 \cdot 10^{-6}$  |
| Qurban sayı (həlak olanlar) | 20                | 30                  | 40                  | 50                  | 60                  | 70                  | 80                  | 90                  | 100                 | 1000               |
| Məqbul risk, 1 ildə         | $3 \cdot 10^{-6}$ | $1,8 \cdot 10^{-6}$ | $1,1 \cdot 10^{-6}$ | $6,6 \cdot 10^{-7}$ | $3,9 \cdot 10^{-7}$ | $2,5 \cdot 10^{-7}$ | $1,4 \cdot 10^{-7}$ | $8,3 \cdot 10^{-8}$ | $5 \cdot 10^{-8}$   | $5 \cdot 10^{-10}$ |

Cədvəl 1.1.-dəki məlumat mütənasib [P]-N əlaqəsi əsasında tərtib edilib, yəni P riskinin məqbul dəyəri N qurbanlarının sayından proporsional olaraq asılıdır. Bununla belə, cəmiyyətin bədbəxt hadisələri qavrayışının spesifikliyi ondan ibarətdir ki, cəmiyyət, çoxlu sayda qurbanların olduğu daha nadir fəlakətlərə nisbətən daha az qurbanla baş verə biləcək qəzalara nisbi tənqidlə yanaşırlar [Трбоевич В.М, 2004]. Buna görə də, “məqbul risk”in təyin edilməsi zamanı, adətən, ekspensial [P]-N-asılılıqdan istifadə olunur, misal üçün, Böyük Britaniya, Hollandiya, Danimarka və Çexiyada 10 dəfə çox qurban gətirən təhlükəli hadisənin “məqbul risk”inin nisbətinin 100 dəfə az olması qəbul edilib. Bu fərziyyəyə əsaslanaraq, qurbanların sayından asılı olaraq təhlükəli hadisənin “məqbul riski” aşağıdakı qiymətləri alacaqdır (Cədvəl 1.2)

Bu araşdırmada biz həmçinin “məqbul risk” dəyəri ilə qurbanların potensial sayı arasındakı eksponensial əlaqəyə riayət edəcəyik. “Məqbul risk”in faktiki dəyərini müəyyən etmək üçün məlum potensial qurbanların sayı ilə [P]-N nisbətinin diaqramını tərtib edək (Şək. 1.5).



**Şək. 1.5. Potensial qurbanların sayından asılı olaraq “məqbul risk”in dəyərini müəyyən etmək üçün diaqram.** [ИЗД-ВО СТАНДАРТОВ, 2001.]

Qurulmuş diaqramın köməyi ilə əldə edilən dəyərlər aşağıdakı məlumatların tövsiyə olunduğu Təlimatlarla [Москва, ИЦЭНАС, 2011.] olduqca yaxşı əlaqələndirilir (Cədvəl 1.3.).

**Cədvəl 1. 3.**

**[16]-ə görə qurbanların sayından asılı olaraq təhlükəli hadisənin məqbul riskinin qiymətləri.** (ИЗД-ВО СТАНДАРТОВ, 2001.)

| Təhlükəli hadisə riski, 1 ildə | Təhlükəli hadisə qurbanlarının potensial sayı |                       |                      |               |
|--------------------------------|---|-----------------------|----------------------|---------------|
|                                | 10 - dan az                                   | 10 – dan 50 –yə qədər | 50 –dən 500 –ə qədər | 500 – dan çox |
| $10^{-1}$ –dən çox             |   |                       |                      |               |
| $10^{-1} - 10^{-2}$            | Məqbul risk zonası                            |                       |                      |               |
| $10^{-2} - 10^{-3}$            |   |                       |                      |               |
| $10^{-3} - 10^{-4}$            |   |                       |                      |               |
| $10^{-4} - 10^{-5}$            |   |                       |                      |               |
| $10^{-5} - 10^{-6}$            |   |                       |                      |               |
| $10^{-6}$ –dan az              |   |                       |                      |               |

Metodiki göstərişlərdə (Москба, ИЦЭНАС, 2011.) təhlükəli hadisənin potensial zərərindən asılı olaraq “məqbul” riskin miqdarına dair tövsiyələr də var (Cədvəl 1.4).

Cədvəl 1.4.

**[16]-ə uyğun potensial zərərdən asılı olaraq təhlükəli hadisənin məqbul riskinin qiymətləri. [Москба, ИЦЭНАС, 2011.]**

| Təhlükəli hadisə riski, 1 ildə | Təhlükəli hadisənin potensial zərəri, min manat |             |                |                  |
|--------------------------------|---|-------------|----------------|------------------|
|                                | 100 – dən az                                    | 100 - 50000 | 50000 – 500000 | 500000 – dən çox |
| $10^{-1}$ –dən çox             |   |             |                |                  |
| $10^{-1} - 10^{-2}$            | Məqbul risk zonası                              |             |                |                  |
| $10^{-2} - 10^{-3}$            |   |             |                |                  |
| $10^{-3} - 10^{-4}$            |   |             |                |                  |
| $10^{-4} - 10^{-5}$            |   |             |                |                  |
| $10^{-5} - 10^{-6}$            |   |             |                |                  |
| $10^{-6} - 10^{-7}$            |   |             |                |                  |
| $10^{-7}$ –dən az              |   |             |                |                  |

Bu halda, tövsiyə olunan dəyərlər, xüsusən də xəsarət alanların sayından asılı olaraq eyni Təlimatlar tərəfindən tövsiyə edilən təhlükəli hadisələrin “məqbul riskləri” ilə müqayisədə çaşqınlıq yaradır. Ən adekvat qiymətləndirmə təklif edilən kimi, 1 milyon dollar potensial maddi ziyanə malik təhlükəli hadisə üçün tövsiyə olunan məqbul risk dəyəri ildə  $10^{-4}$ -dür. Daha çox maddi ziyanə malik təhlükəli hadisələr üçün, onunla "məqbul risk" dəyəri arasında eksponensial əlaqə ilə, sonuncunun aşağıdakı qiymətləri təyin edilə bilər (Cədvəl 1.5.).

Cədvəl 1.5.

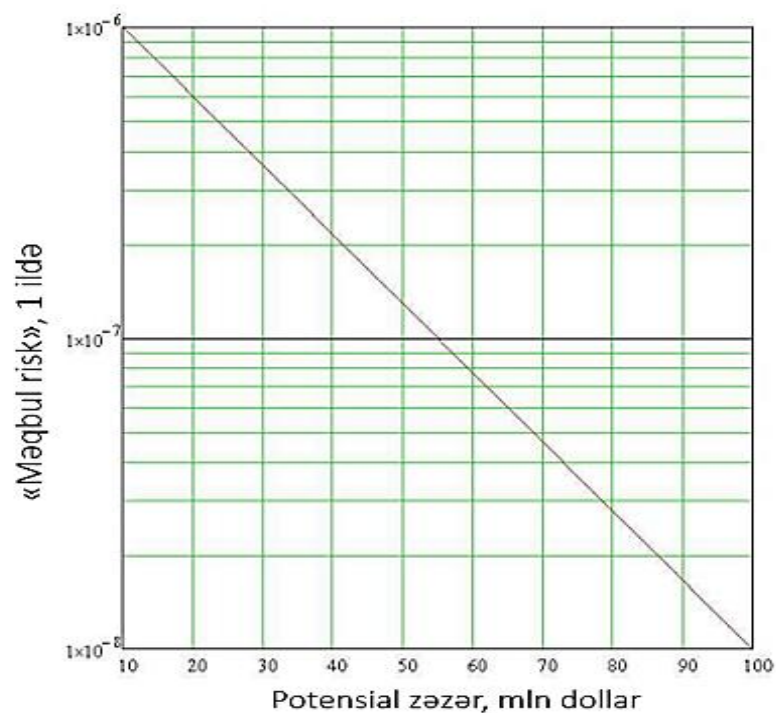
**Potensial zərərdən asılı olaraq təhlükəli hadisənin "məqbul risk" qiymətləri.**

[Москба, ИЦЭНАС, 2011.]

|                                |                   |                     |                     |                     |                     |                     |                     |                     |                     |            |
|--------------------------------|-------------------|---------------------|---------------------|---------------------|---------------------|---------------------|---------------------|---------------------|---------------------|------------|
| Potensial zərər, $10^6$ dollar | 1                 | 2                   | 3                   | 4                   | 5                   | 6                   | 7                   | 8                   | 9                   | 10         |
| Məqbul risk, 1 ildə            | $10^{-4}$         | $6 \cdot 10^{-5}$   | $3,5 \cdot 10^{-5}$ | $2,1 \cdot 10^{-5}$ | $1,3 \cdot 10^{-5}$ | $7,7 \cdot 10^{-6}$ | $4,6 \cdot 10^{-6}$ | $2,8 \cdot 10^{-6}$ | $1,6 \cdot 10^{-6}$ | $10^{-6}$  |
| Potensial zərər, $10^6$ dollar | 20                | 30                  | 40                  | 50                  | 60                  | 70                  | 80                  | 90                  | 100                 | 1000       |
| Məqbul risk, 1 ildə            | $6 \cdot 10^{-7}$ | $3,5 \cdot 10^{-7}$ | $2,1 \cdot 10^{-7}$ | $1,3 \cdot 10^{-7}$ | $7,7 \cdot 10^{-8}$ | $4,6 \cdot 10^{-8}$ | $2,8 \cdot 10^{-8}$ | $1,6 \cdot 10^{-8}$ | $10^{-8}$           | $10^{-10}$ |

İqtisadi və ekoloji ziyanın ümumi dəyərində əsaslanaraq, təhlükəli hadisənin “məqbul riskinin” daha dəqiq qiymətini müəyyən etmək üçün Şək. 1.6-da göstərilən diaqramdan istifadə etmək lazımdır.

"Məqbul risk" qiymətlərini təyin edərkən potensial itki sayından və ya iqtisadi zərərdən istifadə kran qurğusunun, yaxınlıqdakı infrastrukturun və s. yerinin dəqiq məlum olduğu halda mümkündür. Əslində, təhlükəli istehsal obyektini və onun üzərində quraşdırılmış texniki avadanlıq (o cümlədən qaldırıcı maşın) paralel olaraq layihələndirildikdə, təhlükəli hadisələrə daha çox rast gəlinir, yəni kranın layihələndirilməsi mərhələsində müəyyən bir təhlükəli hadisə nəticəsində ölənlərin və ya ehtimal edilən zərərin potensial sayını proqnozlaşdırmaq mümkün deyil. Eyni zamanda, YMD kranları üçün, bir qayda olaraq, layihələndirmə zamanı ümumi məsuliyyət sinfinin kranlarından fərqli olaraq, kranın hansı obyektlərə xidmət edəcəyi həmişə məlum olur.



**Şək. 1.6. Potensial zərərdən asılı olaraq “məqbul risk”in qiymətini təyin edən diaqram.** [МОСКВА, ИЦЭНАС, 2011.]

Bununla əlaqədar, təhlükəli hadisə nəticəsində qurban və ya potensial zərərin lazımi dəqiqlik dərəcəsi ilə proqnozlaşdırılması mümkün olmadığı hallarda, “məqbul

risk”in miqdarı kranın layihələndirildiyi obyekt üçün təhlükənin ümumi dərəcəsinə əsasən təyin edilməlidir (şək.1.6).

#### **1.4. Risk analizi üsullarının analizi və yüksək məsuliyyət sinfinə aid çatılı kranların layihələndirilməsi zamanı onların istismarının təhlükəsizliyinin qiymətləndirilməsi tapşırığına ən uyğun olan metodun seçilməsi**

Son zamanlar imtina riskinin analizi metodologiyası insan fəaliyyətinin müxtəlif sektorlarında təhlükəsizliyin qiymətləndirilməsi üçün çox geniş tətbiq edilmiş, nəticədə kifayət qədər çox sayda riskin analizi metodları hazırlanmışdır [Изд-во стандартов, 2001&Российская газета, 2011]. Riskin analizi üsulları üç qrupa bölünür: deduktiv, induktiv və fiziki-mexaniki. Deduktiv üsullar əvvəlcə yekun nəticəni (qəzanı) nəzərdən keçirir, sonra isə nəticənin yaranmasına səbəb ola biləcək vəziyyətləri analiz edir. İnduktiv üsullar əvvəlcə sistemin ayrı-ayrı elementinin nasazlığını nəzərə alır, sonra isə analiz yolu ilə bu nasazlığın gətirib çıxara biləcəyi təhlükəli hadisələr (qəzalar) müəyyən edilir. Fiziki-mexaniki üsullar istismar yüklərinin paylanması və obyektin əsas qabiliyyətinin ehtimal modellərinin qurulmasına əsaslanır.

Alınan nəticələrin növündən asılı olaraq risklərin qiymətləndirilməsi üsulları da keyfiyyət və kəmiyyət üsullarına bölünür. Kəmiyyət riskinin qiymətləndirilməsi vəzifəsi ilə qarşılaşdığımız üçün bundan sonra yalnız kəmiyyət üsullarını nəzərdən keçirəcəyik.

İmtina riskinin kəmiyyət üsulları analizinin ən çox istifadə edilən növləri aşağıdakılardır:

a) induktiv üsullar:

- imtina növünün, nəticələrinin və kritikliyinin kəmiyyət analizi metodu;
- birbaşa müayinə üsulu,
- hadisə ağacının analizi metodu,
- imtinaların və təhlükəsizliyə təsirin analizi metodu;
- riskin kəmiyyət analizi metodu,

b) deduktiv üsullar:

- məntiqi-lingvistik və ya semantik modelləşdirmə metodu;

- statistik məlumatların analizi metodu;

- imtina ağacının analizi metodu,

c) fiziki və mexaniki üsullar

- “Yük-möhkəmlik” modeli əsasında imtina riskinin analizi metodu,

- təhlükəsizlik indeksinə əsaslanan imtina riskinin analizi metodu;

- güc ehtiyatının öyrənilməsi əsasında imtina riskinin analizi metodu;

- “inteqral-konvolyusiya” modelindən istifadə etməklə qaldırıcı konstruksiyaların qəza riskinin analizi metodu.

Yuxarıdakı üsulları qarşıya qoyulan problemin həllinə tətbiq oluna bilməsi baxımından ardıcıl olaraq nəzərdən keçirək. İmtina növünün, təsirlərinin və kritikliyinin kəmiyyət analizi metodu, ingilis ədəbiyyatında “Failure Mode, Effects and Critical Analysis - FMECA” olaraq adlandırılan imtina kritikliyi anlayışını müəyyən edir. Nasazlığın kritikliyi iki meyarla müəyyən edilir: baş vermə ehtimalı və nəticələrin ağırlıq dərəcəsi, yəni onun semantik məzmunu risk anlayışı ilə eynidir. Üsul, təhlükəli obyektin infrastrukturunun ixtisaslı mütəxəssislər tərəfindən dərin analizini aparmaqdan ibarətdir, bunun nəticəsində təhlükəli avadanlıqların siyahısı, mümkün imtinaların növləri və səbəbləri, baş vermə tezliyi, nəticələri və kritikliyi, habelə nasazlığın aşkarlama vasitələri tərtib edilir. Əldə edilmiş məlumat bazası əsasında kritiklik baxımından ən təhlükəli imtinalar üçün əlavə təhlükəsizlik tədbirlərinin tətbiqi zərurəti barədə qərar qəbul edilir.

Nəticələrin şiddətini qiymətləndirmək üçün obyekt işçilərinə, kənar şəxslərə, ətraf mühitə və maddi obyektlərə dəyən zərər nəzərə alınır. Qiymətləndirmənin nəticələrinə əsasən, imtina dörd qrupa bölünür:

- fəlakətli imtina – qaçınılmaz olaraq ölümlə nəticələnən, obyektə əhəmiyyətli dərəcədə ziyan vuran və ətraf mühitə bərpası mümkün olmayan ziyan vuran;

- kritik imtina - insanların ölümünə, obyektin itirilməsinə və ya ətraf mühitin zədələnməsinə səbəb ola bilən;

- kritik olmayan imtina – insanların ölümünə, obyektin itirilməsinə səbəb olmayan, ətraf mühitə ziyan vurmayan;

- əhəmiyyətsiz dərəcədə az zərər verən imtina - nasazlığın zərəri əhəmiyyətsizdir. Bu üsul “nəticələrin ehtimal-ağırlığı” matrisindən istifadə edir, buna əsasən müəyyən bir nasazlığın kritikliyi haqqında nəticə çıxarılır (Cədvəl 1.6).

Verilmiş matrisə uyğun olaraq imtinalar aşağıdakı kateqoriyalara görə sıralanır:

A - ətraflı risk analizi vacibdir, riski azaltmaq üçün xüsusi təhlükəsizlik tədbirlərinin daxil edilməsi tələb olunur;

B - ətraflı risk analizi tövsiyə olunur, təhlükəsizlik tədbirlərinin tətbiqi tələb olunur;

C - risk analizi və təhlükəsizlik tədbirlərinin qəbulu tövsiyə olunur;

D – risk analizi və təhlükəsizlik tədbirlərinin tətbiqi tələb olunmur.

### Cədvəl 1.6.

#### Nasazlığın kritikliyini təyin etmək üçün “nəticələrin ehtimal – ağırlığı”

matrisi (Изд-во стандартов, 2001 & Российская газета, 2011)

| Qəza nasazlığının yaranmasının gözlənilən ehtimalı (1/il) |                     | Nəticələrin ağırlığı |               |                       |   |
|---|---------------------|----------------------|---------------|-----------------------|---|
|   |                     | fəlakətli imtina     | kritik imtina | kritik olmayan imtina | əhəmiyyətsiz dərəcədə az zərər verən imtina |
| Mütəmadi imtina   | $>1$                | A                    | A             | A                     | C   |
| Ehtimal olunan imtina                                     | $1 - 10^{-2}$       | A                    | A             | B                     | C   |
| Mümkün imtina   | $10^{-3} - 10^{-4}$ | A                    | B             | B                     | C   |
| Nadir imtina  | $10^{-5} - 10^{-6}$ | A                    | B             | C                     | D   |
| Praktiki olaraq ehtimal belə olunmayan imtina             | $<10^{-6}$          | B                    | C             | C                     | D   |

Beləliklə, bu üsul fərdi imtinaların təhlükəli obyektin təhlükəsizliyinə təsir dərəcəsini qiymətləndirməyə imkan verir və mürəkkəb texniki sistemlərin layihələrini analiz etmək üçün istifadə olunur. Nasazlığın növünün, nəticələrinin və kritikliyinin kəmiyyət analizi üsulu, bu üsulun istifadəsinin asanlıqı və sürətli nəticələrin əldə edilməsi ilə fərqlənir, lakin bu üsul bir sıra çatışmazlıqlara da malikdir: ekspertlərin ixtisaslaşma səviyyəsindən asılılıq, müxtəlif obyektlər üçün kritiklik əmsallarının təyin edilməsində çətinlik. Bu tədqiqatda NNNKT (nasazlığın növü, nəticələri və kritikliyin analizi) metodundan istifadə edilməyəcək, çünki o, fərdi imtinaların kritikliyini nəzərə

alır, bizim isə “təhlükəli hadisə” riskinin kəmiyyət xarakteristikasına ehtiyacımız var, bundan başqa, kəmiyyət xarakteristikası konkret olaraq hadisənin baş vermə ehtimalına aiddir, kritiklik isə potensial zərəri də nəzərə alan mürəkkəb göstəricidir.

Birbaşa müayinə metodu (BMM) mümkün təhlükələri və onların nəticələrini müəyyən etmək üçün əraziyə gələn ixtisaslı ekspertlər qrupu ilə təhlükəli obyektin ilkin diaqnostikasını nəzərdə tutur. Ekspertiza əsasında obyektin cari vəziyyəti nəzərə alınmaqla, müxtəlif həddə çatan vəziyyətlər üçün bir sıra dözümlülük hesablamaları aparılır, bu müddət ərzində etibarlılığın və qalan fəaliyyətinin kəmiyyət göstəriciləri müəyyən edilir. Bu metodun çatışmazlığı, həqiqətdə müşahidə olunmayan sorğu üçün vahid proqramdan, hesablamalar üçün isə vahid riyazi aparatdan istifadə zərurətidir. Nəticədə, müxtəlif ekspert qrupları tərəfindən bu üsuldən istifadə edildikdə, bir obyekt üçün müxtəlif nəticələr əldə edilə bilər, bundan əlavə, ekspert qiymətləndirmələrinin istifadəsi metodu ekspertlərin ixtisaslaşma səviyyəsindən asılıdır. Layihələndirmə mərhələsində sözügedən üsul tətbiq edilmir.

Hadisə ağacının (HA) məntiqi-qrafik metodu, İngilis terminologiyasında Event Tree Analysis (ETA) ayrı-ayrı elementlərin nasazlığını ilkin hadisə kimi müəyyən edir və səbəb-nəticə əlaqələrini analiz edərək son hadisələrin baş verməsinə səbəb olan qəzanın inkişafının mümkün yollarını müəyyən edir. Analiz nəticəsində ilkin və son hadisələr arasında əlaqə qurmaq, ayrı-ayrı imtinaların ehtimalının yekun hadisə kimi bütün sistemin sıradan çıxma ehtimalına təsirini qiymətləndirmək mümkündür. Hadisə ağacını qurarkən, təhlükəli obyektin sistemi əvvəlcə ayrı-ayrı alt sistemlərə bölünür, alt sistemlər daha sonra elementlərə və lazım olduqda alt elementlərə bölünür. Elementlərin və alt elementlərin nasazlığının nəticələrinin analizi aparılır, alt sistemlərin və bütövlükdə sistemin mümkün funksional vəziyyətləri müəyyən edilir ki, bu da ayrı-ayrı elementlərin və alt elementlərin imtinalarının müxtəlif birləşmələri nəticəsində yarana bilər. Müəyyən ardıcılıqlar əsasında yekun hadisənin bütün mümkün səbəblərini xarakterizə edən, hadisə ağacı adlanan qrafiki, struktur-məntiqi model qurulur.

Hadisə ağacının qurulması və analizi üsulu riskin kəmiyyət analizinin ən çox istifadə edilən üsullarından biridir, çünki bu üsul sistem imtinalarının yaranması və



artmasında mümkün ssenariləri müəyyən etməyə imkan verir. Ağacın quruluşu bütün sistemin təhlükəsizliyi baxımından ən əhəmiyyətli elementləri təyin etməyə imkan verir ki, bu da öz növbəsində layihələndirmə mərhələsində qəzaya səbəb olma ehtimalı yüksək olan nasaz elementlərin gücünü artırmağa imkan verir. Bu üsul çərçivəsində qəzanın baş verməsi ilə müşayiət olunan hadisələrdən asılı olaraq layihə əsasında olan, layihə kənarında qalan və ağır qəzalar anlayışları tətbiq edilir; və onların baş vermə riskinin kəmiyyət dəyəri müəyyən edilir. Çatışmazlıqlara tamamilə bütün elementlərin və alt elementlərin imtinalarının nəticələrini nəzərə almaq ehtiyacı ilə əlaqəli bu üsulun nisbi əmək intensivliyini aid etmək olar.

Nasazlığın növünü və onun təhlükəsizliyə təsirini analiz etmək üsulu analiz edilən sistemin bütün elementləri üçün bütün mümkün imtinaları nəzərə alır, onların baş vermə ehtimalını və mümkün nəticələrini qiymətləndirir. Bu üsulun istifadəsi çox əmək sərfi tələb edir və çox vaxt aparır, ona görə də əsasən az sayda elementdən ibarət nisbətən sadə sistemlər üçün istifadə olunur. Riskin kəmiyyət analizi üsulu kəmiyyət risk göstəricilərinin müəyyən edilməsindən ibarətdir, burada bir və ya bir neçə digər risk analizi üsullarından istifadə edilə bilər. Bu üsul tədqiq olunan obyektin ayrı-ayrı sistemlərinin etibarlılığı, təhlükəli obyektin infrastrukturunu və onun yerləşdiyi yer, personalın sayı və yerləşməsi, ətraf mühit şəraiti, obyektə bitişik infrastruktur haqqında məlumatların mövcudluğu baxımından çox vacibdir. Bu üsul oxşar növdə obyektlər və böyük miqdarda istehsal edilən (tikilmiş) məhsullar üçün dəqiq nəticələr verməyə qadirdir. Bir qayda olaraq, tək seriyada istehsal olunan yüksək məsuliyyətli kranlar üçün, nəzərdən keçirilən üsuldan istifadə edərək əldə edilən kəmiyyət nəticələri yüksək dəqiqlikdə olmayacaqdır.

Məntiqi-linqvistik və ya məntiqi-semantik modelləşdirmə üsulu tədqiq olunan sistemi xarakterizə edən məntiqi-linqvistik modellərin qurulmasına və sonrakı analizinə əsaslanır. Belə modellərin ən çox yayılmış növləri qrafiklər, GERT şəbəkələri, xətt-cədvəl diaqramları, alqoritmlər və digər modellərdir. Modellər obyektlərin strukturunu əks etdirir və onların ayrı-ayrı elementləri arasında keçidləri təsvir edir. Modelin qurulması proseduru aşağıdakı mərhələlərdən ibarətdir:

- məntiqi-lingvistik şərtlər və dəyişənlərdən istifadə etməklə tədqiq olunan proses və ya hadisənin keyfiyyət təsviri;

- tədqiq olunan prosesin, əksər hallarda səbəb-nəticə əlaqələrini əks etdirən müxtəlif qrafik diaqramlar şəklində rəsmiləşdirilməsi;

- tədqiqatın imitasiya və ya statistik alqoritminin işlənilib hazırlanması,

- EHM-dən istifadə etməklə hesablama təcrübələrinin aparılması.

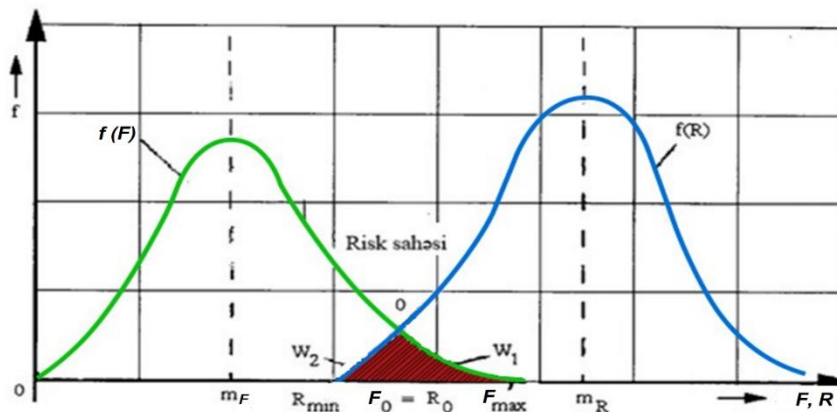
Bu üsulun üstünlükləri yüksək çeviklik, diqqət, çoxlu sayda amillərin mümkünlüyü, onun elementlərinin fərdi xüsusiyyətlərində dəyişikliklərə sistemin reaksiyasını qiymətləndirmək səmərəliliyi, qeyri-müəyyən Şək.də ifadə olunan amilləri qiymətləndirmək qabiliyyətidir. Bu üsuldan istifadə etməklə obyektə təhlükəsizlik sisteminin ümumi vəziyyəti ilə operatorun psixofizioloji xüsusiyyətlərini, maşının ergonomiyasını, texnoloji dövrün intensivliyini, ətraf mühitin əlverişliliyini nəzərə alaraq “insan-maşın-mühit” sistemini modelləşdirmək mümkündür. Bu, çox güman ki, imtina riskini analiz etmək üçün ən perspektivli üsullardan biridir, çünki sistemin hesablama üsullarından istifadə edərək təhlükəsizliyin artırılması probleminin həllinə inteqrasiya olunmuş yanaşmaya imkan verir, lakin əksər hallarda, tədqiq olunan obyektin ətraf mühitini xarakterizə edən şərtlərin əhəmiyyətli hissəsinin qeyri-müəyyənliyi ilə əlaqədar, onu layihələndirmə mərhələsində tətbiq etmək çətindir.

Statistik məlumatların analizi üsulu qəzanın baş vermə ehtimalını müəyyən edən parametrlərin statistik emalına əsaslanır. Qəza ehtimalının dəyəri fərdi hadisələrin baş vermə ehtimalı, yəni ayrı-ayrı sistem elementlərinin sıradan çıxma ehtimalı əsasında qurulur. Bu üsul müxtəlif elementlərin imtinaları, qəzalar və onların səbəbləri haqqında uyğun statistik məlumatların mövcudluğu şəraitində adekvat nəticələr verməyə qadirdir. Bu üsulun üstünlüyü böyük həcmli verilənləri emal etmək, onlardan eyni tipli elementlərin imtinalarını seçmək və onların nəticələrini analiz etmək bacarığıdır. Təəssüf ki, qaldırıcı maşınlar sahəsində hələ də elementlərin nasazlığı haqqında vahid məlumat bazası yaratmaq mümkün olmayıb, ona görə də bu üsulun ən güclü tərəflərindən istifadə etmək hələ də mümkün deyil.

İngilis ədəbiyyatında Fault Tree Analysis (FTA) olaraq adlandırılan məntiqi-qrafik imtina ağacı üsulu zirvə, əsas və ya son hadisə adlanan arzuolunmaz hadisənin

baş vermə ehtimalının öyrənilməsinə əsaslanan deduktiv üsuldur. Bu üsul çərçivəsində təhlükəli obyektin strukturunu analiz edərək və ayrı-ayrı elementlərin (mövcud hadisələrin), sistemlərin və alt sistemlərin imtinaları arasında səbəb-nəticə əlaqələrini müəyyən etməklə istifadəçi pik nöqtənin yaranmasına səbəb olan imtinaların kombinasiyalarını qurur. Müəyyən edilmiş əlaqələr imtina ağacının məntiqi strukturu kimi qrafik şəkildə ifadə olunur, əsas hadisə ağacın "yuxarı" hissəsində, tək başına və ya digər hadisələrlə birlikdə ona səbəb ola biləcək hadisələr (imtinalar) isə onun aşağısında yerləşir. Ağac strukturunun ən aşağı hissəsində ən sadə elementlərin (mövcud hadisələrin) imtinaları yer alır. Müxtəlif səviyyələrdə olan hadisələr bir neçə girişə və yalnız bir çıxışa malik ola bilən məntiqi operatorlar tərəfindən bir-birinə bağlıdır, məsələn, daha yüksək səviyyədə olan hadisə aşağı səviyyədə bir neçə hadisənin eyni vaxtda baş verməsi nəticəsində yarana bilər. Sonradan məntiqi operatorlar daha aşağı səviyyəli hadisənin baş vermə ehtimalının daha yüksək səviyyəli hadisələrin baş vermə ehtimalından funksional asılılıqları ilə əvəz olunur. Üsulun üstünlükləri yalnız təhlükəli hadisə riskinin kəmiyyət dəyərini müəyyən etmək deyil, həm də "sistemin ayrı-ayrı elementlərinin imtina ehtimalına təsir dərəcəsini qiymətləndirmək qabiliyyətini əhatə edir. Layihələndirmə mərhələsində bu, resurs xərclərini optimallaşdırmağa imkan verəcək əsas hadisənin baş vermə ehtimalına təsir etmək baxımından ən "əhəmiyyətli" olan elementlərin gücünü məqsədyönlü Şək.də artırmağa imkan verəcəkdir. Metodun çatışmazlığı, öyrənilən sistemin dərin struktur analizinin aparılması zərurəti ilə əlaqəli olan, onun istifadəsinin müəyyən əmək intensivliyi hesab edilməlidir.

"Yük-möhkəmlik" modelinin əsasında imtina riskinin analizi üsulu, yüklənmə qabiliyyətinin (S) və müqavimətin (R) normal qanuna uyğun Şək.də paylanmış təsadüfi dəyişənlər olduğu fərziyyəsinə əsaslanır (şək. 1.7). Ümumiyyətlə, reallıqda bu həmişə belə olmur, lakin normal paylanmanın əsas xüsusiyyəti onun məhdudlaşdırıcı olmasıdır, yəni təcrübələrin sayı artdıqda bütün digər paylanmalar ona meyl edir. Bu xüsusiyyət əsasında, yüklənmə qabiliyyətinin və xüsusilə müqavimətin faktiki paylanmasının normal qanuna yaxın olduğunu iddia etmək olar.



**Şək. 1.7. "Yük-möhkəmlik" modeli:  $m_R, m_S$  - müvafiq olaraq  $S$  və  $R$ -nin riyazi gözləntiləri (Mənbə müəllif tərəfindən Hüseynov Pərviz)**

Təhlükəsizlik şərti aşağıdakı kimi görünür:

$$F \leq R \quad (1.8)$$

Şək. 1.7-də  $f(S)$  yüklətmə qabiliyyətinin ehtimal paylanması,  $f(R)$  müqavimətin ehtimal paylanması, kəsişmə zonası (kölgələnmiş) risk zonasıdır. Yüklətmə qabiliyyətin dəyərinin müqavimət dəyərində bərabər olduğu  $O$  nöqtəsində, ondan kənara çıxılacağı təqdirdə təhlükəli hadisənin ortaya çıxmasına səbəb ola biləcək risk sərhəddi yerləşir. Risk zonası iki  $W_1$  və  $W_2$  sahəsindən ibarətdir,  $W_1$  sahəsi  $S_0$ -dan  $S_{max}$ -a qədər intervalda  $S$ -nin yüklətmə qabiliyyətinin düşmə ehtimalını,  $W_2$  sahəsi  $R_{min}$ -dən  $R_0$ -a qədər intervalda  $R$  müqavimətinin düşmə ehtimalını xarakterizə edir.

Təhlükəli hadisənin (uğursuzluğun) ortaya çıxması üçün zəruri şərt, yüklətmə qabiliyyətin  $R$ -nin  $W_1$  bölgəsinə eyni vaxtda daxil olması və  $R$ -nin  $W_2$  bölgəsinə müqavimət göstərməsidir.

Yüklətmə qabiliyyətin göstərilən aralığa düşmə ehtimalı aşağıdakı kimi qiymətləndirilir:

$$PP(F > F_0) = \int_{F_0}^{F_{max}} f(F) dF \quad (1.9)$$

Müqavimət üçün

$$P(R > R_0) = \int_{R_0}^{R_{max}} f(R) dR \quad (1.10)$$

Müvafiq olaraq, imtina riski

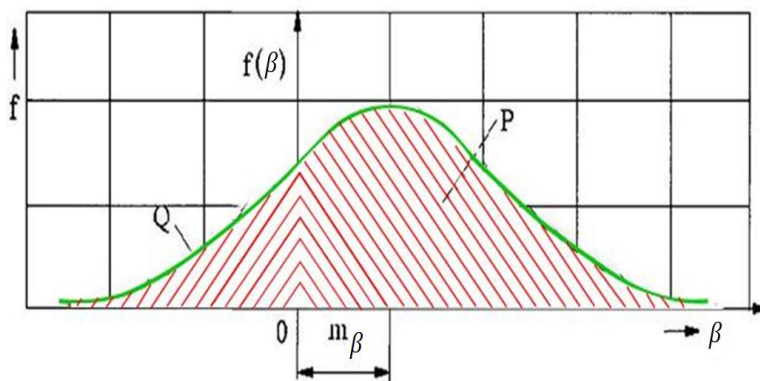
$$q = P(F > F_0) \cdot P(R > R_0)$$

və ya  $R$  və  $S$ -nin normal qanuna uyğun olaraq paylandığını nəzərə alaraq,

$$q = \int_{F_0}^{F_{max}} f(F)dF \int_{R_0}^{R_{max}} f(R)dR = \frac{1}{2} \left[ \Phi \left( \frac{F_{max}-m_F}{\sigma\sqrt{r}} \right) - \Phi \left( \frac{R_0-m_F}{\sigma\sqrt{r}} \right) \right] \quad (1.11)$$

$\Phi$  Laplas funksiyasıdır.

Risk dəyərinin kəmiyyət miqdarını müəyyən etmək üçün yükqötürmə qabiliyyəti  $m_S$ , müqavimət  $m_R$ , habelə göstərilən  $\sigma_S$  və  $\sigma_R$  qiymətlərinin standart sapmalarının riyazi gözləntilərini bilmək lazımdır.



**Şəkil: 1.8. Möhkəmlik ehtiyat əmsalının  $\Psi$  paylanma sıxlığı  $f(\Psi)$  (Mənbə müəllif tərəfindən Hüseynov Pərviz)**

Əvvəlki metodun məntiqi davamı güc ehtiyatının öyrənilməsinə əsaslanaraq uğursuzluq riskini analiz etmək metodudur.  $\Psi$ -nin güc ehtiyatı dedikdə müqavimət və yükqötürmə qabiliyyəti arasındakı fərq kimi başa düşülür (Şək. 1.8.)

$$S = R - F \quad (1.12)$$

Həm müqavimət, həm də yükqötürmə qabiliyyəti  $m_S$ ,  $\sigma_S$ ,  $m_R$ ,  $\sigma_R$  parametrləri ilə normal qanuna uyğun olaraq paylandığı üçün güc ehtiyatı  $\psi$  də normal qanuna uyğun olaraq paylanacaq və aşağıdakı ifadələr doğru olacaqdır:

$$m_S = m_R - m_F \quad (1.13)$$

$$\sigma_S = \sqrt{\sigma_F^2 + \sigma_R^2} \quad (1.14)$$

Bu halda təhlükəsizlik şərti (1.13) aşağıdakı formanı alacaq:

$$m_\Psi \geq 0.$$

İmtinasız işləmə ehtimalı:

$$P(S > 0) = \int_0^{\psi_{max}} f(S)dS \quad (1.15)$$

O zaman imtina riski:

$$\beta = 1 - P(S > 0) = P(S < 0) = \int_{\psi_{min}}^0 f(S)dS \quad (1.16)$$

## II FƏSİL. ÇATILI KRANLARIN YÜKQALDIRMA MEXANİZMLƏRİNİN KONSTRUKSIYA OLUNMASI VARIANTLARININ MÜQAYİSƏLİ ANALİZİ

### 2.1. Qaldırıcı mexanizmin optimal konstruksiya olunması

Qaldırıcı mexanizmin optimal konstruksiya olunması, ilkin məlumatlara əsaslanaraq, ümumi quruluşu müəyyən etmək və texniki və iqtisadi parametrlərin ən yaxşı qiymətlərini təmin edən mexanizmin fərdi elementlərini seçmək məqsədi daşıyır.

Qaldırıcı mexanizmlərin optimal konstruksiya olunması bir sıra işlərdə dərinlən öyrənilmişdir (Чернова, H.M, 2009) lakin bizim hal üçün ətraflı şəkildə araşdırılacaq yüksək məsuliyyət sinfinə aid konstruksiya çatılı kranlarının qaldırıcı mexanizmləri olacaqdır.

Yükqaldırma mexanizminin layihələndirilməsi zamanı ilkin məlumat kimi aşağıdakı məlumatlar tələb olunur:

1. Nominal yükqaldırma qabiliyyəti  $Q$ , t;
2. Nominal yük qaldırma sürəti  $v$ , m/s;
3. Sürətin tənzimlənməsinin tələb olunan diapazonu və xarakteri  $D$

$$D = \frac{v}{v_{pos}} \quad (2.1)$$

burada,  $v_{pos}$  yükün qaldırılması/əndirilməsi üçün tələb olunan oturtma sürətdir;

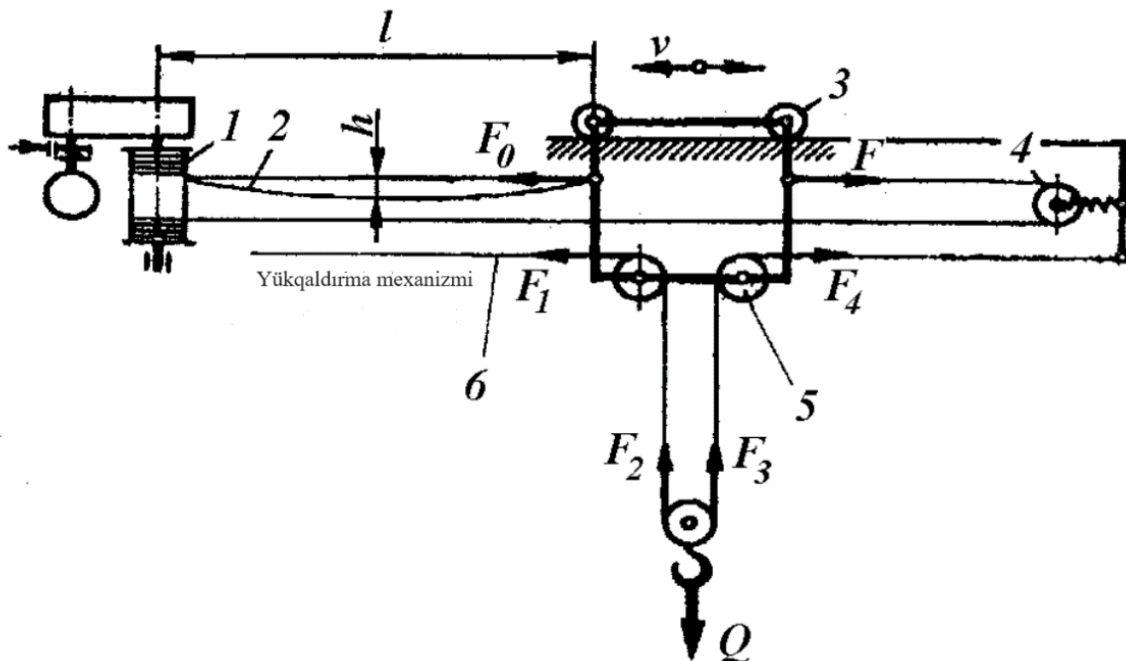
4. Mexanizmin iş rejimi üçün təsnifat qrupu, M1-M8;
5. Təxmini xidmət müddəti  $T$ , illər,
6. Mexanizmin konstruksiya olunmasına qoyulan digər məhdudiyətlər.

Bunlara mexanizmin tələb olunan ümumi ölçülərini, səs-küy səviyyəsini, tələb olunan partlayış və yanğın təhlükəsi sinfini və s. təmin etmək üçün tələblər daxil ola bilər.

### 2.2. Yüksək məsuliyyət sinfinə aid çatılı kranların yükqaldırma mexanizmlərinin struktur sxemlərinin təhlili

Sənayenin müxtəlif sahələrində istifadə olunan çatılı kranların üçün yükqaldırıcı mexanizmlərinin ən geniş yayılmış kinematik sxemlərinə baxaq. Çatılı kranların

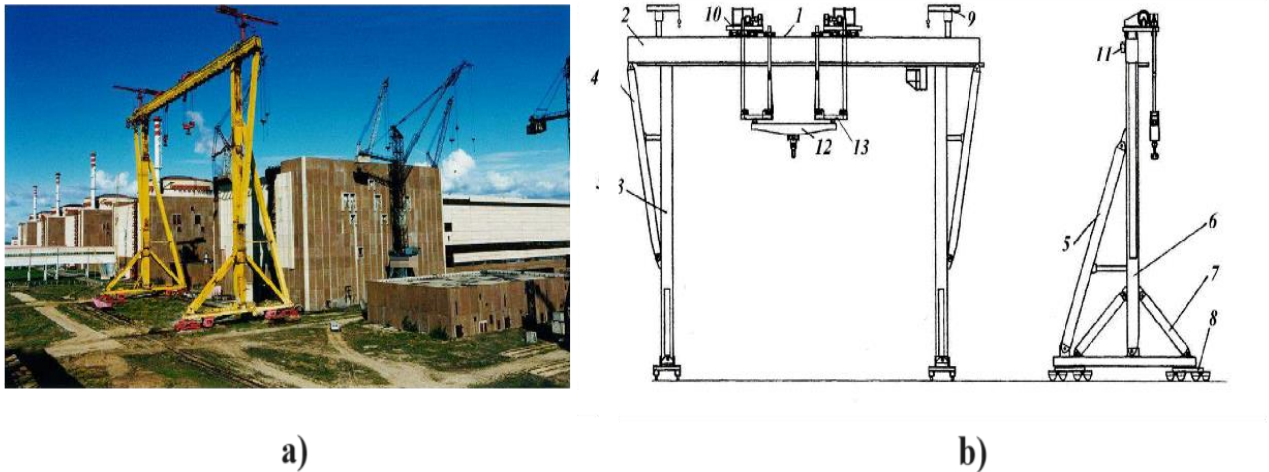
qaldırıcı mexanizmləri bir qayda olaraq ya yük arabacığının, ya da kranın metal konstruksiyasının üzərində yerləşə bilər, ikinci halda yük polispastının yalnız yönəldici blokları yük arabacığında yerləşir və bir qayda olaraq, yük arabacığının hərəkət mexanizmi rolunu oynayan dartı bucurqadı vasitəsilə hərəkətə gətirilir (Şək. 2.1.).



**Şək. 2.1. Aşırımın metalkonstruksiyası üzərində yerləşən çatılı kranın yükqaldırma mexanizminin sxemi:** (New York, Fourth Edition, 2010,)

1 – yük arabasının hərəkət mexanizmi üçün bucurqad, 2 – dartı (hərəkət) kanatı, 3 – aparılan təkər, 4 – tarımlıq qurğusu, 5 - yük polispastının bloku, 6 - yük kanatı.

Bu həll yük arabasının çəkisini azaltmağa və bununla da kranın aşırımına düşən yükü azaltmağa imkan verir. Lakin digər tərəfdən də yüksək məsuliyyətlilik sinifinə aid kranlarda yük arabacığında dartı kanatı mexanizminin istifadəsinə əksər hallarda icazə verilmir, çünki kanatın daima uzanması, eləcə də bunun nəticəsində kanatın sərbəst qolunun  $h$  sallanması nəticəsində yaranan ətalətlilik (Şək. 2.1.) əksər yüksək məsuliyyətlilik sinifinə aid kranlar üçün tələb olunan yükün yerləşdirilməsinin yüksək dəqiqliyinə imkan vermir. Bu baxımdan, yükqaldırma mexanizminin belə yığım sxemi müqayisə variantında nəzərə alınmayacaq.



**Şək. 2.2. Atom elektrik stansiyalarının tikintisi üçün kran K2x100, (New York, Fourth Edition, 2010,)**

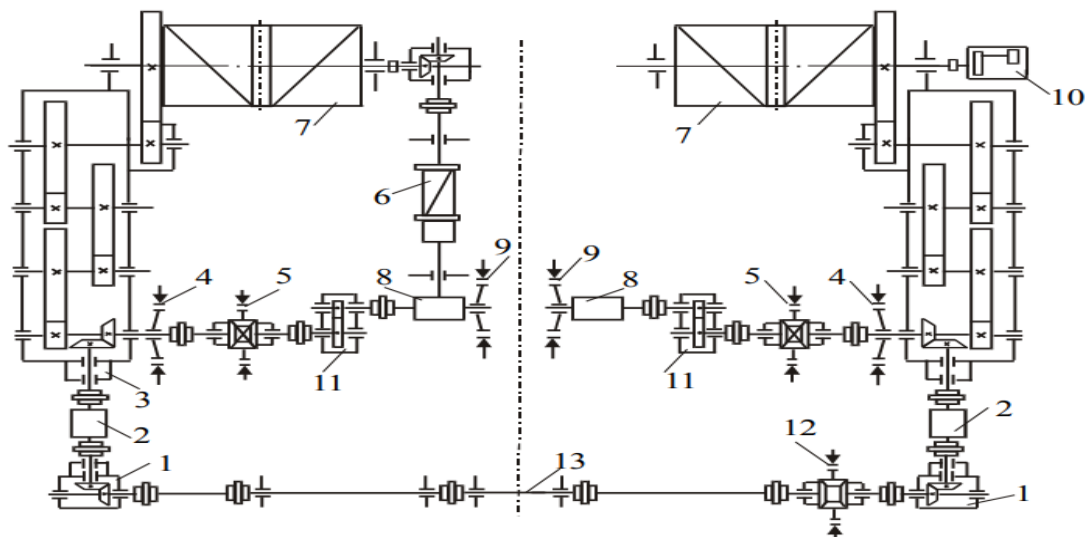
*a – kranın ümumi görünüşü, b – kranın konstruktiv sxemi.*

Əksər çatılı kranlar böyük yükqaldırma qabiliyyəti ilə xarakterizə olunduğundan, ümumi qaldırıcı eninə tir vasitəsilə paralel olaraq işləyən iki yük bucurqadından ibarət qoşa qaldırıcı mexanizmlərdən geniş istifadə olunur. Nümunə olaraq, Şək.2.2.-də K2x100 markalı çatılı kran göstərilmişdir. (New York, Fourth Edition,2010,)

Bucurqadları sinxronlaşdırmaq üçün əvvəllər mexaniki sinxronizasiya sistemləri, (K2x180/50+10 kranında olduğu kimi) (Şək.2.3), sonradan onların yerini elektrik sistemləri tutdu. Hal-hazırda, ayrı-ayrı intiqalların optik işinin sinxronlaşdırmaq üçün optik enkoderlərdən daha çox istifadə olunur.

Bundan başqa, yükqaldırıcı mexanizmin qoşalaşmış versiyası üçün ayrı-ayrı bucurqadların müxtəlif yerləşdirilməsi variantlar mümkündür, yəni bucurqadlar K2x180/50+10 kranında (Şək.2.3) olduğu kimi bir arabacıqda, yaxud da K2x100 kranda olduğu kimi ayrı-ayrı arabacıqlar yerləşdirilə bilər (şək. 2.2). İkinci halda kranın aşırımına düşən yüklər azalır ki, bu da kranın aşırımının konstruksiyasını yüngülləşdirməyə imkan verir, digər tərəfdən isə xüsusi yüktutucu eninə tirin (traversanın) ölçüsü artır ki, bu da kranın maksimum çəkiyə malik yüklə ilə əməliyyatlar apara biləcəyi iş sahəsinin azalmasına səbəb olur. Aşırım boyunca hər biri qoşalaşdırılmış yükqaldırma mexanizmi ilə təchiz edilmiş iki yük arabası hərəkət etdikdə hər iki variantı birləşdirmək də mümkündür.





**Şək. 2.3** Yükqaldırma qabiliyyəti 2x180 t olan K2x180/50+10 kranın əsas yükqaldırma mexanizminin kinematik sxemi: (Кобзев, P.A, 2005)

*a – sol bucurqad, b – sağ bucurqad,*

*1 – sinxronizasiya sisteminin konik reduktoru, 2 - əsas mühərrik, 3 – əsas reduktor, 4 - əsas tormoz, 5 – diferensial mufta və onun idarəetmə tormozu, 6 - kabel barabanı, 7 - açıq ötürməli baraban, 8 - mikrointiqaalın mühərriki, 9 – mikrointiqaalın tormozu, 10 – selsinverici, 11 – mikrointiqaalın reduktoru, 12 - sinxronizasiya sisteminin diferensial muftası, 13 – sinxronizasiya sisteminin transmissiya valı*

Yüksək məsuliyyətlik sinifinə aid kranların yükqaldırma mexanizmlərinin digər vacib xüsusiyyəti, kranın böyük yükqaldırma qabiliyyəti və yükün endirilməsi zamanı yükün dəqiq yönəldilməsini təmin edən eniş (oturtuma) sürətinə ehtiyac olduğu, eləcə də yükə dinamik qüvvələrin təsirini istisna etmək üçün mexanizmin yüksək ötürmə nisbətinə ehtiyac olmasıdır.

Uzun müddət aşağı eniş sürəti əldə etmək üçün xüsusi bucurqad sxemlərindən istifadə edilmişdir (Кобзев, P.A, 2005), məsələn, Şək. 2.3-də göstərilən mikrointiqaal bucurqadda olduğu kimi.

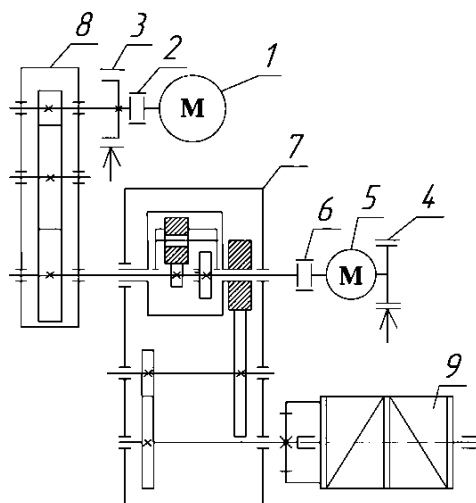
Yükü nominal sürətlə qaldıran əsas 2 mühərrikə əlavə olaraq mikrointiqaalın elektrik mühərriki 8, mikrointiqaalın reduktoru 9, mikrointiqaalın tormozu 9 və muftalar daxil olan mikrointiqaal sistemi də quraşdırılmışdır.

Yükü nominal sürətlə qaldıran əsas mühərrikə 2 əlavə olaraq mikrointiqaal sistemi 8, mikrointiqaal reduktoru 9, mikrointiqaal əyləci 9 və muftalar daxil olmaqla paralel olaraq mikrointiqaal sistemi quraşdırılmışdır. Mikrointiqaal lazımi eniş sürətində yükü

qaldırır, planetar mufta 5 mikroiqtıqalı birləşdirir və ayırır. Mikro iqtıqallı bucuqadlar, körpü, çatılı və qüllə kranlarında nisbətən geniş istifadə edilməsinə baxmayaraq, ümumiyyətlə çox səmərəli deyil, çünki onlar iqtıqalın çəkisi və ölçülərində çox ciddi artımla yalnız iki sürətə imkan verir. Bundan əlavə, bu sxemin dezavantajı orijinal planetar muftanın olmasıdır, çünki yüksək məsuliyyət sinfinə aid kranları, bir qayda olaraq, tək seriyada istehsal olunur və buna görə də mümkünə orijinal konstruksiyaların istifadəsindən qaçınmaq lazımdır.

Diferensial iqtıqalının yükqaldırma mexanizminin sxemi (Şək. 2.4) yükün qaldırılması prosesinin dörd müxtəlif sürətlə həyata keçirilməsinə imkan verməklə sürətin daha geniş idarə edilməsi imkanı verir. Bu sxem, mühərrikləri ayrı-ayrılıqda və ya birlikdə, eyni istiqamətdə və ya əks istiqamətdə işlətməklə yükün qaldırılması prosesi üçün dörd müxtəlif sürət əldə etməyə imkan verir. Bu mexanizm sxeminin müxtəlif variantları körpü kranlarında, qüllə kranlarında, çatılı və qüllə kranlarında istifadə edilmişdir. Bu nəzərdən keçirilən sxem mexaniki sürət tənzimləyicisi olan bütün kranlar üçün xarakterik olan çatışmazlıqlara malikdir: böyük kütlə və ölçülər, diferensial birinci pillə reduktorunun istifadəsinin zəruriliyi və nisbətən aşağı faydalı iş əmsalına malikdir.

Mexanik sürət tənzimləyicisi olan qaldırıcı mexanizmlərin digər konstruksiyaları var, lakin bütün bu cür sxemlər yuxarıda müzakirə edilən ən ümumi variantlarla eyni çatışmazlıqlarla xarakterizə olunur.

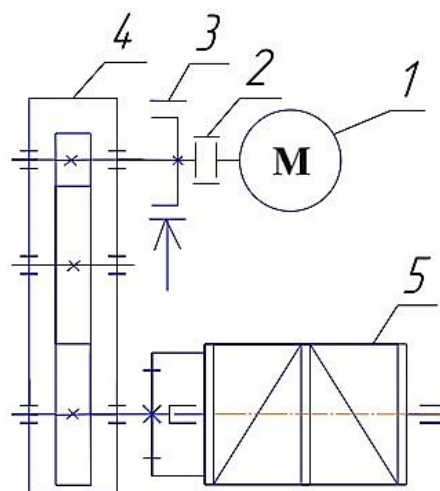


**Şək. 2.4 Diferensial ötürücülü yükqaldırıcı mexanizm:** (Кобзев, Р.А., 2005)

*1, 5 - mühərrik; 2, 6 – mufta; 3, 4 – əyləc, 7, 8 – reduktor, 9 – baraban*

Hal-hazırda, qaldırıcı mexanizmin əlavə sürətlərinin əldə edilməsi tez-tez müxtəlif elektrik dövrələrindən istifadə etməklə həyata keçirilir: rezistor-kontaktörün tənzimlənməsi, dəyişən sayda dirək cütləri, tiristorlar və tezlik çeviriciləri olan mühərriklərin istifadəsi. Yuxarıda göstərilən variantlardan hər birinin öz üstünlükləri və mənfi cəhətləri var, bunlar yükqaldırma mexanizminin ayrı-ayrı elementlərini təhlil edərkən aşağıda müzakirə ediləcəkdir. Ümumiyyətlə, yükqaldırıcı mexanizm üçün sürətə nəzarətin elektrik üsullarından istifadə mexanizmin ən sadə və qənaətcil mexaniki idarəedici sistemindən istifadə etməyə imkan verir (Şək. 2.5), bura kommersiona məqsədilə istehsal olunan bir elektrik mühərriki, reduktor və əyləc, həmçinin baraban və muftalar daxildir. (Кобзев, P.A, 2005)

Bu tip sxem müxtəlif növ yük qaldırma kranlarda ən çox yayılmışdır, onun üstünlükləri arasında intiqalın mexaniki hissəsinin yığcamlığı, yüngüllüyü və aşağı qiyməti var. Tez-tez, bu sistem daxilində sistemin etibarlılığını əhəmiyyətli dərəcədə artırma bilən əlavə əyləc istifadə olunur; həmçinin yüksək sürətli bir mərhələdə quraşdırmanı asanlaşdırmaq üçün bir əlavə mil istifadə edilə bilər. Dezavantajlar mürəkkəb, bəzi hallarda çox bahalı və həcmli elektrik avadanlıqlarının mövcudluğu və kommersiona məqsədilə istehsal olunan reduktorların imkanları ilə məhdudlaşan dişli nisbətidir. Son çatışmazlıq, nəzərdən keçirilən sxemə açıq ötürməli intiqalvə ya əlavə bir reduktor daxil etməklə aradan qaldırıla bilər.



**Şək. 2.5** Yükqaldırma mexanizminin ən sadə sxemi: (Кобзев, P.A, 2005)

1- elektrik mühərriki, 2- mufta, 3- əyləc, 4- reduktor, 5- quraşdırılmış dişli muftalı baraban

Variantların hər birinə daha yaxından nəzər salmaq. Ardıcıl olaraq quraşdırılmış iki reduktoru olan qaldırıcı mexanizmlər, mexanizmin böyük dişli nisbətini əldə etmək lazım olduqda əvvəllər geniş istifadə olunurdu. Bu, bir tərəfdən, o dövrdə kommertiya məqsədli istehsal edilən reduktorların növlərinin məhdud sayda olması, digər tərəfdən, planlı iqtisadiyyatda baş verən xüsusi qaldırıcı maşınların iqtisadi göstəricilərinə kifayət qədər sərbəst münasibətlə əlaqədar idi.

Hal-hazırda vəziyyət dəyişdi, birincisi, bazar iqtisadiyyatının şərtləri intiqalların iqtisadi xüsusiyyətlərinə əsaslı Şəkdə fərqli münasibət diktə edir, digər tərəfdən, dişli nisbətlərinin geniş diapazonuna malik çox sayda yerli və xüsusilə xarici seriyalı reduktorlar meydana çıxdı. Xüsusilə, dişli nisbətləri 300-ə qədər olan planetar reduktorları xaricdə geniş istifadə olunur. Beləliklə, hazırda tələb olunan dişli nisbəti ilə bir reduktoru seçmək demək olar ki, həmişə mümkündür, lakin ümumi vəziyyətdə bu həll həmişə optimal olmayacaq, çünki birmənalı olaraq böyük dişli nisbəti olan bir reduktorun olduğunu söyləmək olmaz. daha aşağı dişli nisbətləri ilə ardıcıl quraşdırılmış iki reduktordan həmişə daha sərfəlidir.

Ümumiyyətlə, müəyyən bir konstruktiv həllin optimallığı məsələlərini nəzərdən keçirərkən, bütün hallar üçün uyğun ümumi həllərin olmadığını xatırlamağa dəyər. Xüsusilə, müəyyən bir müəssisənin sahib olduğu faktiki istehsal imkanları optimallığa əhəmiyyətli dərəcədə təsir göstərir. Məsələn, kran istehsalçısı üçün yaxşı inkişaf etmiş bir reduktor istehsalı varsa, ixtisaslaşdırılmış fabriklərdə kütləvi istehsal olunan reduktorları almaqdan daha çox tələb olunan parametrlərlə öz orijinal reduktorunuzu konstruksiya etmək və tətbiq etmək daha sərfəli ola bilər. Bu halda, sözügedən istehsalda və ya birbaşa layihələndirilmiş kran üçün əvvəllər hazırlanmış orijinal reduktorları, eləcə də digər idarəedici komponentlər: muftalar, əyləclər, yükdaşıma qurğuları sözügedən reduktorlarının məlumat bazasına əlavə edilməlidir. Bundan əlavə, güman etmək olar ki, bəzi hallarda ardıcıl quraşdırılmış iki reduktordan ibarət transmissiyanın istifadəsi bir reduktoru olan bir seçimdən daha sərfəli ola bilər, yəni birbaşa konstruksiya zamanı bütün mümkün variantları nəzərə almaq lazımdır. Yuxarıda bir neçə alt sistemdən ibarət mürəkkəb sistem kimi qəbul edilmiş Yüqəaldırma mexanizminin modelinə əsaslanaraq optimal ötürmə strukturunun

seçilməsi problemi fərqi alt sistem səviyyəsində həll edilə bilər. Bu halda, hər bir dişli nisbəti dəyəri üçün, onlar arasında aydın bir üstünlük müəyyən edilə bilmədikdə, ötürmə üçün bir və ya bir neçə Pareto-optimal həll tapılmalıdır. Gələcəkdə, bütün mexanizm sistemi üçün optimal həll axtararkən, Pareto dəstinə daxil olmayan və eyni dişli nisbətində malik olan bütün digər ötürmə variantları nəzərə alınmayacaq.

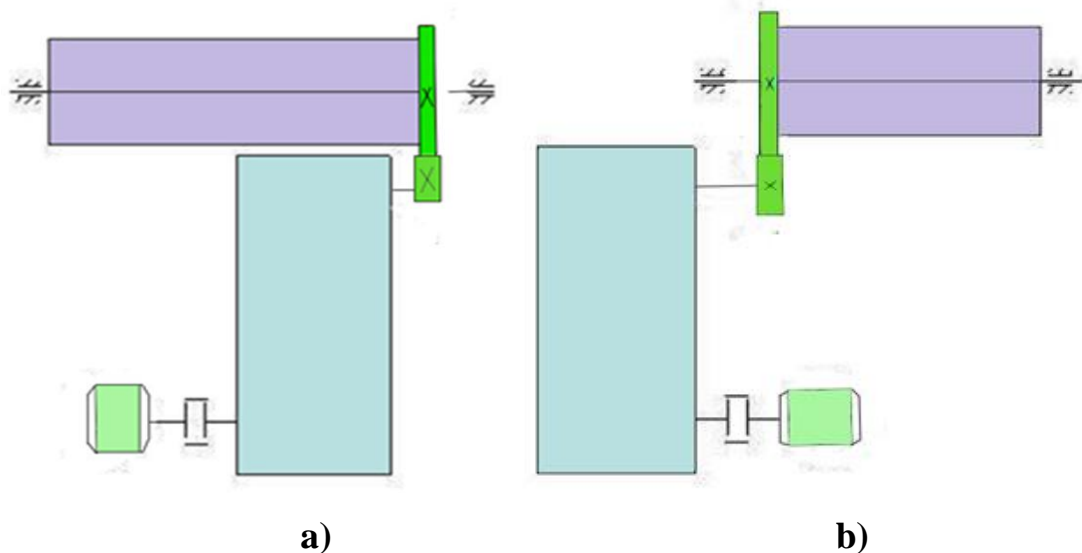
Açıq ötürmə ümumiyyətlə sürücünün dezavantajı hesab olunur, çünki aşınmaya həssaslığına görə, açıq dişli eyni fırlanma anı ötürən qapalı dişli ilə müqayisədə daha yüksək modula malikdir. Nəticədə açıq dişlilər daha həcmli və ağır olur. Bundan əlavə, açıq ötürməli bağlantısının olması baraban valının yükləmə sxemini əhəmiyyətli dərəcədə dəyişdirir, yəni onu əlavə olaraq qaldırıcı maşınlarda baraban və reduktor arasında barabana quraşdırılmış dişli muftadan istifadə etməklə, ən çox yayılmış əlaqədən istifadə edərkən mövcud olmayan fırlanma momenti ilə yükləyir. Buna görə, əksər hallarda açıq ötürməliyələrin istifadəsi optimal deyil. Ancaq nəzərə almaq lazımdır ki, açıq ötürməli cütü, yükün qaldırılması sürətini azaltma funksiyasına əlavə olaraq, aşağı sürətli reduktor valı ilə baraban mili arasında əlaqə rolunu oynayır. Tipik olaraq, açıq ötürməli intiqal əvəzinə, bu funksiya barabana quraşdırılmış dişli mufta və ya adi konstruksiya tərəfindən həyata keçirilir. Intiqalbirləşdirici yarım şəklində çıxış valına malik olmayan reduktordan istifadə edərkən (bu, bütün xaricdə istehsal olunan sürət qutuları üçün belədir), həmçinin baraban dayacağına təsir edən qüvvənin miqyası icazə verilən radial yükədən artıq olduqda, aşağı sürətli reduktor valı üçün, barabana quraşdırılmış dişli mufta ilə bir sxemdən istifadə etmək mümkün deyil. Bu halda, iki variant nəzərdən keçirilməlidir: adi ötürməli mufta və ya açıq ötürmədən istifadə edərək, reduktor vallarının barabana qoşulması. Açıq ötürməli transmissiya ilə seçim daha yaxşı ölçülərə malik ola bilər (məsələn, planetar reduktordan istifadə edərkən, açıq dişli cütü eksenel istiqamətdə intiqalın ölçüsünü əhəmiyyətli dərəcədə azalda bilər). Bundan əlavə, əhəmiyyətli bir fırlanma momenti üçün nəzərdə tutulmuş orijinal dişli muftanın istehsalı, maddi xərclər fərqiə baxmayaraq, açıq ötürməlinin istehsalından daha ucuz ola bilməz, eyni zamanda, açıq ötürməli daha aşağı dişli nisbəti olan bir reduktorun istifadəsinə imkan verəcəkdir. Beləliklə, ağır qaldırma mexanizmləri üçün açıq ötürməlinin istifadəsi digər həllərin istifadəsindən daha sərfəli

bir seçim ola bilər və bir mexanizm konstruksiya edərkən bu həll digərləri ilə birlikdə nəzərə alınmalıdır.

İntiqalın düzülüşü baxımından mexanizmdə istifadə olunan reduktorun növü böyük əhəmiyyət kəsb edir. Ümumiyyətlə, bütün növ reduktorlara paralel vallı (ilk növbədə təkərli reduktorları), perpendikulyar vallı reduktorlara (konik dişli qutular, sonsuz vint reduktorlar) və tuşoxlu reduktorlara (planetar reduktorlar) bölünə bilər. Mexanizm intiqalının ümumi ölçüləri üçün ciddi tələblərə cavab vermək lazım olduqda istifadə olunan reduktorun növü xüsusilə vacibdir. Əksər hallarda, qaldırıcı mexanizmlər paralel vallı reduktorlardan istifadə edir (Şək. 2.5), bu da hər iki istiqamətdə oxşar ümumi ölçülərə imkan verir. Perpendikulyar valları və tuşoxlu reduktorları olan reduktorları bir yük arabasında yerləşən birləşdirilmiş qaldırıcı mexanizmdən istifadə edərkən daha sərfəli ola bilər; əgər əsas qaldırıcı mexanizmdən əlavə yük arabasında başqa mexaniki avadanlıq yerləşdirmək lazımdırsa, həmçinin ölçüləri arabalar xidmət edilən texnoloji avadanlıq prosesinin tələbləri və qaldırıcı mexanizmin açıq-aydın daha böyük ölçüləri əsasında müəyyən edilir.

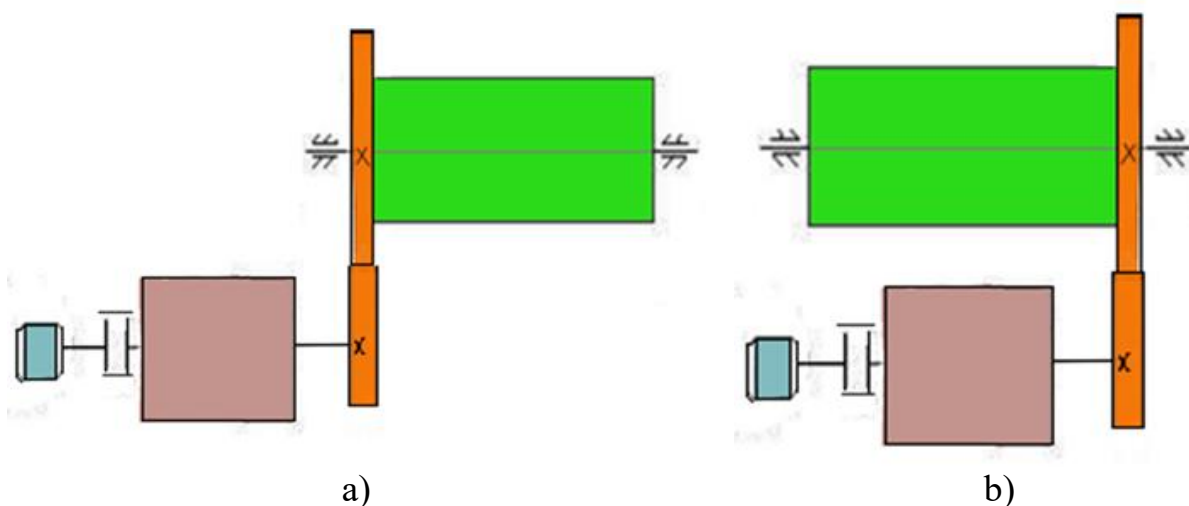
Açıq ötürməli intiqalın olması yükqaldırıcı mexanizm intiqalının yerləşdirilməsinə əlavə müxtəliflik verir, çünki bu vəziyyətdə baraban və reduktorunun nisbi mövqeyi üçün müxtəlif variantlar nəzəri cəhətdən mümkündür. Baraban ötürməyə nisbətən iki istiqamətə yönəldilə bilər, həmçinin paralel valları olan reduktorlar üçün mühərrikin və barabanın yerləşdirilməsi üçün iki seçim mümkündür: reduktoruna nisbətən eyni tərəfdə və ya müxtəlif tərəflərdə (Şək. 2.6). Eyni zamanda, sxem variantlarının bütün mümkün birləşmələrini nəzərdən keçirməyin mənası yoxdur, çünki bəziləri mövcud deyil, digərləri ümumi ölçüdə açıq Şək.də digərlərindən daha aşağıdır.

Nəticədə, paralel vallı reduktorlar üçün Şək. 1-də göstərilən yükqaldırma mexanizmi üçün iki seçim var (Şək. 2.6). Təcrübədə ən çox yayılmış seçim a variantıdır, b variantı bucurqadın ölçüsünü eksenel istiqamətdə minimuma endirməyə imkan verir, bu halda yalnız baraban qurğusunun ölçüsünə bərabər ola bilər, açıq ötürmənin mərkəzdən mərkəzə məsafəsi minimuma isə məhdudiyət qoyulur.



**2.6 Paralel valları olan reduktoru və açıq dişli intiqalilə yükqaldırıcı mexanizm üçün yerləşdirmə variantları.** (Mənbə müəllif tərəfindən Lətifli Elvin)

Tuşoxlu reduktorları və açıq ötürmələri olan qaldırıcı mexanizmlərdə iki yerləşdirmə variantı da nəzərə alınmalıdır (Şək. 2.7): a variantı ölçüləri ox istiqamətində optimallaşdırmağa imkan verir, lakin məhdudiyyət qoyur. Açıq ötürmənin mərkəz məsafəsinin minimum ölçüsünə qədər; zəruri hallarda ölçüsü radial istiqamətdə minimuma endir, b variantından istifadə edilə bilər.



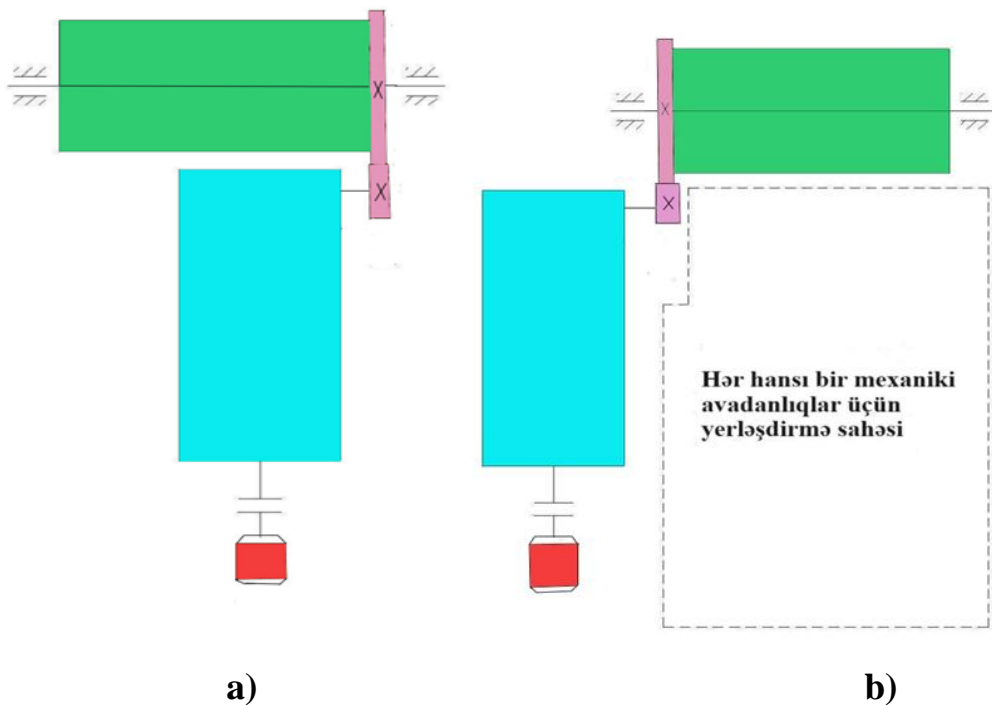
**Şək. 2.7 Tuşoxlu valları olan reduktoru və açıq ötürməli intiqalilə yükqaldırıcı mexanizm üçün yerləşdirmə variantları.** (Mənbə müəllif tərəfindən Lətifli Elvin)

Perpendikulyar valları olan reduktorları olan bucurqadlar üçün iki yerləşdirmə variantı da mümkündür (Şək. 2.8). Təcrübədə a variantı daha çox yayılmışdır, lakin b variantı eksenal istiqamətdə daha kiçik bir intiqal ölçüsü əldə etməyə imkan verir, lakin

açıqötürməli ötürücünün ox məsafəsinin minimum ölçüsünə məhdudiyyət qoyur. Həmçinin, a diaqramı yük arabasına hər hansı əlavə mexaniki avadanlıq, məsələn, köməkçi yükqaldırıcı mexanizm yerləşdirmək lazımdırsa əlverişlidir.

Beləliklə, qaldırıcı mexanizmin cəmi 9 əsas sxemi nəzərdən keçirildi, onlardan altısı açıq ötürməli ötürücüyə malikdir, əlavə olaraq ötürməli mühərriklərdən istifadə edərək daha doqquz oxşar yerləşdirmə variantı əldə edilə bilər, ümumilikdə 18 mümkün yerləşdirmə variantımız var.

Yuxarıda verilmiş mexanizmin yerləşdirilməsi variantlarının hər biri həm birləşdirilmiş, həm də tək Yükqaldırıcı mexanizmə üçün istifadə edilə bilər və bəzi variantların istifadəsi birləşmiş yükqaldırma mexanizmi ilə daha uyğundur. Ümumiyyətlə, hər dəfə tək və qoşa yükqaldırıcı mexanizm üçün kinematik sxemlərin bütün 18 variantını, həmçinin bir və ya iki yük arabası olan variantı nəzərdən keçirməyə ehtiyac yoxdur. Güman edilir ki, qərar qəbul edən şəxs ilk növbədə ən perspektivli variantları seçməlidir, onların arasında optimal həll yolunun axtarışı aparılacaqdır.



**Şək. 2.8 Perpendikulyar valları olan reduktor və açıq ötürməli intiqal ilə yükqaldırıcı mexanizm üçün yerləşdirmə variantları (Mənbə müəllif tərəfindən**

Lətifli Elvin)

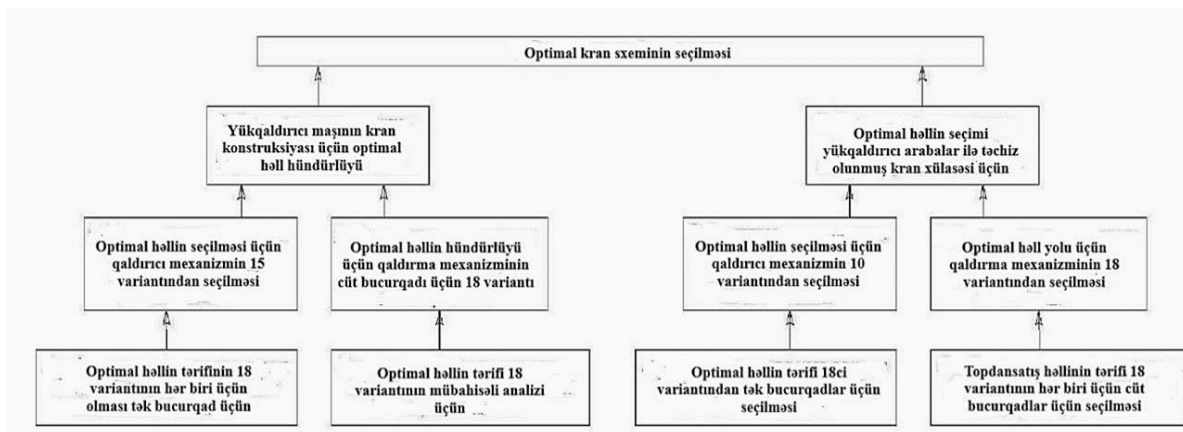


Bir sxem seçərkən əsas parametr intiqalının ümumi ölçüləridir. İntiqalın ölçüləri əvvəlcə müəyyən bir intervalla məhdudlaşır, bu parametr xüsusi olaraq müəyyən edilmiş məhdudiyyətlərdən istifadə edərək nəzərə alınmalıdır; ümumi ölçülər üçün ciddi tələblər yoxdursa, ümumi ölçülər vektor keyfiyyət meyarının bir hissəsi ola bilər. Seçim hər iki şərt mövcud olduqda mümkündür, yəni əvvəlcə intiqalın ölçülərinin dəyişə biləcəyi məhdudiyyətlər mövcuddur və eyni zamanda ölçüləri tələb olunan hədlər daxilində olan sxemləri müqayisə edərək vektor keyfiyyət meyarına daxil olacaqdır.

Bütün deyilənləri ümumiləşdirmək üçün qeyd edirik ki, yükqaldırma mexanizmi tərtib edərək əvvəlcə sürətə nəzarət üçün iki mümkün variant nəzərdən keçirilə bilər: mexaniki və elektrik. Bununla belə, kran tikintisinin dünya təcrübəsinə əsaslanaraq, bu araşdırmada mexaniki metodun elektrikdən apriori aşağı olduğunu düşünəcəyik. Həqiqətən, dəyişən dirək cütləri olan mühərriklərdən istifadə etməklə, mexaniki sürətə nəzarət sistemləri ilə praktiki olaraq eyni imkanları əldə edəcəyik, lakin eyni zamanda intiqalın çəkisi, ümumi ölçüləri və dəyəri əhəmiyyətli dərəcədə aşağı olacaq. mexaniki sürət nəzarətindən istifadə edərək bütün bu göstəricilər əhəmiyyətli dərəcədə pisləşir. Bundan əlavə, tezlik çeviricilərinin istifadəsi sürəti kifayət qədər geniş diapazonda hamar və pilləsiz idarə etməyə imkan verir ki, bu da mexaniki sürət idarəetmə sistemləri ilə mümkün deyil.

Yükqaldırma mexanizmi üçün optimal həll yolunun axtarışı aşağıdakı ardıcılıqla aparılacaq (şək. 2.9):

1. Qərar qəbul edən şəxs Yükqaldırma mexanizminin optimal strukturunun axtarış sahəsini ilkin olaraq müəyyən edir: yük arabalarının sayına görə, mexanizmdə istifadə olunan bucurqadların sayına görə, 18 mümkün variantdan nəzərdən keçirilən kinematik sxemlərin sayına görə. Ən ümumi halda, kranın konstruksiyası üçün iki variant nəzərdən keçirilməlidir: ümumi çarpaz vasitəsilə işləyən bir və ya iki yük arabası ilə hər bir seçim bütün kran üçün digərindən asılı olmayaraq nəzərə alınır, çünki bu və ya digər sxemi seçərkən, metal konstruksiyanın yüklənmə sxemi kranı dəyişir və təkcə yükqaldırma mexanizmi deyil, bütün kranın konstruksiyalarını müqayisə etmək lazımdır.



**Şək.2.9 Yükqaldırıcı mexanizm üçün optimal həllin axtarış ardıcılığı** (Mənbə müəllif tərəfindən Lətifli Elvin)

2. Qərar qəbul edən şəxs tərəfindən 18 mümkün kinematik sxemdən seçilmiş bütün variantlar ardıcıl olaraq nəzərdən keçirilir və ümumi halda həm yük bucurqadının tək variantı, həm də iki bucurqadlı qoşa versiya üçün. Hər iki halda, nəzərdən keçirilən kinematik sxemlərin hər biri üçün öz Pareto-optimal həllər dəsti  $Pf(X)$  formalaşır ki, bu da mexanizmin ayrı-ayrı modulları üçün həllər birləşmələrinin bu cür variantlarını ehtiva edir, vektor keyfiyyət meyarından istifadə etməklə onların arasında aydın bir üstünlük müəyyən edilə bilməz.

3. Ayrı-ayrı kinematik sxemlər üçün əldə edilmiş Pareto-optimal həllər ümumi sahəyə birləşdirilir, bundan sonra vektor keyfiyyət meyarından istifadə etməklə onları müqayisə etməklə qaldırıcı mexanizmin tək və qoşa variantı üçün ayrı-ayrılıqda Pareto-optimal həllər dəstləri yaradılır. Bu halda, əvvəlki mərhələdə əldə edilmiş Pareto-optimal həllərin bir hissəsi aradan qaldırılır, yalnız istifadə olunan vektor keyfiyyət meyarından istifadə etməklə aydın üstünlük müəyyən edilə bilməyən həllər qalır.

4. Tək və birləşdirilmiş mexanizm sxemləri üçün əldə edilən Pareto-optimal həllər ümumi sahəyə birləşdirilir. Alınan sahəyə əsasən bir və iki yük arabası olan variant üçün vektor keyfiyyət meyarından istifadə etməklə müqayisə edilərək Pareto-optimal həllər dəstləri ayrıca formalaşdırılır.

5. Lazım gələrsə, bir və iki yük arabası olan kran konfigurasiya variantları üçün əldə edilən iki Pareto-optimal həllər əlavə axtarış sahəsini azaltmaq üçün daraldılır.

6. Hər bir Pareto-optimal həll üçün qalan kran sistemlərinin optimal konstruksiya olunması həyata keçirilir: yük arabasının metal konstruksiyası, hərəkət mexanizmləri, kranın metal konstruksiyaları. Nəticədə həll sahəsi formalaşır. bütün kran sistemi, nəticədə həllər vektor keyfiyyət meyarından istifadə edərək bir-biri ilə müqayisə edilir, nəticədə qərar qəbul edən son seçimi etməli olduğu Pareto-optimal həllər sahəsi formalaşır.

### **2.3. Yükqaldırma mexanizminin optimal konstruksiya olunmasının əsas texniki-iqtisadi göstəricilərinin təhlili və keyfiyyət meyarlarının seçilməsi**

Optimal layihələndirmədə layihələndirilmiş strukturun müxtəlif versiyalarını bir-biri ilə müqayisə etmək üçün əsas vasitə məqsəd funksiyası və ya keyfiyyət meyarıdır. Ən sadə halda keyfiyyət meyarı kimi vahid parametrdən istifadə olunur. Ən ümumi parametrlər çəki, tikinti dəyəri və ümumi azaldılmış xərclərdir. Layihələndirilmiş sistemin parametrlərini daha dolğun nəzərdən keçirmək üçün bir neçə meyarları əhatə edən məqsəd funksiyalarından istifadə olunur, bu halda problem məkana çevrilir və optimallaşdırma multikriteriya adlanır. Nəzərdən keçirilən bir meyarın digərindən asılılığını müəyyən etmək mümkün olan hallarda, meyarlardan birini digəri/başqaları vasitəsilə ifadə edərək, ondan qurtulmaq lazımdır ki, bu da məqsəd funksiyasının sadələşdirilməsinə gətirib çıxaracaq. Bununla birlikdə, mürəkkəb texniki sistemlərdə çox vaxt fərdi optimallaşdırma meyarları arasında gizli əlaqə mövcuddur və çox vaxt açıq-aydın ziddiyyətli parametrlərlə məşğul olmaq lazımdır, yəni bir göstəricinin yaxşılaşdırılması digərini azaltmadan mümkün deyil. Əksər tədqiqatlarda istifadə olunan meyarlar çəki əmsallarından istifadə etməklə öz aralarında sıralanır ki, bu da məqsəd funksiyasında eyni vaxtda ixtiyari çoxlu sayda parametrləri nəzərə almağa imkan verir: (H.H.Панасенко, 2004)

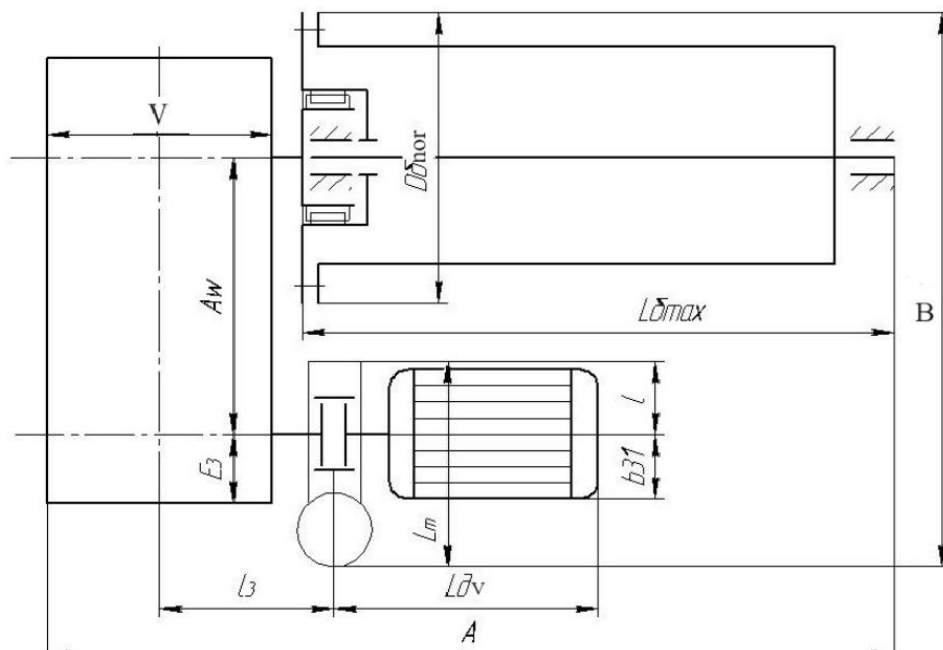
$$K = \sum_{i=1}^n \gamma_i \times C_i \quad (2.2)$$

burada  $C_i$  keyfiyyət meyarına daxil olan  $i$ -ci parametr,  $\gamma_i$   $i$ -ci parametrin çəki əmsalı,  $n$  nəzərə alınan meyarların ümumi sayı,  $K$  kriteriyadır.

## 2.4. Mexanizm sxeminin bütün variantları üçün A və B Yüqəaldırma mexanizminin ümumi ölçülərini müəyyən etmək üçün ifadələrin tərtib edilməsi

Yüqəaldırma mexanizminin yerləşdirilməsinin bütün 18 variantını ardıcıl olaraq nəzərdən keçirək və onlar üçün A və B parametrlərini təyin etməyə imkan verən ifadələr tərtib edək.

Sxem 1 – paralel valları olan reduktoru olan bucurqad (şək. 2.10).



Şək. 2.10. Yüqəaldırma mexanizminin kinematik diaqramının 1-ci variantı üçün intiqalının ümumi ölçülərini təyin etmək üçün konstruksiya diaqramı (Nosko A, 2011)

Bu sxem aşağıdakı şərtlər yerinə yetirildikdə mövcuddur:

$$A_w \geq \frac{D_{bnor}}{2} + l + 10 \quad (2.3)$$

$$A_w \geq \frac{D_{bnor}}{2} + b_{31} + 10.$$

Şək. 2.10 əsasında. A və B ölçülərini təyin etmək üçün ifadələr düzəldirik:

$$A = \begin{cases} V + L_{bmax} + 50, \text{ əgər } B + L_{bmax} + 50 > \frac{V}{2} + l_3 + L_{Dv} \\ \frac{V}{2} + l_3 + L_{Dv} \text{ əgər } B + L_{bmax} + 50 < \frac{B}{2} + l_3 + L_{Dv} \end{cases} \quad (2.4)$$

$$B = \begin{cases} A_w + \frac{D_{b\text{ nor}}}{2} + L_T - l, \text{ əgər } L_T - l > E_3, L_T - l > b_{31}, A_w < \frac{D_{b\text{ nor}}}{2} + L_T - l + 10 \\ A_w + \frac{D_{b\text{ nor}}}{2} + E_3, \text{ əgər } E_3 > L_T - l, E_3 > b_{31}, A_w < \frac{D_{b\text{ nor}}}{2} + L_T - l + 10 \\ A_w + \frac{D_{b\text{ nor}}}{2} + b_{31} \text{ əgər } b_{31} > L_T - l, b_{31} > E_3, A_w < \frac{D_{b\text{ nor}}}{2} + L_T - l + 10 \\ A_w + \frac{D_{b\text{ nor}}}{2} + l \text{ əgər } l > L_T - l, l > E_3, A_w > \frac{D_{b\text{ nor}}}{2} + L_T - l + 10 \\ A_w + \frac{D_{b\text{ nor}}}{2} + E_3, \text{ əgər } E_3 > L_T - l, E_3 > b_{31}, A_w > \frac{D_{b\text{ nor}}}{2} + L_T - l + 10 \\ A_w + \frac{D_{b\text{ nor}}}{2} + E_3, \text{ əgər } E_3 > L_T - l, E_3 > b_{31}, A_w > \frac{D_{b\text{ nor}}}{2} + L_T - l + 10 \\ A_w + \frac{D_{b\text{ nor}}}{2} + b_{31} \text{ əgər } b_{31} > L_T - l, b_{31} > E_3, A_w > \frac{D_{b\text{ nor}}}{2} + L_T - l + 10 \end{cases} \quad (2.5)$$

B ölçüsü üçün ifadənin çətinliyi əyləcin istiqaməti üçün müxtəlif variantları nəzərdən keçirmək lazım olması ilə əlaqədardır: reduktorun mərkəz məsafəsinin sonuncuya imkan verib-verməməsindən asılı olaraq, elektrohidrotektor xaricə və ya içəriyə doğru itələyir.

Dizayn modelini sadələşdirmək üçün intiqalın ölçülərini təyin edərkən, əyləc qasnağının yüksək sürətli val muftalarının yarım muftalarından birində yerləşdiyi güman edilir, əslində gələcəkdə mexanizmin quraşdırılmasını asanlaşdırmaq üçün ya yüksək sürətli val təmin edilə bilər, ya da əyləc qasnağı reduktorun yüksək sürətli valının ikinci ucuna köçürülə bilər.

Sxem 2 – perpendikulyar valları olan, reduktoru olan bucurqad.

Bu kinematik sxemin böyük çatışmazlığı ondan ibarətdir ki, bu tip reduktorların (konik-silindrik və sonsuz vint) ötürməli yarım mufta şəklində hazırlanmış yavaş hərəkətli bir val ilə işlənməməsidir ki, bu da ilk sxemdə olduğu kimi, bir sıra üstünlüklərə malik olan konstruksiya olunması barabanın içərisində yerləşən ötürməli yavaş hərəkətli muftaya tətbiq etməyə imkan vermir. (H.H.Панасенко, 2004)

Konik silindrik reduktorlardan istifadə edərkən ümumi ölçüləri təyin etmək üçün ifadələr aşağıdakı kimidir (Şək. 2.11):

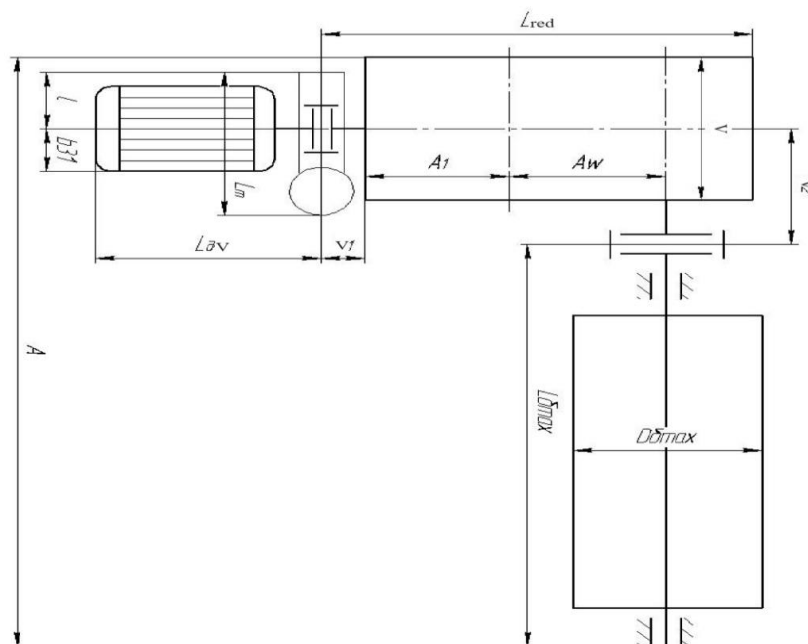
$$A = \begin{cases} \frac{V}{2} + L_{b\text{ max}} + V_2, \text{ əgər } \frac{V}{2} > l, \frac{V}{2} > b_{31} \\ l + L_{b\text{ max}} + V_2 \text{ əgər } \frac{V}{2} < l, l > b_{31} \\ b_{31} + L_{b\text{ max}} + V_2, \text{ əgər } b_{31} > \frac{V}{2}, b_{31} > l \end{cases} \quad (2.6)$$

$$B = \begin{cases} L_{dv} + V_1 + A_1 + A_w + \frac{D_{b\text{ max}}}{2}, \text{ əgər } \frac{D_{b\text{ max}}}{2} > L_{red} - V_1 + A_1 + A_w \\ L_{dv} + L_{red} \text{ əgər } \frac{D_{b\text{ max}}}{2} < L_{red} - V_1 + A_1 + A_w \end{cases} \quad (2.7)$$

Eynilə sonsuz vint reduktor üçün (şək. 2.12):

$$A = \begin{cases} \frac{V}{2} + L_{bmax} + V_1, \text{ əgər } \frac{V}{2} > l, \frac{V}{2} > b_{31} \\ l + L_{bmax} + V_1 \text{ əgər } \frac{V}{2} < l, l > b_{31} \\ b_{31} + L_{bmax} + V_1, \text{ əgər } b_{31} > \frac{V}{2}, b_{31} > l \end{cases} \quad (2.8)$$

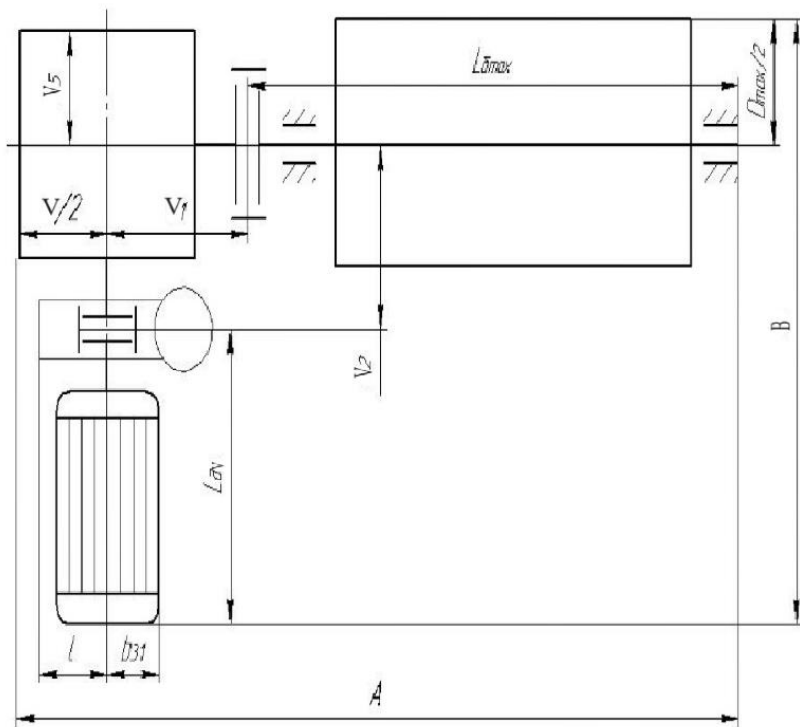
$$B = \begin{cases} L_{dv} + V_2 + \frac{D_{bmax}}{2}, \text{ əgər } \frac{D_{bmax}}{2} > V_5 \\ L_{dv} + V_2 + V_5 \text{ əgər } \frac{D_{bmax}}{2} < V_5 \end{cases} \quad (2.9)$$



**Şək. 2.11. Konik-silindrik dişli çarx reduktorlu yükqaldırıcı mexanizminin intiqalın 2-ci variantının ümumi ölçülərinin təyini üçün hesablama sxemi (Nosko A, 2011)**

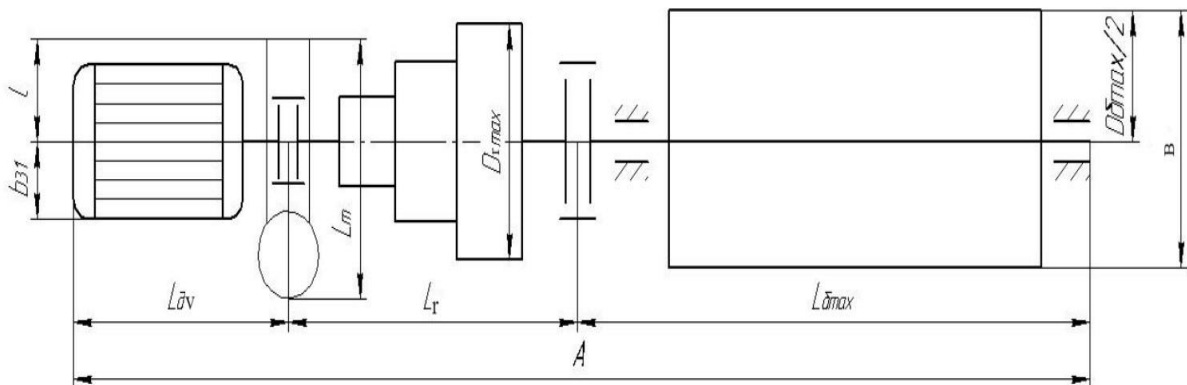
Sxem 3 – tuşoxlu reduktoru olan bucurqad (Şək. 2.13).

Kinematik diaqramın bu versiyasında B ölçüsünü təyin etmək üçün kifayət qədər çətin bir ifadə yaranır, çünki barabanın maksimum diametri  $D_{bmax}$ , sürət qutusunun maksimum diametri  $D_{rmax}$ , kimi ölçülər arasındakı əlaqə üçün bütün mümkün variantlar nəzərə alınır.



**Şək. 2.12. Sonsuz vint reduktorlu yükqaldırıcı mexanizminin intiqalın 2-ci variantının ümumi ölçülərinin təyini üçün hesablama sxemi**

(Nosko A., 2011)



**Şək. 2.13. Tuşoxlu reduktorlu yükqaldırıcı mexanizminin intiqalının 3-cü variantının ümumi ölçülərinin təyini üçün hesablama sxemi**

(Nosko A., 2011)

Əyləc qasnağının oxundan elektrik hidravlik əyləc itələyicisinin kənarına qədər olan məsafə  $L_T$ -l, oxundan elektrik mühərrikinin kənarına qədər olan məsafə  $b_{31}$ .

İntiqalın ümumi ölçüləri aşağıdakı kimi müəyyən edilir:

$$A = L_{Dv} + L_p + L_{Dv} \quad (2.10)$$

$$B = \begin{cases} D_{bmax} \text{ əgər } D_{bmax} > D_{rmax}, D_{bmax} > b_{31}, D_{bmax} < L_T - l \\ D_{rmax} \text{ əgər } D_{rmax} > D_{bmax}, D_{rmax} > b_{31}, D_{rmax} < L_T - l \\ L_T - l + \frac{D_{bmax}}{2} \text{ əgər } L_T - l > \frac{D_{bmax}}{2}, L_T - l > b_{31}, D_{bmax} < D_{rmax} \\ L_T - l + \frac{D_{rmax}}{2} \text{ əgər } L_T - l > \frac{D_{rmax}}{2}, L_T - l > b_{31}, D_{rmax} < D_{bmax} \\ b_{31} + \frac{D_{bmax}}{2} \text{ əgər } b_{31} > \frac{D_{bmax}}{2}, b_{31} > L_T - l, D_{rmax} < D_{bmax} \\ b_{31} + \frac{D_{bmax}}{2} \text{ əgər } b_{31} > \frac{D_{rmax}}{2}, b_{31} > L_T - l, D_{bmax} < D_{rmax} \end{cases} \quad (2.11)$$

Sxem 4 – paralel valları olan, reduktoru olan bucurqad, mühərriklə reduktora nisbətən eyni tərəfdə yerləşən açıq ötürmə (şək. 2.14).

A və B ölçülərini təyin etmək üçün ifadələr yaradaq:

$$A = \begin{cases} \frac{V}{2} + L_{b1} + a, \text{ əgər } a + L_{b1} > l_3 + L_{dv} \\ \frac{V}{2} + l_3 + L_{dv} \text{ əgər } a + L_{b1} < l_3 + L_{dv} \end{cases} \quad (2.12)$$

$$B = \begin{cases} \frac{D_v}{2} + A_w + A_{wop} + l, \text{ əgər } l > E_3, l > b_{31} \\ \frac{D_v}{2} + A_w + A_{wop} + E_3 \text{ əgər } l < E_3, E_3 > b_{31} \\ \frac{D_v}{2} + A_w + A_{wop} + b_{31} \text{ əgər } l < b_{31}, E_3 < b_{31} \end{cases} \quad (2.13)$$

bundan sonra  $L_{b1}$  - halqa ötürməsinin mərkəzindən barabanın uzaq dayağının həddindən artıq nöqtəsinə qədər olan məsafə (Şək. 2.14),  $a = L_7 - l_{10} / 2$  - reduktorun uzununa oxundan ötürmənin mərkəzinə qədər olan məsafə, ötürmənin eninin aşağı sürətli reduktor valının oturma səthinin uzunluğuna bərabər olduğunu güman edirik  $l_{10}$ .

Sxem 5 – paralel valları olan, reduktoru olan bucurqad, reduktorun yan tərəfində mühərriklə üzbəüz yerləşən açıq ötürmə (Şək. 2.15).

Bu sxem yalnız aşağıdakı şərt yerinə yetirildikdə mövcuddur:

$$A_{wop} > D_{bnor} + L_r - A_w - E_3 + 10. \quad (2.14)$$

Ümumi ölçüləri təyin etmək üçün ifadələr aşağıdakı formanı alacaq:

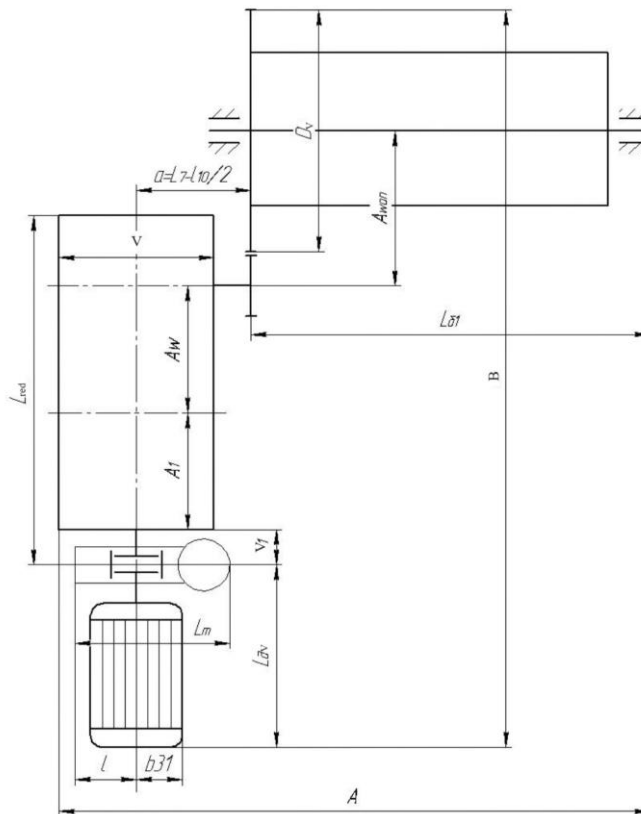
$$A = \begin{cases} L_{bmax}, \text{ əgər } L_{bmax} > L_{b2} + a + l_3 + L_{Dv} \\ L_{b2} + a + l_3 + L_{Dv} \text{ əgər } L_{bmax} < L_{b2} + a + l_3 + L_{Dv} \end{cases} \quad (2.15)$$

$$B = \begin{cases} \frac{D_v}{2} + A_w + A_{wop} + l, \text{ əgər } l > E_3, l > b_{31} \\ \frac{D_v}{2} + A_w + A_{wop} + E_3 \text{ əgər } l < E_3, E_3 > b_{31} \\ \frac{D_v}{2} + A_w + A_{wop} + b_{31} \text{ əgər } l < b_{31}, E_3 < b_{31} \end{cases} \quad (2.16)$$





burada və aşağıda  $L_{b2}$  - halqa ötürməsinin mərkəzindən ən yaxın baraban dəstəyinin ifrat nöqtəsinə qədər olan məsafədir (şək.2.16).



**Şək. 2.16. Konik silindrik reduktorlu yükqaldırıcı mexanizmin intiqalının 6-cı versiyasının ümumi ölçülərini təyin etmək üçün sxem (Malestrom, Visited 28/9/2013)**

Sxem 6 - perpendikulyar valları olan, reduktoru olan bucurqad, açıq ötürmə və reduktordan uzağa yönəldilmiş baraban.

Bu sxem konik silindrik (Şək. 2.17) və sonsuz vint reduktoru ilə hazırlana bilər (Şək. 2.18).

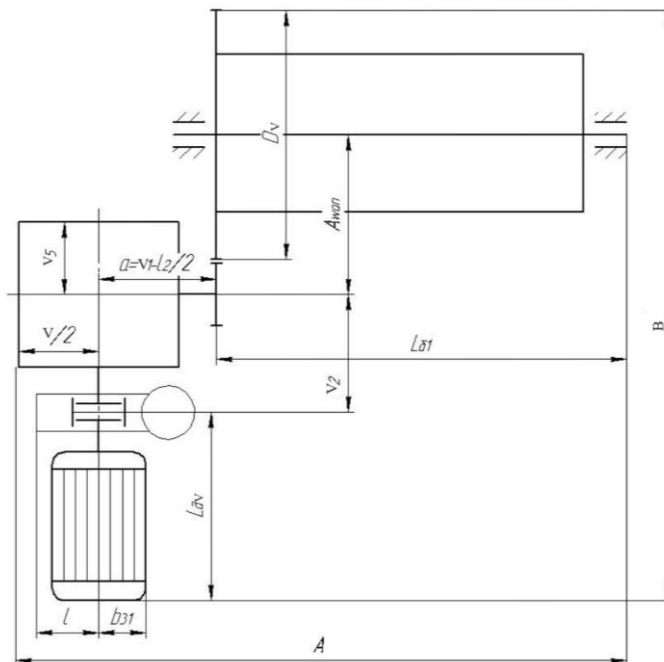
Konik ötürmə reduktoru olan sxem 6 üçün ümumi ölçülər müəyyən ediləcək:

$$A = \begin{cases} \frac{v}{2} + L_{b1} + a, \text{ əgər } \frac{v}{2} > l, \frac{v}{2} > b_{31} \\ L_{b1} + a + l \text{ əgər } l > \frac{v}{2}, l > b_{31} \\ L_{b1} + a + b_{31} \text{ əgər } l < b_{31}, \frac{v}{2} < b_{31} \end{cases} \quad (2.18)$$

$$B = L_{dv} + B_1 + \frac{D_v}{2} + A_1 + A_w + A_{wop} \quad (2.19)$$

sonsuz vint reduktoru olan sxem üçün A ölçüsünün təyin olunması ifadəsi eynilə bu qaydadad, B-nin ifadəsi isə aşağıdakı kimi olacaqdır:

$$B = L_{dv} + B_2 + \frac{D_v}{2} + A_{wop} \quad (2.20)$$



**Şək. 2.17. Sonsuz vint reduktoruna malik 6-cı kinematik sxemin qabarit ölçülərinin təyini üçün hesabat sxemi** (Malestrom, Visited 28/9/2013)

Sxem 7 - perpendikulyar olan, reduktoru olan bucuqrad valların düzülüşü, açıq ötürmə və barabanın reduktora doğru yönəldilməsi. Əvvəlki sxemə oxşar olaraq, konik silindrik (şək. 2.17) və ya sonsuz vint reduktoru (Şək. 2.18) ilə hazırlana bilər.

Birinci halda, dövrənin mövcudluğu şərti kimi ifadə olunacaq

$$A_{wop} > D_{bnor} + L_r - V_1 - A_1 - A_w + 10. \quad (2.21)$$

İntiqalın ümumi ölçülərini təyin etmək üçün ifadələr aşağıdakılardır:

$$A = L_{bmax}, \quad (2.22)$$

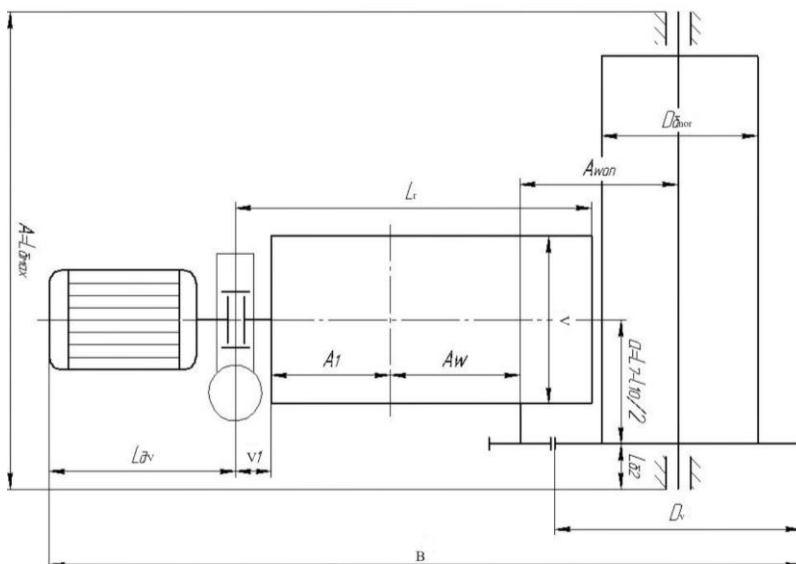
$$B = L_{Dv} + V_1 + A_1 + A_w + A_{wop} + \frac{D_v}{2} \quad (2.23)$$

İkinci hal üçün dövrənin mövcudluğu şərti belə yazılacaq

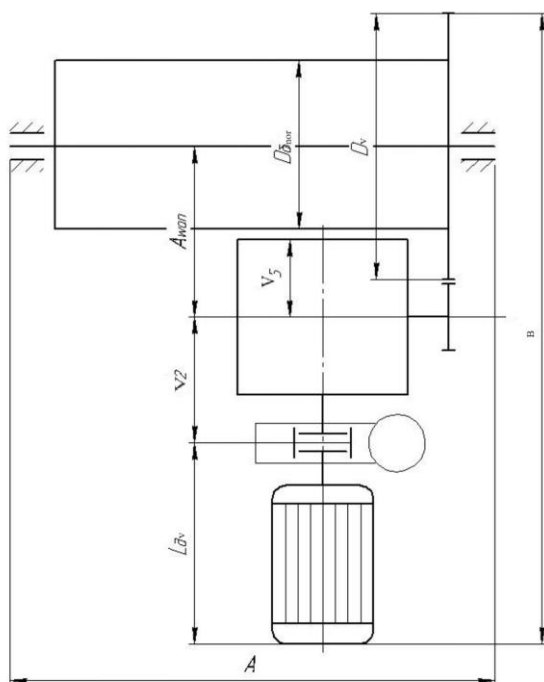
$$A_{wop} > D_{bnor} + V_5 + 10. \quad (2.24)$$

A ümumi ölçüsünü təyin etmək üçün ifadə dəyişməyəcək, B-ni təyin etmək üçün ifadə aşağıdakı formanı alacaq:

$$B = L_{Dv} + V_2 + A_{wop} + \frac{D_v}{2}. \quad (2.25)$$



**Şək. 2.18. Konik-silindrik dişli reduktor ilə yükqaldırıcı mexanizmin kinematik diaqramının 7-ci versiyası üçün intiqalın ümumi ölçülərini təyini sxemi (H.H.Панасенко, 2004)**

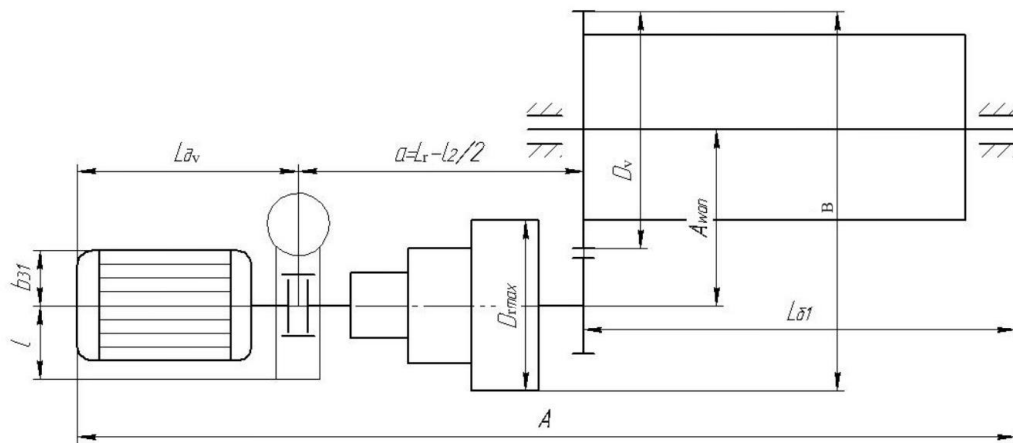


**Şək. 2.19. Sonsuz vint reduktoruna malik 7-cı kinematik sxemin qabarit ölçülərini təyini üçün hesabat sxemi (H.H.Панасенко, 2004)**

Sxem 8 – tuşoxlul reduktoru olan bucurqad, baraban reduktorundan əks istiqamətə yönəldilmişdir (şək. 2.20).

Ümumi ölçüləri təyin etmək üçün ifadələr:

$$A = L_{Dv} + A_{wop} + L_{b1}, \quad (2.26)$$

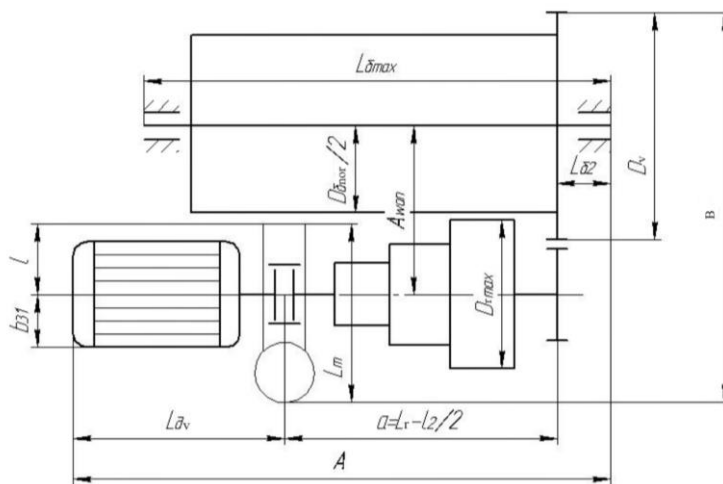


**Şək. 2.20. Yüqaldırma mexanizminin kinematik diaqramının 8-ci variantı üçün intiqalın ümumi ölçülərini təyin etmək üçün konstruksiya diaqramı**

(Н.Н.Панасенко, 2004)

$$B = \begin{cases} \frac{D_v}{2} + A_{wop} + \frac{D_{rmax}}{2}, \text{ əgər } D_{rmax} > l, D_{rmax} > b_{31} \\ \frac{D_v}{2} + A_{wop} + l, \text{ əgər } l > D_{rmax}, l > b_{31} \\ \frac{D_v}{2} + A_{wop} + b_{31} \text{ əgər } b_{31} > D_{rmax}, b_{31} > l \end{cases} \quad (2.27)$$

Sxem 9 - tuşoxlu reduktoru olan bucurqad, baraban reduktora doğru yönəldilmişdir (Şək. 2.21).



**Şək. 2.21. Yüqaldırma mexanizminin kinematik diaqramının 9-cu versiyası üçün intiqalın ümumi ölçülərini təyin etmək üçün konstruksiya**

**diaqramı** (Н.Н.Панасенко, 2004)

Bu sxem aşağıdakı bərabərsizliklər sistemi təmin edildikdə mövcuddur:

$$\begin{cases} A_{wop} > D_{bnor} + D_{rmax} + 10 \\ A_{wop} > l + D_{rmax} + 10 \\ A_{wop} > b_{31} + D_{rmax} + 10 \end{cases} \quad (2.28)$$

Ümumi ölçüləri təyin etmək üçün ifadələr aşağıdakı formaya malikdir:

$$A = \begin{cases} L_{bmax} \text{ əgər } L_{bmax} > L_{Dv} + a + L_{b2} \\ L_{Dv} + a + L_{b2}, \text{ əgər } L_{bmax} < L_{Dv} + a + L_{b2} \end{cases} \quad (2.29)$$

$$B = \begin{cases} \frac{D_v}{2} + A_{wop} + \frac{D_{rmax}}{2}, \text{ əgər } \frac{D_{rmax}}{2} > l, \frac{D_{rmax}}{2} > b_{31}, A_{wop} > L_T - l + \frac{D_{bnor}}{2} + 10 \\ \frac{D_v}{2} + A_{wop} + l, \text{ əgər } l > \frac{D_{rmax}}{2}, l > b_{31}, A_{wop} > L_T - l + \frac{D_{bnor}}{2} + 10 \\ \frac{D_v}{2} + A_{wop} + b_{31}, \text{ əgər } b_{31} > \frac{D_{rmax}}{2}, b_{31} > l, A_{wop} > L_T - l + \frac{D_{bnor}}{2} + 10 \\ \frac{D_v}{2} + A_{wop} + \frac{D_{rmax}}{2}, \text{ əgər } \frac{D_{rmax}}{2} > L_T - l, \frac{D_{rmax}}{2} > b_{31}, A_{wop} < L_T - l + \frac{D_{bnor}}{2} + 10 \\ \frac{D_v}{2} + A_{wop} + L_T - l, \text{ əgər } L_T - l > \frac{D_{rmax}}{2}, L_T - l > b_{31}, A_{wop} < L_T - l + \frac{D_{bnor}}{2} + 10 \\ \frac{D_v}{2} + A_{wop} + b_{31}, \text{ əgər } b_{31} > \frac{D_{rmax}}{2}, b_{31} > L_T - l, A_{wop} < L_T - l + \frac{D_{bnor}}{2} + 10 \end{cases} \quad (2.30)$$

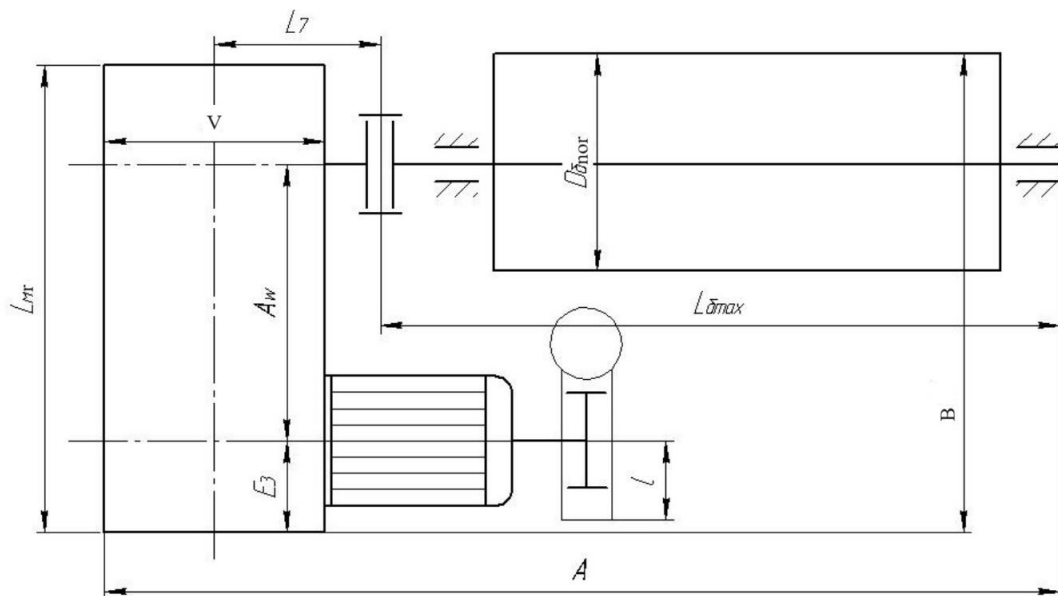
Bu halda, tələb olunan etibarlılıq səviyyəsini təmin etmək məqsədilə, (mexanizmin nasazlığa uğrama riski) iki əyləcə malik olması zəruridir, buna ehtiyac var. Təkrarlanan əyləcləri daxil etməklə, hesab olunan kinematik sxemləri əlavə edin. Valların paralel düzülüşü olan reduktorları olan sxemlərdə sürət valının iki çıxış ucu olan reduktorun konstruksiyaya olunması istifadə olunmalı, hər birinə əyləc qoyulmalıdır. Perpendikulyar vallı və ya tuşoxlu reduktorları olan reduktorları olan sxemlərdə, iki çıxış vallı mühərrik versiyasını istifadə etmək lazımdır, bu halda ikinci əyləc mühərrikin arxa tərəfində yerləşir. Bu halda ümumi ölçülər üçün ifadələr müvafiq olaraq aydınlaşdırılmalıdır. (H.H.Панасенко, 2004)

Sonra dişli mühərriklərdən istifadə edərək kinematik diaqramları nəzərdən keçirəcəyik.

Sxem 10 – paralel valları olan ötürmə mühərriki olan bucurqad (Şək. 2.22)

Ticarət olaraq istehsal olunan mühərriklərin əksəriyyətində quraşdırılmış əyləc var, lakin ötürmə mühərrikdə quraşdırılmış əyləc olmadığı zaman daha ümumi bir vəziyyəti nəzərdən keçiririk. İki əyləc quraşdırmaq lazımdırsa, ötürmə mühərrikin quraşdırılmış əyləcinə başqa bir əyləc əlavə edilə bilər. Quraşdırılmış əyləc yoxdursa və lazımi təhlükəsizlik səviyyəsi iki əyləcin quraşdırılmasını tələb edirsə, bir əyləc reduktor mühərrikinin yüksək sürətli valında mühərrik tərəfində, ikincisi isə reduktor

tərəfində quraşdırılır. Həcmi azaltmaq üçün bütün mümkün birləşmələri nəzərdən keçirməyəcəyik, çünki lazımi dəyişiklikləri etmək çətin deyil.



**Şək. 2.22. Yükqaldırma mexanizminin 10-cu variantının üçün intiqalın ümumi ölçülərini təyin etmək üçün konstruksiya diaqramı (H.H.Панасенко, 2004.)**

Ümumi ölçüləri təyin edərkən, bir əyləc olduqda vəziyyəti nəzərdən keçirək. Əyləci barabana mümkün qədər yaxın yerləşdirməyin daha etibarlı hesab edilməsinə baxmayaraq, bu halda biz əyləci mühərrikin arxa tərəfinə quraşdıracağıq, çünki mühərrikin və reduktorun valları bir mufta istifadə edərək deyil, böyük etibarlılığı ilə xarakterizə olunan bir yuva və ya açar bağlantısı ilə bağlanır. Bu həll bizə A-nın ümumi ölçüsünü bir qədər azaltmağa imkan verir. Yaranan ifadələr, biri quraşdırılmış iki əyləcli seçim üçün də etibarlı olacaq. Bir quraşdırılmış əyləc istifadə edilərsə, B üçün ifadə bir qədər sadələşdiriləcək; iki quraşdırılmamış əyləc istifadə edilərsə, A ölçüsü üçün ifadəni aydınlaşdırmaq lazımdır.

Beləliklə, ümumi ölçüləri təyin etmək üçün ifadələr:

$$A = \frac{v}{2} + L_7 + L_{bmax} \quad (2.31)$$

$$B = \begin{cases} E_3 + A_w + D_{bnor} & \text{əgər } E_3 > l, D_{bnor} > L_{mr} - A_w - E_3 \\ L_{mr}, & \text{əgər } E_3 > l, D_{bnor} < L_{mr} - A_w - E_3 \\ l + A_w + D_{bnor} & \text{əgər } E_3 < l, D_{bnor} < L_{mr} - A_w - E_3 \end{cases} \quad (2.32)$$

Sxem 11 - valın perpendikulyar düzülüşü ilə ötürmə mühərriki olan bucurqad, əyri silindrik (Şək. 2.21) və ya sonsuz vint ötürmə mühərriklə hazırlana bilər (Şək. 2.22).

Əvvəlki diaqrama bənzər olaraq, ötürmə mühərrikdə quraşdırılmış əyləc varsa, bir quraşdırılmamış əyləc ilə seçimi nəzərdən keçiririk - iki əyləc lazım olduqda B ifadəsi aydınlaşdırılmalıdır və ötürmə mühərrikdə quraşdırılmış əyləc yoxdur, həmçinin başqa bir çıxış valı ilə konstruksiya olunması yoxdur - bu sxem mövcud deyil.

Konik dişli ötürmə mühərriki olan seçim üçün intiqalın ümumi ölçüləri aşağıdakı kimi müəyyən ediləcək:

$$A = \frac{V}{2} + L_7 + L_{bmax} \quad (2.33)$$

$$B = \begin{cases} L_{mr} - \frac{l_1}{2} + b + \frac{D_{bnor}}{2}, \text{əgər } \frac{D_{bnor}}{2} > V_5 \\ L_{mr} - \frac{l_1}{2} + b + V_5, \text{əgər } \frac{D_{bnor}}{2} < V_5 \end{cases} \quad (2.34)$$

sonsuz vint ötürmə mühərrikli sonsuz vint ötürməli versiya üçün:

$$A = \frac{V}{2} + V_1 + L_{bmax} \quad (2.35)$$

$$B = \begin{cases} L_{mr} - \frac{l_1}{2} + b + \frac{D_{bnor}}{2}, \text{əgər } \frac{D_{bnor}}{2} > V_5 \\ L_{mr} - \frac{l_1}{2} + b + V_5, \text{əgər } \frac{D_{bnor}}{2} < V_5 \end{cases} \quad (2.36)$$

bundan sonra  $l_1$  əyləcin quraşdırıldığı yüksək sürətli valın ucunun oturma səthinin uzunluğu,  $b$  - qasnağın mərkəzi oxundan elektrik hidravlik itələyicinin kənarına qədər olan məsafədir (Şək. 2.23).

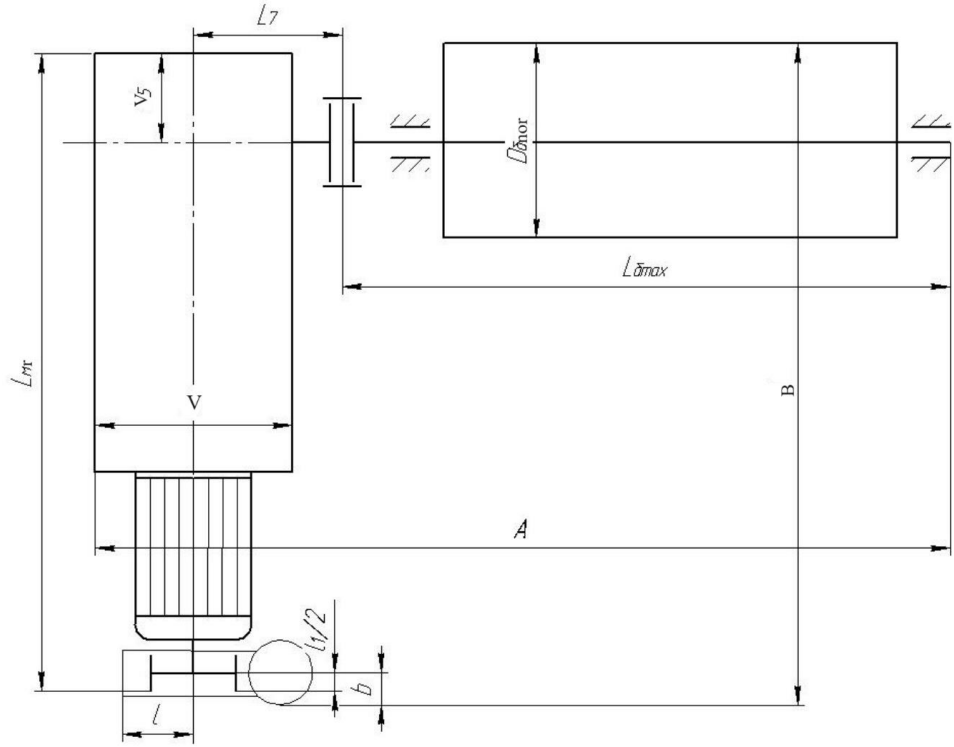
Əyləc qasnağının yüksək sürətli valın eniş səthinin mərkəzinə nisbətən simmetrik olaraq quraşdırıldığı güman edilir.

Bu sxem üçün, eləcə də əvvəllər nəzərdən keçirilənlər üçün, ötürmə mühərrikin quraşdırılmış əyləcli konstruksiya olunması olmadığını düşünürük, əgər belə bir konstruksiya varsa, ümumi ölçüləri təyin etmək üçün asılılıqlar sadələşdiriləcəkdir. İki əyləc quraşdırmaq lazımdırsa, bu diaqram yalnız quraşdırılmış əyləcli ötürmə mühərriklər üçün mövcuddur. (A.П.Кобзев, 2005)

Sxem 12 – tuşoxlu ötürmə mühərriki olan bucurqad (şək. 2.25)

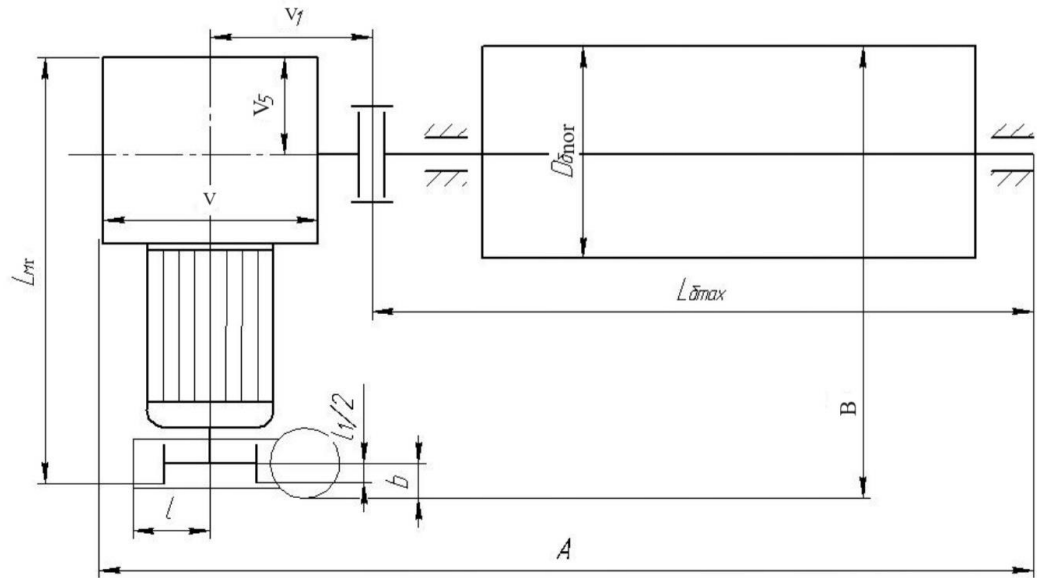
Ümumi ölçüləri təyin etmək üçün ifadələr:



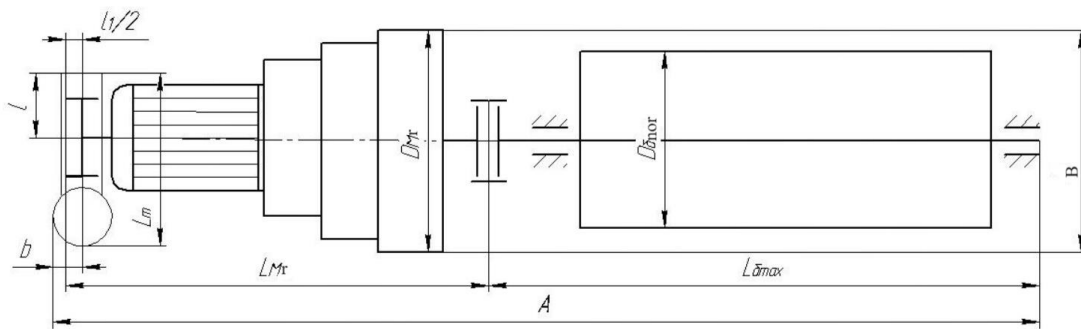


**Şək. 2.23. Konik silindrik reduktorlu yükaldırıcı mexanizmin mexaniki intiqalının 11-ci versiyasının ümumi ölçülərini təyin etmək üçün kinematik sxem**

(A.П.Кобзев, 2005)



**Şək. 2.24. Yükaldırıcı mexanizmin intiqalının 11-ci versiyasının ümumi ölçülərini təyin etmək üçün kinematik sxem (A.П.Кобзев, 2005)**



**Şək. 2.25. Yüqaldırma mexanizminin kinematik diaqramının 12-ci variantı üçün intiqalın ümumi ölçülərini təyin etmək üçün konstruksiya diaqramı (A.П.Кобзев, 2005)**

$$A = L_{mr} - \frac{l_1}{2} + b + L_{bmax}; \quad (2.37)$$

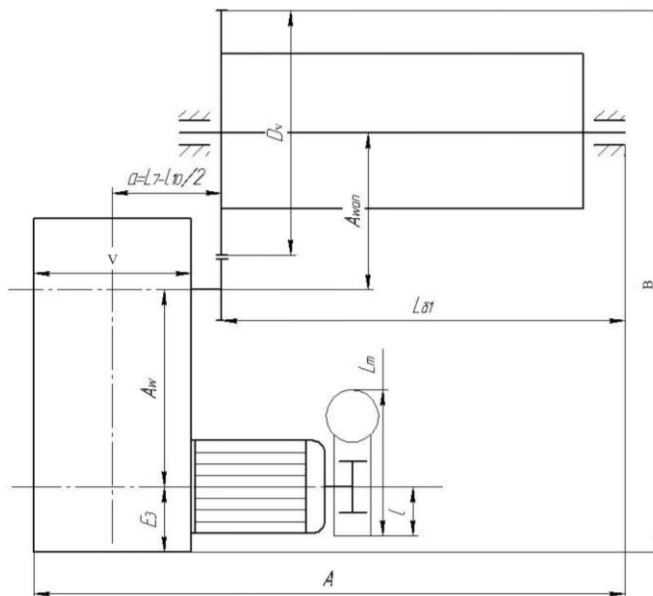
$$B = \begin{cases} D_{mr}, \text{ əgər } D_{mr} > D_{bnor}, \frac{D_{mr}}{2} > L_T - l; \\ D_{bnor}, \text{ əgər } D_{mr} < D_{bnor}, \frac{D_{mr}}{2} > L_T - l; \\ \frac{D_{mr}}{2} + L_T - l, \text{ əgər } D_{mr} > D_{bnor}, \frac{D_{mr}}{2} < L_T - l; \\ \frac{D_{bnor}}{2} + L_T - l, \text{ əgər } D_{mr} < D_{bnor}, \frac{D_{mr}}{2} < L_T - l; \end{cases} \quad (2.38)$$

Sxem 13 – ötürmə mühərrikin mühərriki ilə reduktorun eyni tərəfində yerləşən paralel valları və açıq ötürmə mühərriki olan bucurqad (Şək. 2.26).

Əvvəlki diaqramlara bənzər olaraq, ötürmə mühərrikdə quraşdırılmış əyləc olmadığını düşünürük, əks halda B üçün ifadə bir qədər sadələşdiriləcəkdir. Bu kinematik sxem daxilində iki əyləci quraşdırmaq imkanı yalnız yüksək sürətli valın iki çıxış ucu olan ötürmə mühərriklər və ya quraşdırılmış əyləc və yüksək sürətli valın bir çıxış ucu olan ötürmə mühərriklər üçün mövcuddur.

Ümumi ölçüləri təyin etmək üçün asılılıqlar aşağıdakı formanı alacaq:

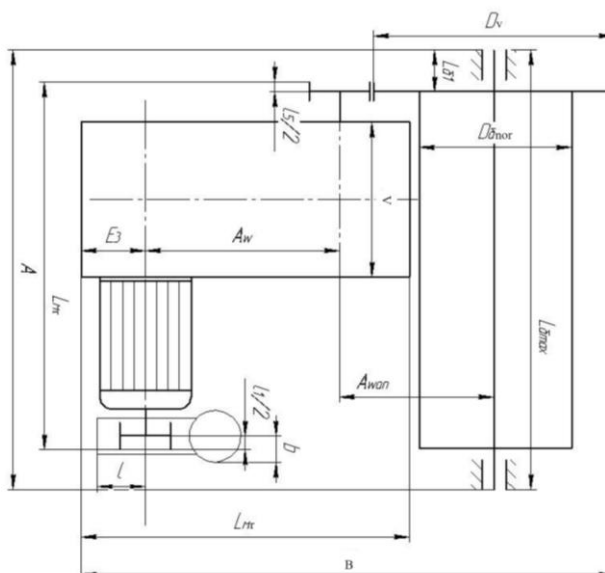
$$A = \frac{V}{2} + a + L_{b1}; \quad (2.39)$$



**Şək. 2.26. Qaldırıcı mexanizmin kinematik diaqramının 13-cü versiyası üçün intiqalın ümumi ölçülərini təyin etmək üçün hesablama diaqramı (A.П.Кобзев, 2005)**

$$B = \begin{cases} \frac{D_v}{2} + A_{wop} + A_w + E_3 \text{ əgər } E_3 > l \\ \frac{D_v}{2} + A_{wop} + A_w + l, \text{ əgər } E_3 < l, \end{cases} \quad (2.40)$$

Sxem 14 – paralel valları olan ötürmə mühərriki və mühərriklə üz bəüz reduktorun tərəfində yerləşən açıq ötürməli bucurqad (Şək. 2.27).



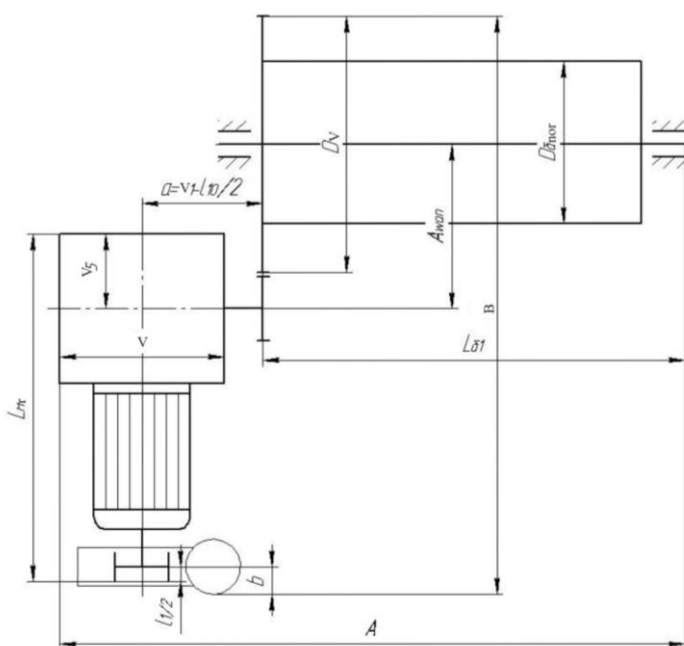
**Şək. 2.27. Yüqaldırma mexanizminin kinematik diaqramının 14-cü variantı üçün intiqalın ümumi ölçülərini təyin etmək üçün konstruksiya diaqramı (A.П.Кобзев, 2005)**



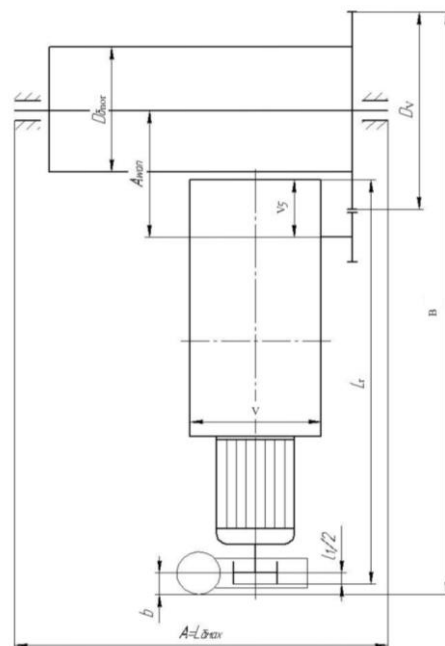
$$A = \frac{V}{2} + a + L_{b1}; \quad (2.44)$$

$$B = \frac{D_v}{2} + A_{wop} + L_{mr} - V_5 - \frac{l_1}{2} + b. \quad (2.45)$$

Sxem 16 - perpendikulyar valları olan ötürmə mühərriki və açıq ötürmə, barabanı reduktora doğru yönəldilmiş bucurqad, onu əyri silindrik (Şək. 2.30) və sonsuz vint reduktoru ilə də hazırlamaq olar (şək. 2.31). (А.П.Кобзев, 2005)



**Şək. 2.29. Sonsuz vint ötürmə ilə qaldırıcı mexanizmin kinematik diaqramının 15-ci versiyası üçün intiqalın ümumi ölçülərini təyin etmək üçün konstruksiya diaqramı** (Malestrom, Visited 28/9/2013)



**Şək. 2.30. Konik-dişli reduktor ilə qaldırıcı mexanizmin kinematik diaqramının 16-cı versiyası üçün intiqalın ümumi ölçülərini təyin etmək üçün konstruksiya diaqramı** (Malestrom, Visited 28/9/2013)

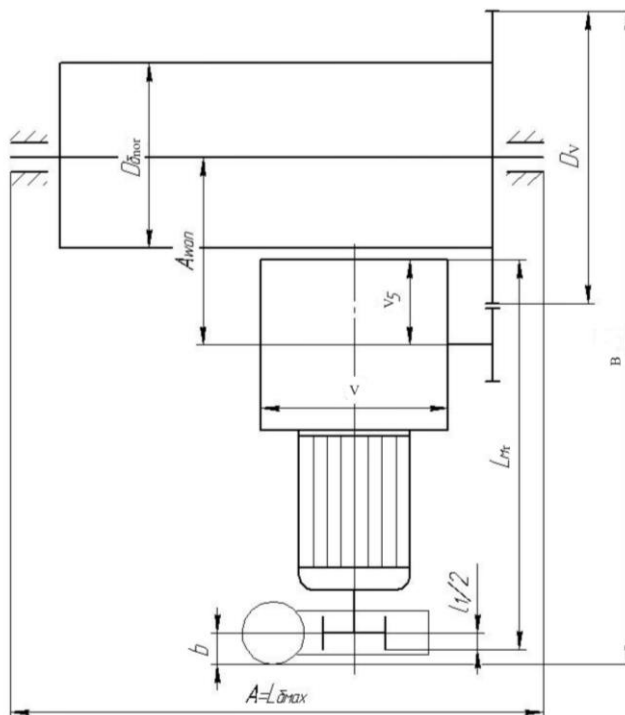
Hər iki variantda nəzərdən keçirilən sxem aşağıdakı şərt yerinə yetirildikdə mövcuddur:

$$A_{wop} > \frac{D_{bnor}}{2} + E_5 + 10. \quad (2.46)$$

Hər iki variant üçün quraşdırılmış əyləc olmadan ötürmə mühərriklərdən istifadə edərkən intiqalın ümumi ölçülərini təyin etmək üçün ifadələr aşağıdakı formada olacaqdır:

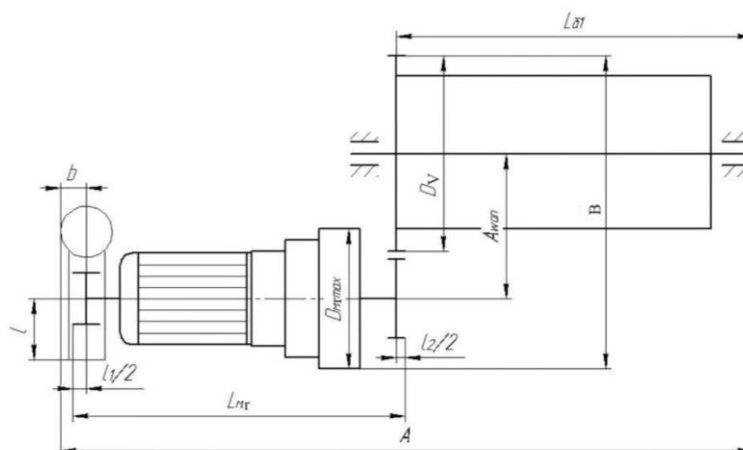
$$A = L_{bmax}, \quad (2.47)$$

$$B = \frac{D_v}{2} + A_{wop} + L_{mr} - V_5 - \frac{l_1}{2} + b. \quad (2.48)$$



**Şək. 2.31. sonsuz vint reduktor ilə qaldırıcı mexanizmin kinematik diaqramının 16-cı variantı üçün intiqalın ümumi ölçülərini təyin etmək üçün konstruksiya diaqramı (Malestrom, Visited 28/9/2013)**

Sxem 17 – tuşoxlu ötürmə mühərriki və açıq ötürmə olan bucurqad, baraban reduktordan kənara yönəldilmiş (şək. 2.32).



**Şək. 2.32. Yüqəaldırma mexanizminin kinematik diaqramının 17-ci variantı üçün intiqalın ümumi ölçülərini təyin etmək üçün konstruksiya diaqramı (Malestrom, Visited 28/9/2013)**

Quraşdırılmış əyləc olmadan ötürmə mühərriklərdən istifadə edərkən ümumi ölçülər aşağıdakı kimi müəyyən ediləcək:

$$A = L_{mr} - \frac{l_1}{2} + b - \frac{l_2}{2} + L_{b1}, \quad (2.49)$$

$$B = \begin{cases} \frac{D_v}{2} + A_{wop} + \frac{D_{mrmax}}{2}, \text{ əgər } \frac{D_{mrmax}}{2} > 1; \\ \frac{D_v}{2} + A_{wop} + l, \text{ əgər } \frac{D_{mrmax}}{2} < 1; \end{cases} \quad (2.50)$$

burada  $l_1$  -yüksək sürətli valın çıxış ucunun enmə səthinin uzunluğu,  $l_2$  -aşağı sürətli valın çıxış ucunun enmə səthinin uzunluğudur.

- a) Bu ifadələri tərtib edərkən, dişli çarxın və əyləc qasnağının valın oturma səthinin mərkəzinə nisbətən simmetrik olaraq oturduğu güman edilirdi. Quraşdırılmış əyləcli ötürmə mühərrikdən istifadə edərkən ifadələr bir qədər sadələşir. Tələb olunan etibarlılıq səviyyəsini təmin etmək üçün iki əyləcdən istifadə etmək lazımdırsa, bu sxem yalnız quraşdırılmış əyləcləri olan ötürmə mühərrikləri ilə həyata keçirilə bilər, ümumi ölçülər isə yuxarıda verilmiş eyni asılılıqlardan istifadə etməklə müəyyən edilə bilər. (Malestrom, Visited 28/9/2013)

Sxem 18 – tuşoxlu ötürmə mühərriki və açıq ötürmə, barabanı reduktora doğru yönəldilmiş bucurqad (Şək. 2.33).

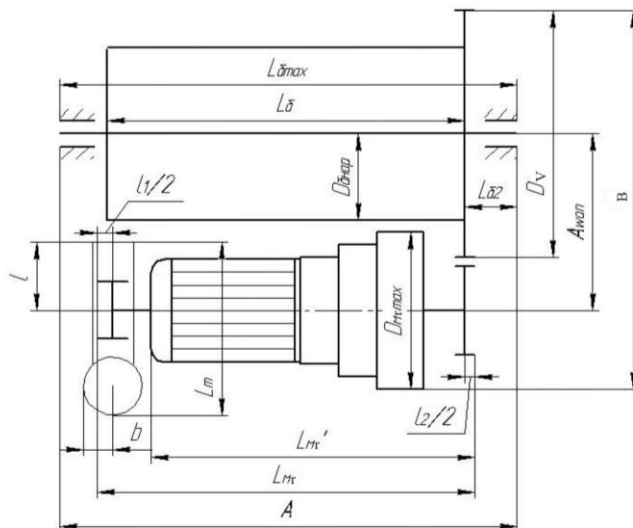
Bu sxemi tətbiq etmək üçün aşağıdakı şərtlər yerinə yetirilməlidir:

$$\begin{cases} A_{wop} > \frac{D_{bnor}}{2} + \frac{D_{mrmax}}{2} + 10 \\ A_{wop} > \frac{D_{bnor}}{2} + l + 10 \text{ və ya } L'_{mr} > L_b \end{cases} \quad (2.51)$$

burada  $L'_{mr}$  -yüksəksürətli val olmadan reduktorun uzunluğu,  $L_b$  -barabanın uzunluğudur.

Quraşdırılmış əyləc olmadan ötürmə mühərrikdən istifadə edərkən intiqalın ümumi ölçüləri aşağıdakılarla müəyyən edilir:

$$A = \begin{cases} L_{bmax}, \text{ əgər } L_{bmax} > L_{mr} - \frac{l_1}{2} + b - \frac{l_2}{2} + L_{b2}; \\ L_{mr} - \frac{l_1}{2} + b - \frac{l_2}{2} + L_{b2}, \text{ əgər } L_{bmax} > L_{mr} - \frac{l_1}{2} + b - \frac{l_2}{2} + L_{b2}; \end{cases} \quad (2.52)$$



**Şək. 2.33. Yüqaldırma mexanizminin kinematik diaqramının 18-ci variantı üçün intiqalın ümumi ölçülərini təyin etmək üçün konstruksiya diaqramı (A.П.Кобзев, 2005)**

$$B = \begin{cases} \frac{D_v}{2} + A_{wop} + \frac{D_{mrmax}}{2}, \text{ əgər } \frac{D_{mrmax}}{2} > L_T - l, A_{wop} > \frac{D_{bnor}}{2} + L_T - l; \\ \frac{D_v}{2} + A_{wop} + l, \text{ əgər } \frac{D_{mrmax}}{2} < L_T - l, A_{wop} > \frac{D_{bnor}}{2} + L_T - l; \\ \frac{D_v}{2} + A_{wop} + L_T - l, \text{ əgər } \frac{D_{mrmax}}{2} < L_T - l, A_{wop} < \frac{D_{bnor}}{2} + L_T - l; \\ \frac{D_v}{2} + A_{wop} + \frac{D_{mrmax}}{2}, \text{ əgər } \frac{D_{mrmax}}{2} > L_T - l, A_{wop} < \frac{D_{bnor}}{2} + L_T - l \end{cases} \quad (2.53)$$

## 2.5. Atom elektrik stansiyasının turbin otağına xidmət etmək üçün KM15 kran Yüqaldırma mexanizminin optimal konstruksiya olunması

İlkin məlumatlar: yükötürmə qabiliyyəti  $Q=15t$ ; qaldırma hündürlüyü  $H=17,5m$ ; qaldırma sürəti  $v=10m/dəq$ ; eniş sürəti  $2,4 m/dəq$ ; M2 mexanizminin iş rejimi üçün təsnifat qrupu.

Əsas versiyada mexanizm 1 nömrəli kinematik sxemə uyğun olaraq hazırlanır və aşağıdakı komponentləri ehtiva edir:

Modul 1 – MTH 412-6 mühərriki rezistor-kontakt sürətinə nəzarət sistemi (OST 24.090.85-88 təyinatına uyğun olaraq MKD-ADF tipli elektrik ötürücü);

Modul 2 – çoxluğu 2 olan iki zəncirli qaldırıcı;

Modul 3 - diametri 400 mm, uzunluğu - 1200 mm olan baraban;

Modul 4 – dişli nisbəti 50 olan Ts2-500 reduktor;



Modul 5 – yoxdur,

Modul 6 – elektrik hidravlik itələyici ilə blok əyləci TKG300.

Əsas həlli qiymətləndirmək üçün Yüqqualdırma mexanizmi üçün həll üçün təklif olunan vektor keyfiyyət meyarından istifadə edirik: intiqalın ümumi kütləsi 1634,6 kq idi; cari qiymətlərlə maya dəyəri – 8000manat; intiqalın ümumi səmərəliliyi (elektrik və mexaniki hissələr daxil olmaqla) - 0,62; intiqal ölçüləri: A= 1690 mm; B = 1405 mm.

Bu kran nüvə elektrik stansiyasının turbin otağının içərisində yerləşdiyindən, əsas əməliyyat avadanlıqları: buxar generatorları, buxar boru kəmərləri və s., o, yüksək sinifli kran kimi təsnif edilməlidir. Kran quraşdırma sahəsinin xüsusi xüsusiyyəti onun nisbətən yüksək temperatur (40-70<sup>0</sup>C) şəraitində istismar edilməsidir ki, bu da kranın layihələndirilməsi zamanı nəzərə alınmalıdır. Qaldırıcı mexanizmlər üçün ən çox istifadə edilən 1 nömrəli kinematik sxemi nəzərdən keçirək.

Həmçinin, aparılan ədədi eksperimentin düzgünlüyü üçün mexanizmin optimal konstruksiya olunması zamanı biz yalnız yerli komponentləri nəzərdən keçirəcəyik, çünki mexanizmin əsas versiyasını tərtib edərkən, idxal olunan mühərriklərdən, reduktorlarından və mühərriklərdən istifadə etmək mümkünlüyü nəzərə alınmalıdır, intiqalmühərriklər mövcud deyildi.

1-ci modul üçün faza rotorlu MTH seriyalı yerli asinxron AC mühərrikləri və qısa qapalı rotorlu qəlibli tormoz MTKH variantları nəzərdən keçirildi; kran yüksək temperaturda işlədiyi üçün MTF və MTKF seriyalı mühərriklər nəzərə alınmadı. MTH seriyalı mühərriklər üçün rezistor-kontaktora sürət tənzimləmə variantları və qısa qapalı rotorlu qəlibli tormoz mühərriklər üçün inverter tezlik çeviricisi olan sxemlər idarəetmə sisteminin variantları kimi nəzərdən keçirilmişdir.

İkinci modul üçün əsas strukturda quraşdırılmış GOST 7669-80-ə uyğun olaraq LK-R 6x36 (1+7+7/7+14) + 7x7(1+6) tipli ipin bir variantı istifadə edilmişdir; 1-dən 4-ə qədər çoxluğu olan ikiqat zəncirli qaldırıcı üçün seçimlər nəzərdən keçirildi. Zəncirli qaldırıcının daha böyük çoxluğu nəzərə alınmadı, çünki o, 4 çoxluğu ilə eyni standart ölçüdə ipdən istifadə edir. OST 24.191.08-81-ə uyğun olaraq seriyalı qarmaqlı asılqanlar HZ hesab olunurdu. (H.H.Панасенко, 2004)

Üçüncü modul üçün standart diapazondan 320 ilə 1000 mm arasında olan baraban diametrləri nəzərə alındı.

Modul 4 üçün Ts2, Ts3, TsTND seriyalı yerli istehsalın üfüqi spiral reduktorlarından istifadə variantları nəzərdən keçirilmişdir. Yüksək sürətli reduktoru valını elektrik mühərriki valına birləşdirmək üçün MZ seriyalı muftalardan istifadə edildi və barabana quraşdırılmış intiqalmuftadan istifadə edərək barabanlı aşağı sürətli reduktor valı istifadə edildi.

Açıq ötürmə sxemləri bu intiqal üçün nəzərə alınmadı, çünki bu mexanizm yüksək ötürmə nisbəti tələb etmir.

5-ci modul üçün hidravlik itələyici ilə TKG seriyasının əyləcləri nəzərdən keçirildi.

Pf(X) Pareto-optimal həllər dəstinin yaradılması və onun  $\rho(x_j)$  metrikanın minimum dəyərində əsaslanan dəyişdirilmiş məqsəd proqramlaşdırma metodundan istifadə edərək daha da daraldılması prosedurundan sonra ən perspektivli iki həll yolu seçildi:

Birinci həll aşağıdakı elementləri ehtiva edir:

Modul 1 – VFD300C43A tezlik çeviricisi olan MTKH 412-6 mühərriki (OST24.090.85-88 təyinatına uyğun olaraq PCHI-ADK tipli elektrik ötürücü);

Modul 2 – çoxluğu 3 olan iki zəncirli qaldırıcı;

Modul 3 - diametri 250 mm, uzunluğu - 1470 mm olan baraban;

Modul 4 - ötürmə nisbəti 17,6 olan Ts2-350 reduktoru;

Modul 5 – yoxdur,

Modul 6 – blok əyləci TKG300.

Bir vektor keyfiyyət meyarından istifadə edərək birinci həlli qiymətləndirərək aşağıdakı göstəriciləri əldə edirik: intiqalın ümumi kütləsi 1012,4 kq; cari qiymətlərlə dəyəri – 7253 manat; intiqalın ümumi səmərəliliyi (elektrik və mexaniki hissələr daxil olmaqla) - 0,68; intiqal ölçüləri: A=1850 mm; B = 1153 mm.

İkinci həll aşağıdakı elementləri ehtiva edir:

Modul 1 – MTH 412-6 rezistor-kontakt sürətinə nəzarət sistemi olan mühərrik (KKT-61A komanda nəzarətçisindən, TSAZ-160 tipli maqnit tənzimləyicisindən və

başlanğıc müqavimətlər dəstindən ibarətdir) seriyası B6U2 IRAK 434.332.004 7 ədəd həcmində) (OST24.090.8588 təyinatlarına uyğun olaraq MKD ADF elektrik ötürücüsünün növü);

Modul 2 – çoxluğu 3 olan iki zəncirli qaldırıcı;

Modul 3 - diametri 250 mm, uzunluğu - 1470 mm olan baraban;

Modul 4 - ötürmə nisbəti 17,6 olan Ts2-350 reduktoru;

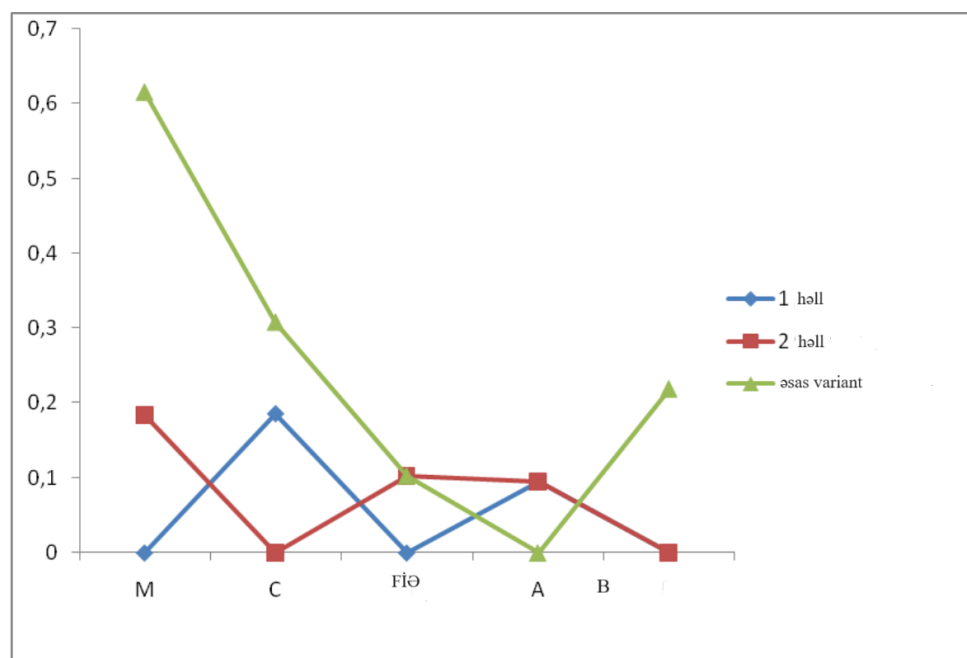
Modul 5 – yoxdur,

Modul 6 – blok əyləci TKG300.

İkinci həlli vektor keyfiyyət meyarından istifadə edərək qiymətləndirərək aşağıdakı göstəriciləri əldə edirik: intiqalın ümumi kütləsi 1199,1 kq; cari qiymətlərlə maya dəyəri – 6116 manat; intiqalın ümumi səmərəliliyi (elektrik və mexaniki hissələr daxil olmaqla) - 0,61; intiqal ölçüləri: A=1850 mm; B =1153 mm.

Birinci həll üçün  $\rho(x_j)$  metrikanın qiyməti - 0,28; ikinci həll üçün - 0,38; məsələn, əsas variant üçün metrikanın dəyəri - 1,24 idi. (H.H.Панасенко, 2004)

Vektor keyfiyyətinin qiymətləndirilməsi meyarının ayrı-ayrı komponentləri üçün bütün həllər üçün ideal vektora qədər məsafələrin paylanması Şək. 1-də göstərilmişdir.



**Şək. 2.34. 1-ci, 2-ci həll üçün ideal vektora olan məsafə və vektor keyfiyyətinin qiymətləndirilməsi meyarının ayrı-ayrı komponentlərinə uyğun olaraq mexanizm konstruksiyaya olunmasının əsas versiyası. (H.H.Панасенко, 2004)**

Beləliklə, metrikanın dəyərində əsaslanaraq, əsas variantda münasibətdə birinci variantı optimal hesab edirik, mexanizmin çəkisinin 38% azaldılmasını, maya dəyərində 9,3% azaldılmasını və intiqalın səmərəliliyinin 11,5% artırılmasını əldə edirik.

Mexanizmin enerji sərfiyyatı səmərəliliklə düz mütənasib olduğundan demək olar ki, mexanizmin optimallaşdırılması nəticəsində istismar xərclərinin 11,5% azalmasına nail olunub.

**Nəticə:** Təklif olunan metoddan istifadə edərək nüvə stansiyasının turbin otaqlarına xidmət etmək üçün KM15 kran Yüqəaldırma mexanizminin optimal konstruksiya olunması probleminin həlli nəticəsində mexanizmin istehsalı üçün kapital xərclərinin azalması. 9,3%, istismar xərclərinin 11,5%, mexanizmin kütləsinin 38% azalmasına nail olunub.

### III FƏSİL. ÇATILI KRANLARIN HƏRƏKƏT MEXANİZMLƏRİNİN VƏ ONLARIN ARABACIQLARININ KONSTRUKSIYA OLUNMASI VARIANTLARININ MÜQAYİSƏLİ ANALİZİ

#### 3.1. Çatılı kranın hərəkət mexanizmlərinin optimal layihənin yüksək məsuliyyət sinfi və onların yük arabacıqları

Hərəkət mexanizmlərinin optimal layihələndirilməsi, texniki və iqtisadi parametrlərin ən yaxşı göstəricilərini təmin edən ümumi strukturu müəyyənləşdirmək və mexanizmin ayrı-ayrı elementlərini seçmək məqsədi daşıyır. (O'Connor, W. J. 2003) Bu fəsildə hərəkət mexanizmlərinin optimal layihələndirilməsini öyrənərkən əsas nümunə olaraq, daha mürəkkəb mexanizm olan kranın hərəkət mexanizmini nəzərdən keçirəcəyik. Yük arabacıqların hərəkət mexanizmi ilə kranın hərəkət mexanizmi arasında əsaslı fərqlərin olduğu hallarda buna xüsusi diqqət yetirəcəyik. Hərəkət mexanizmlərinin optimal layihələndirilməsi (burada kvadrat mötərizənin içində qeyd olunmuş rəqəmlərə uyğun ədəbiyyatların müəlliflərinin adlarını sadalamaq lazımdır) kimi müəlliflərin sıra əsərlərdə dərinədən tədqiq edilsə də (burda, bizim vəziyyətimizdə məhz çatılı kranların hərəkət mexanizmləri ətraflı şəkildə araşdırılacaqdır. Çatılı kranın hərəkət mexanizmini tərtib edərkən ilkin məlumatlar olaraq aşağıdakı məlumatları bilmək tələb olunur:

1. Kranın nominal yükləmə qabiliyyəti  $Q$ , t.

2. Kranın əsas elementlərinin yəni, onun dayaq metal konstruksiyasının  $m_m$ , yük arabacığının  $m_t$ , kabinənin  $m_k$  və s. (əslində kranın elementlərə həddindən artıq dəqiq bölünməsinə ehtiyac yoxdur, çünki bu, çox vaxt hesabat sxeminin əhəmiyyətli dərəcədə mürəkkəbləşməsinə gətirib çıxarır) kütləsi. Yük arabacığının hərəkət mexanizmi üçün arabanın özünün  $m_T$  kütləsini, o cümlədən üzərində quraşdırılmış mexanizmlərin kütlələrini bilmək kifayətdir. Həmçinin kranın əsas elementlərinin ağırlıq mərkəzinin yerini və yük arabacığının hərəkət diapazonunu bilmək lazımdır.

3. Kranın (yük arabacığının) nominal hərəkət sürəti  $v$  ( $v_t$ ), m/s.

4. Sürətə tələb olunan nizamlama diapazonu və xarakteri  $D$ :

$$D = \frac{v}{v_m} \quad (3.1)$$

burada  $v_{\min}$  kranın tələb olunan minimum hərəkət sürətidir.

5. Mexanizmin iş rejiminin təsnifat qrupu, M1 - M8.

6. Kranın təxmini xidmət müddəti, illər.

7. Mexanizmin konstruksiyasına qoyulan digər məhdudiyyətlər. Bura mexanizmin qabarit ölçüləri, səs səviyyəsi, partlayış və yanğın təhlükəsi dərəcəsi və s. kimi tələblər daxil ola bilər.

Çatılı kranların hərəkət mexanizmi layihələndirilərkən kranın quraşdırılacağı obyekt, kranın quraşdırılacağı yer, eləcə də yaxınlıqdakı avadanlıq və işçi heyətinin yerləşdirilməsi də nəzərə alınmalıdır. Məlumatları təhlil etdikdən sonra kranın hərəkət mexanizminin işləməsi ilə bağlı təhlükəli hadisələr siyahısı tərtib edilməlidir və sonra bu təhlükəli hadisələrdən hər biri üçün “məqbul” risklər müəyyən edilməlidir.

Yüqaldırma mexanizmlərində olduğu kimi hərəkət mexanizmlərinin optimal layihələndirilməsinə də aşağıdakıları amillər daxil olur:

1. Optimallaşdırma metodunun və ya üsullarının seçilməsi;
2. Keyfiyyət meyarının seçilməsi və məqsəd funksiyasının qurulması - keyfiyyət meyarının sistem parametrlərindən analitik asılılığı;
3. Layihələndirilən sistemin riyazi modelinin, bu halda kranın/yük arabacığının hərəkət mexanizminin qurulması;
4. Tədqiq olunan sistemin riyazi modelinə qoyulan məhdudiyyətlərin axtarışı;
5. Optimal həllin tapılması alqoritminin işlənilib hazırlanması;
6. Optimal həll yolunun axtarışı;
7. Alınmış optimal həllin layihə sənədlərində mühəndis tətbiqi.

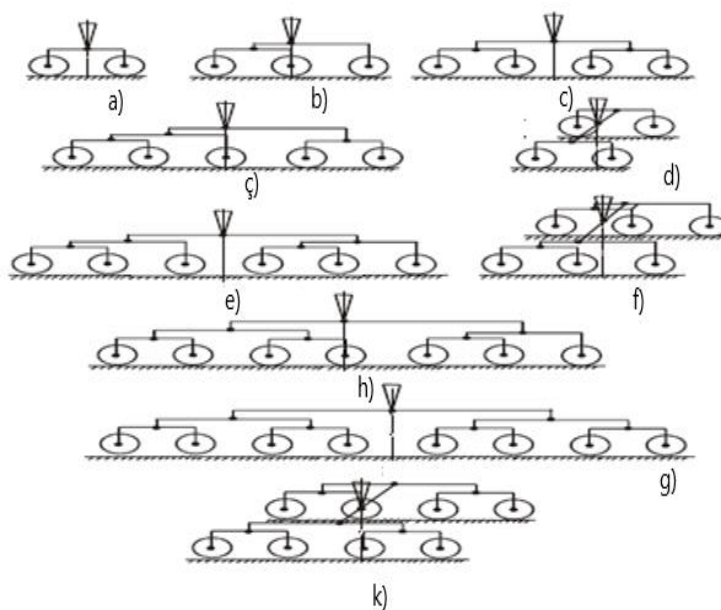
Mövcud optimallaşdırma üsullarının nəzərdən keçirilməsinin nəticələrinə görə, hərəkət mexanizminin optimal layihələndirilməsi məsələsinin həlli üçün optimal pareto-çoxluqların qurulması və təhlili metodundan istifadə etmək təklif olunur bunun köməyi ilə əvvəlcə mümkün olan  $X$  həlləri çoxluğu müəyyən ediləcək və daha sonra dinamik proqramlaşdırma metodundan istifadə ediləcək  $Pf(X)$  pareto-optimal həlləri çoxluğu. Sonuncu mərhələdə zəruri olduqda  $Pf(X)$  pareto-optimal həlləri çoxluğu seçilən  $Sel(X)$  həlləri çoxluğuna qədər daraldılacaqdır. Şərqi Qafqaz Kranlarının

hərəkət mexanizminin optimal layihədən sonrakı mərhələləri aşağıdakı ətraflı nəzərdən keçiriləcəkdir. [ <https://Fourth Edition, Sydney, 2002>]

### 3.2.Çatılı kranlarının və onların yük arabacıqlarının hərəkət mexanizmlərinin konstruksiyalarının analizi

Çatılı kranları üçün hərəkət mexanizmlərinin ən çox istifadə edilən konstruksiyalarına baxaq. Hərəkət təkərlərinin sayı  $Z_k$ , aparan təkərlərin sayı  $Z_{pr}$ , quraşdırılmış elektrik mühərriklərinin sayı  $Z_{dv}$  kimi parametrlər hərəkət mexanizminə həlledici təsir göstərir. Bu parametrlər hərəkət mexanizminin ümumi quruluşunu təsvir edir, gələcəkdə biz bunu  $Z_k/Z_{pr}/Z_{dv}$  mexanizmin yığım sxemi olaraq adlandıracağıq. (Məsələn, 4/2/2 düzülüşü, hərəkət mexanizminin dörd işləyən təkərə malik olması deməkdir, bunlardan ikisi aparan təkərləridir və öz elektrik mühərriki ilə idarə olunur.) Çox təkərli sxemlərdən istifadə edərkən hərəkət təkərlərinin bərabər Şək.3.1-də yüklənməsini təmin edən kifayət qədər mürəkkəb balanslaşdırma sistemlərindən istifadə olunur.

Təkərlərin sayına əlavə olaraq, balanslaşdırma sisteminin konstruksiyasını təyin edərkən, kranın dayaq relslərinin sayının 4 və ya hətta 6 olması variantlarını nəzərdən keçirməlisiniz. Balanslaşdırma sistemlərinin ən çox yayılmış konstruksiyaları Şək. 3.1-də göstərilmişdir.



**Şək. 3.1. Hərəkət təkərlərinin quraşdırılması üçün balanslaşdırma sistemləri**  
(Mənbə müəllif tərəfindən Həsənov Cəmaləddin)

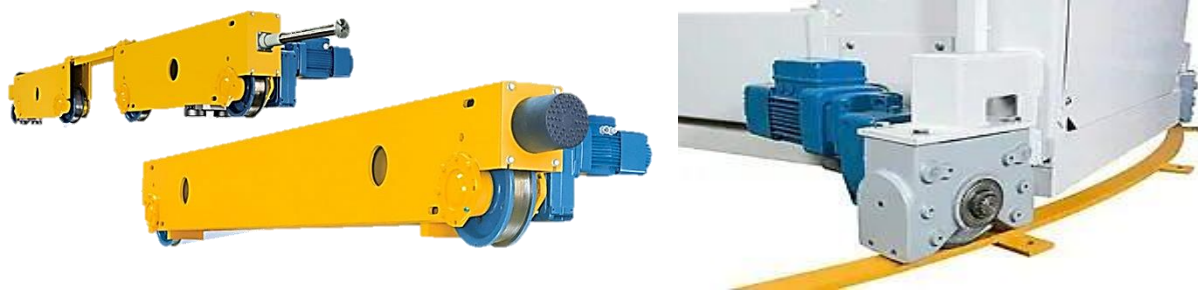
Eyni zamanda bir işləyən arabacıqda, hərəkət təkərlərinin sayı 2-dən (Şək..3.1. a) 8-ə qədər (şək. 3.1 g, k) dəyişir, bir hərəkət arabacığında daha çox təkərdən də istifadə etmək mümkündür. Kranın bir dayağındakı hərəkət təkərlərinin sayı dayağın tirlərinin sayından asılı olmayaraq müvafiq olaraq 2 dəfə çoxdur.

(Şək..3.1 . d, e, f) göstərilən sxemlərdə kran dayaqlarının hər biri iki kran relsinə söykənir; 6 relsli kran yolunun istifadəsi halları da vardır. Bu cür mürəkkəb və iri qabaritli konstruksiyalardan istifadə yalnız dayağa yük böyük düşdüyü halda tələb oluna bilər, optimal həlli axtararkən 4 və ya 6 relsli kran yolu variantlarından istifadə edilməsi zərurətini yalnız layihələndirmə üzrə məsul olan şəxs tərəfindən qəbul edilməlidir. Dəqiq qərar qəbul etmək mümkün deyilsə, bütün variantlar nəzərdən keçirilməlidir. Ümumiyyətlə belə hesab edilir ki, bir dayaqda ən azı 16 təkər olan mexanizmlər üçün 2 relsli yolun istifadəsi nəzərə alınmalıdır və yolun uzunluğu relslərin sayının seçilməsinə böyük təsir göstərir. Qərar qəbul edən şəxs əvvəlcədən nəzərdən keçirilən maksimum işləyən təkərlərin sayını da müəyyənləşdirməlidir, 4 hərəkət təkərindən başlayaraq mümkün maksimal qiymətə qədər bütün variantlar ardıcıl olaraq nəzərdən keçiriləcəkdir. Ölkəmizdə istifadə edilən əksər çatılı kranlarda aparən təkərlərinin sayı ümumi hərəkət təkərlərinin sayının  $\frac{1}{2}$  və  $\frac{1}{4}$  qədər olur, aparən təkərlərinin minimum sayı işə salma və tormozlama zamanı təkərlərin relsləlişməsinin təmin edilməsi şərtindən müəyyən edilir. Qərbi ölkələrdə tez-tez bütün işləyən təkərlərin idarə olunduğu mexanizmlərdən istifadə olunur və işləyən təkərlərin hər birinin öz fərdi elektrik intiqalı olur (Şək.. 3.2).

Hərəkət mexanizmlərində fırlanma sürətini azaltmaq üçün üfüqi və ya şaquli silindrik, konik-silindrik, sonsuz vint və planetar reduktorlardan istifadə olunur. Bu və ya digər reduktorun tətbiqi mexanizmin dayaq çərçivəsinin quruluşunda ciddi dəyişikliklər edir, eyni zamanda hərəkət mexanizminin idarəedici ölçülərinin nisbətən kiçik olduğunu nəzərə alsaq (məsələn, Yüqəaldırma mexanizmidən xeyli az), hərəkət mexanizmlərinin optimal konstruksiyası zamanı mexanizmin dayaq çərçivəsinin quruluşunu nəzərə almaq mənasızdır. Hərəkət mexanizmi üçün alınan həllərdən birində və ya bir neçəsində mürəkkəb və həcmli dayaq çərçivəsi yaratmağa ehtiyac



yanarsa, bu qərarlar bir çox seçilmiş həlləri təhlil edərkən qərar qəbul edən tərəfindən rədd edilə bilər.



**Şək. 3.2. "Demag" şirkətinin istehsalı olan təkər bloku (Almaniya)**

(Sobhan Sarkar & J. Maiti 2017 )

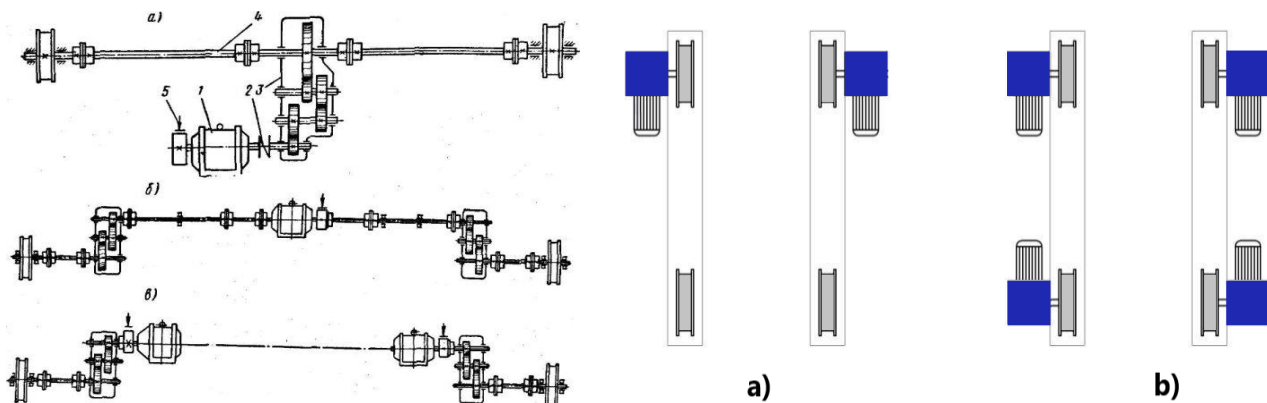
Hərəkət mexanizmlərini idarə etmək üçün motor-reduktorlardan da geniş şəkildə (Şək. 3.3.) istifadə olunur, bu da intiqalın ölçülərini azaltmağa və quraşdırılmasını sadələşdirməyə imkan verir. Həmçinin, çox tez-tez reduktorların və ya motor-reduktorların aşağı sürətli vallarını təkər blokunun valına qoşulmaq üçün işgil yuvası və ya şlisli hissəyə malik olur. Bu, həm də aşağı sürətli valda böyük qabaritli muftadan istifadə zərurətini aradan qaldırmaqla intiqalın ölçülərini azaltmağa imkan verir, lakin bu eyni zamanda da valların tuşoxluluğunu təmin etmək üçün mexanizmin dayaq çərçivəsinin istehsal dəqiqliyinə olan tələbləri də xeyli artırır. Bu çətinliklər, işgil və ya şlis birləşməsinin yerində yığılıqdan sonra reduktor yaxud da motor-reduktorun bərkidici kronşteynlərinin quraşdırılması ilə asanlıqla həll edilə bilər.



**Şək. 3.3. "Bonfiglioli" (İtaliya) konik silindrik dişli mühərrikdən çatılı kranın hərəkət mexanizminin idarə edilməsi (Sobhan Sarkar & J. Maiti 2017)**

Hərəkət mexanizmində elektrik mühərrikinin idarə edilməsi üçün, daha əvvəl yük Yükləyici mexanizmi üçün nəzərdən keçirilən eyni idarəetmə sistemlərindən istifadə olunur. Bununla yanaşı, hərəkətin səlisliyini təmin etmək və yerində boş fırlanma aradan qaldırmaq üçün inverter tezlik çeviricilərindən istifadə edən idarəetmə sistemlərindən də istifadə edilir. (McGraw-Hill, & Fourth Edition, 2010)

Hərəkət arabacıqlarının hərəkətinin sinxronizə etmək üçün ən çox optik endkoderlərdən istifadə olunur. Beləliklə, çatılı kranın hərəkət mexanizminin optimal layihələndirilməsi ilə mexanizmin yerləşdirilməsi üçün optimal həlli tapmaq lazımdır, yəni işləyən təkərlərin sayını  $z_k$ , aparan təkərlərin sayını  $z_{pr}$ , intiqalların sayı  $z_{dv}$ , intiqalın optimal kinematik sxemini və onun fərdi elementlərini seçmək tələb olunur. Mexanizmin hansı komponentləri və ya intiqalın hansı kinematik sxeminin optimal olduğunu əvvəlcədən müəyyən etmək çətin olduğundan, seçilmiş bütün variantları ardıcıl olaraq nəzərdən keçirmək və onların hər bir kombinasiyası üçün elementlərin optimal tərkibini seçmək lazımdır.



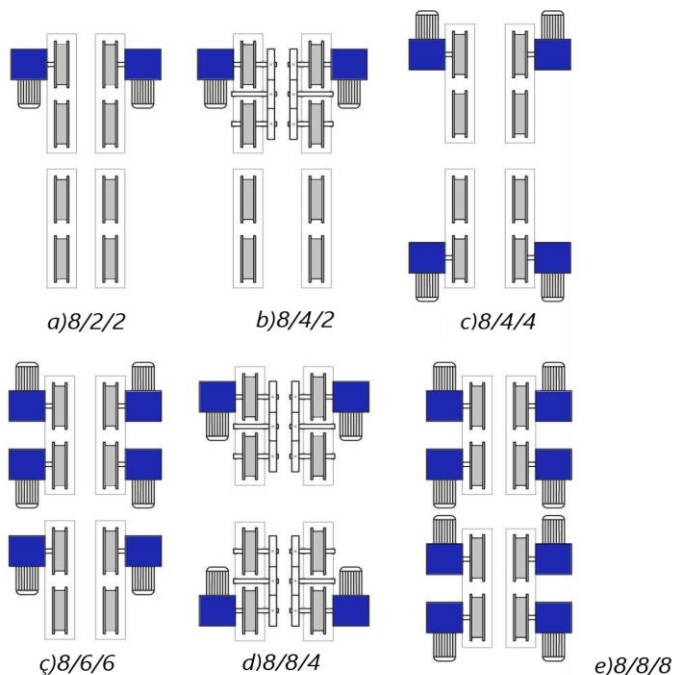
**Şək. 3.4. Dörd hərəkət təkərli hərəkət mexanizminin tərtibat variantları (Mənbə müəllif tərəfindən Həsənov Cəmaləddin)**

Hərəkət mexanizmlərinin yerləşdirilməsinin əsas variantlarını nəzərdən keçirək. 4 hərəkət təkərli mexanizm üçün iki yığım variantı var: 2 (Şək. 3.4. a) və ya 4 (Şək. 3.4.b) aparan təkərləri ilə.

Şək. 3.4, a-da göstərilən tərtibat variantı 4/2/2 kimi, Şək. 3.4, b-də göstərilən variant –4/4/4 kimi işarə edəcəyik. Yük arabacığının hərəkət mexanizmi üçün mərkəzi intiqallı–4/2/1 tərtibat variantından da istifadə oluna bilər.

8 hərəkət təkərli hərəkət mexanizmi üçün seçimlərin sayı daha çoxdur və mexanizm aşağıdakı kimi konfigurasiyalarda yığıla bilər: 8/2/2 (Şək. 3.5. a), 8/4/2 (Şək. 3.5. b), 8/4/4 (Şək. 3.5. c), 8/6/6 (Şək. 3.5. c), 8/8/4 (Şək. 3.5. d), 8/8/8 (Şək. 3.5. e). 8/4/2 və 8/8/4 tərtibat variantları üçün açıq dişli çarx ötürməsindən istifadə etmək lazımdır və bunun sayəsində mexanizmin hərəkət sürətini daha da azaltmaq mümkün olur.

12 hərəkət təkərli hərəkət mexanizmi üçün 7 tərtibat variantı mümkündür. (Şək. 3.6), bunlardan 12/4/2 və 12/8/4 sxemlərində açıq dişli çarx ötürülməsi var. 16 təkərli hərəkət mexanizmi üçün 9 tərtibat variantı mümkündür, 16/4/2, 16/4/4, 16/6/6, 16/8/4, 16/8/8, 16/10/10, 16/12/6, 16/12/12, 16/16/8, 16/16/16. Kinematik sxemlər burada və bundan sonra çox sayda olduğu üçün göstərilməyəcəkdir.

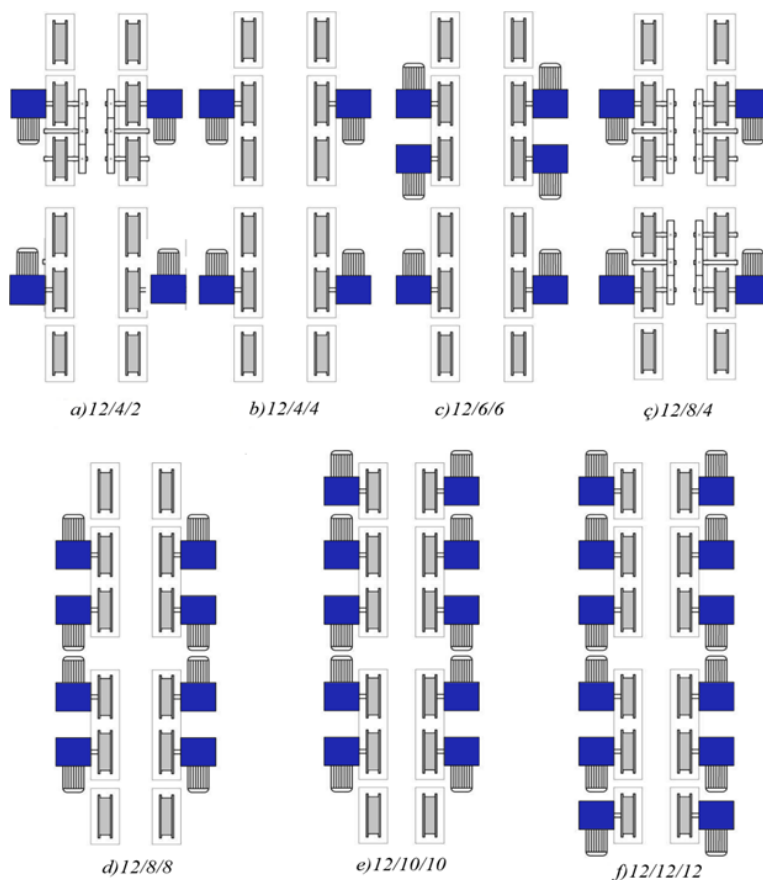


**Şək. 3.5. Səkkiz hərəkət təkərli hərəkət mexanizminin tərtibat variantları**

(Mənbə müəllif tərəfindən Həsənov Cəmaləddin)

20 təkərli hərəkət mexanizmi üçün 11 tərtibat variantı mümkündür: 20/6/6, 20/8/4, 20/8/8, 20/10/10, 20/12/6, 20/12/12, 20/14/14, 20/16/8, 20/16/16, 20/18/18, 20/20/20.

24 təkərli hərəkət mexanizmi üçün 13 tərtibat variantı mümkündür: 24/6/6, 24/8/4, 24/8/8, 24/10/10, 24/12/6, 24/12/12, 24/14/14, 24/16/8, 24/16/16, 24/18/18, 24/20/20, 24/22/22, 24/24/24.

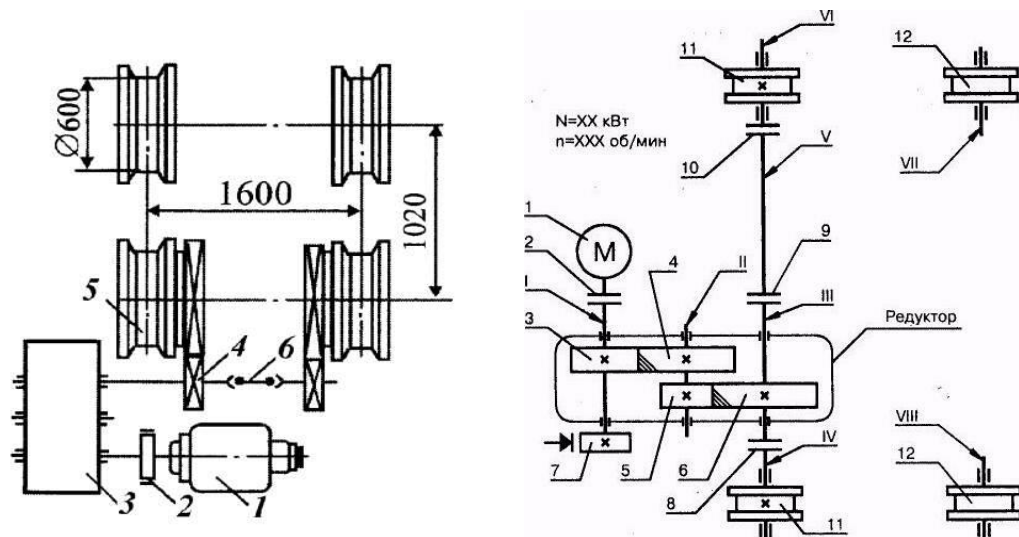


**Şək. 3.6. On iki hərəkət təkərli hərəkət mexanizminin tərtibat variantları**

(Mənbə müəllif tərəfindən Həsənov Cəmaləddin)

28 təkərli hərəkət mexanizmi üçün 14 tərtibat variantı mümkündür: 28/8/4, 28/8/8, 28/10/10, 28/12/6, 28/12/12, 28/14/14, 28/16/8, 28/16/16, 28/20/20, 28/22/22, 28/24/12, 28/24/24, 28/26/26, 28/28/28.

32 təkərdən ibarət olan mexanizmlərdən başlayaraq, 4 relsli kran yolundan istifadə variantını nəzərdən keçirmək lazımdır ki, bu da intiqalının tərtibat variantlarının sayının əlavə artmasına gətirib çıxarır. Bu zaman bir elektrik mühərrikindən dörd hərəkət təkərini hərəkətə gətirmək imkanı yaranır, bunun üçün qonşu kran relslərində bir-birinə nəzərən paralel yerləşən təkərlərin valları kardan ötürməsi 6 ilə bir-birinə bağlanır (Şək. 3.7.).



**Şək. 3.7. K2x100 Çatılı kranının hərəkət mexanizminin kinematik diaqramı**  
(McGraw-Hill, & Fourth Edition, 2010)

Belə bir həll, K2x100 markalı çatılı kranının hərəkət mexanizmində tətbiq edilmişdir (Şək. 3.2). Eyni zamanda 4 relsə dayanan kran üçün 4 dəfə çox intiqal təkərlərdən istifadə edilə bilər, buna görə də bəzi konfigurasiya variantları yalnız 2 relsə dayandıqda mövcud ola bilər. Nəticədə, 32 təkərli hərəkət mexanizmi üçün tərtibat variantlarının mümkün sayı 21: 32/8/2, 32/8/4, 32/8/8, 32/10/10, 32/12/6, 32/12/12, 32/14/14, 32/16/4, 32/16/8, 32/16/16, 32/18/18, 32/20/20/, 32/22/22, 32/24/12, 32/24/24, 32/26/26, 32/28/28, 32/30/30, 32/32/8, 32/32/16, 32/32/32 olacaq.

Mürəkkəb çox təkərli sistemlərin istifadəsi yalnız kifayət qədər böyük yükqaldırma qabiliyyəti olan xüsusi çatılı kranlar üçün əsaslandırılır; digər çatılı kranlar üçün çox sayda hərəkət təkərli mexanizmlərin istifadəsi qeyri-məqbuldur. Hərəkət mexanizminin optimal layihə prosesində 4-dən başlayaraq işləyən təkərlərin sayının bütün variantları ardıcıl olaraq nəzərdən keçiriləcək və hər bir variant üçün çalışan təkərin diametri seçilməlidir. Əgər nəzərdə tutulan təkərlərin sayı üçün möhkəmlik şərtinə cavab verən təkər diametri tapmaq mümkün deyilsə, növbəti böyük təkər sayına keçmək lazımdır. Əgər baxılan təkər sayında diametri 200 mm olan minimum hərəkət təkərləri möhkəmlik şərtinə cavab verirsə, təkərlərin sayının daha da artırılması məqsədəuyğun deyildir. Buna əsasən, çatılı kranlarının hərəkət mexanizminin böyük əksəriyyəti üçün məhdud sayda yığım variantlarını nəzərdən

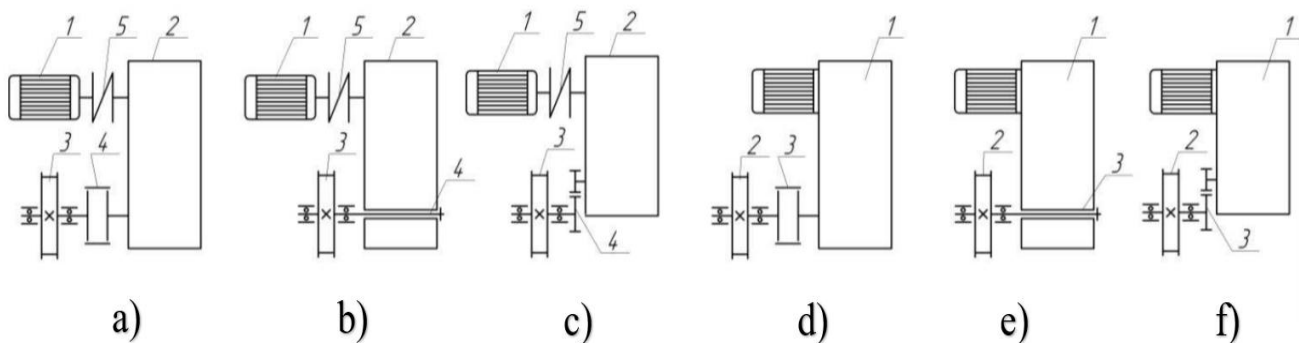
keçirmək kifayətdir. Ümumi halda, baxılan mexanizm sxemlərinin sayı qərar qəbul edən şəxs tərəfindən müəyyən edilir.

Hərəkət mexanizminin sxeminə əlavə olaraq, kinematik intiqalın sxemləri üçün müxtəlif variantlardan istifadə etmək imkanını nəzərə almaq lazımdır. Kinematik sxemlər fərqlidir:

- bir-biri ilə elastiki oymaqlı barmaqlı mufta ilə birləşdirilmiş ayrı-ayrı mühərrik və reduktordan, yaxud da motor-reduktordan istifadə etməklə;

- reduktoru (motor-reduktoru) təkərli düyümünün valına birləşdirməklə: bu zaman valları dişli muftadan istifadə etməklə və ya təkərli düyümünün valını reduktorun (motor-reduktoru) içi boş yavaşsürətli valının içərisinə oturtmaqla işgil və ya şlis birləşmədən istifadə edərək fırlanma momentinin ötürülməsi ilə;

Sonuncu halda, bir qayda olaraq, təkərli düyümünün orijinal konstruksiyasından istifadə etmək lazımdır, çünki adətən reduktorların və eləcə də motor-reduktorların aşağı sürətli içiboş valının, yaxud da işgil və ya şlis birləşmələrinin parametrləri, seriyalı istehsal olunan təkərli düyümlərinin çıxış valının parametrlərinə uyğun gəlmir. Beləliklə, yuxarıda baxılan mexanizm sxemlərinin hər biri 6 müxtəlif intiqal variantı ilə birləşdirilə bilər (Şək. 3.8):



**Şək. 3.8. Hərəkət mexanizmlərinin intiqalının kinematik sxemlərinin variantları**

(McGraw-Hill, & Fourth Edition, 2010)

Variant 1 - 1 mühərrik 2 reduktora 5 elastik oymaqlı-barmaqlı mufta, reduktor isə 4 dişli muftası vasitəsilə 3 təkərli düyümünün valına birləşdirilir (Şək. 3.8 a);

Variant 2 – 1 mühərrik 2 reduktora 5 elastik oymaqlı-barmaqlı mufta, 3 təkərli düyümünün valı isə reduktorun 4 içi boş aşağı sürətli valının içərisinə oturdulmaqla birləşdirilir (Şək. 3.8 b);



Variant 3 - 1 mühərrik 2 reduktora 5 elastik oymaqlı-barmaqlı mufta, 3 təkər düyümünün valı isə reduktorla 4 açıq dişli çarx ötürməsi vasitəsilə birləşdirilir (Şək. 3.8 c);

Variant 4 – 1 motor-reduktor 2 təkər düyümünün valına 3 dişli mufta vasitəsilə birləşdirilir (Şək. 3.8 d);

Variant 5 - 1 motor-reduktor 2 təkər düyümünün valına onun içi boş aşağı sürətli valının içərisinə oturtma ilə birləşdirilir (Şək. 3.8 e);

Variant 6 - 1 motor-reduktor 2 təkər düyümünün valına 3 açıq dişli çarx ötürməsi vasitəsilə birləşdirilir (Şək. 3.8 f).

Bu kinematik sxemlərinin hər birində reduktorların və ya motor-reduktorların (silindrik şaquli və ya üfüqi, konik-silindrik, sonsuz vint və planetar) müxtəlif variantlarından istifadə edilə bilər. Burada qeyd etmək lazımdır ki, kütləvi istehsal olunan reduktorların və ya motor-reduktorların hamısının içi boş çıxış valına malik olmur, buna görə №2 və №5 nömrəli variantlar bütün kütləvi istehsal olunan reduktor və motor-reduktorların üçün istifadə edilə bilməz.

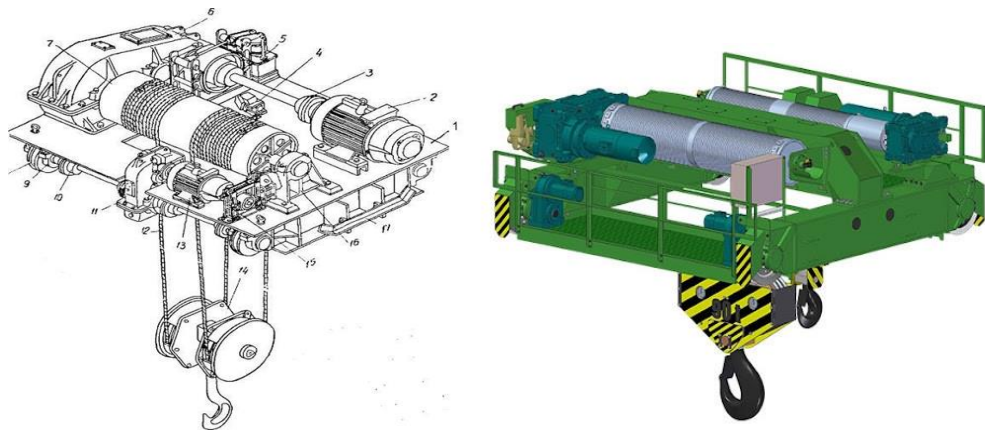
Yuxarıdakı variantları bir-biri ilə müqayisə edərək belə nəticəyə gələ bilərik ki, ən perspektivli variant №5 variantdır, çünki o, ən kiçik ölçülərə malikdir və həm də quraşdırmaq ən asandır. Eyni zamanda qeyd etmək lazımdır ki, bu variantın istifadəsi əksər hallarda yüksək maliyyə xərcləri tələb edir. Bundan əlavə, №2 nömrəli seçimdə olduğu kimi, xüsusi konstruksiyalı təkər düyümünün quraşdırılması tələb olunur.

Həmçinin nəzərə almaq lazımdır ki, hərəkət mexanizminin əksər tərtibat sxemləri üçün istənilən altı variantdan istifadə etmək mümkündür, lakin intiqal təkərlərinin sayı daha çox olan yığım sxemləri üçün yalnız №3 və №6 variantları istifadə edilə bilər. Beləliklə, hərəkət mexanizmlərini optimal şəkildə tərtib edərkən, mexanizmlərin yerləşdirilməsinin bütün mümkün kombinasiyaları və arabacığın kinematik sxem variantları nəzərə alınmalıdır, bununla birlikdə, intiqal elementlərinin bütün şərtlərin yerinə yetirilməsi üçün seçilməsi mümkün olmadıqda, bəzi birləşmələr mövcud ola bilməz.

Hərəkət təkərlərin dəyişdirilməsi texnoloji cəhətdən çətin olan və ya təkərlərin dəyişdirilməsi üçün boş dayanması ciddi iqtisadi itkilərlə əlaqələrə səbəb olduğundan

çatılı kranlarda rebordasız hərəkət təkərlərindən istifadə olunur. Eyni zamanda, kran təkərlərinin relsdən çıxmasının qarşısını almaq üçün kranın metal konstruksiyasının hərəkət tirlərinə əlavə yan diyircəkləri quraşdırılır. Rebordasız təkərlərin istifadəsi barədə qərar ilkin mərhələdə bilavasitə məsul şəxs tərəfindən qəbul edilməlidir. Əgər məsul şəxs birmənalı qərar verə bilmirsə, onda rebordalı və rebordasız təkərlərin istifadəsi variantların hər ikisi nəzərdən keçirilə bilər.

Çatılı kranların arabacığının hərəkət mexanizmlərini layihələndirərkən, onun kranın aşırımına söykənməsi variantını nəzərə almaq lazımdır. Bir tirli aşırıma malik konstruksiyalarda tez-tez konsol yük arabalarından istifadə olunur, bu zaman əsas yükü götürən hərəkət təkərləri 1 və arabacığının çevrilməsinə mane olan dayaq təkərlərini 2 fərqləndirmək lazımdır (Şək. 3.9). Bu halda 1 hərəkət təkərləri intiqalla təchiz edilir.



**Şək. 3.9. Konsol arabacığının hərəkət mexanizmi** (McGraw-Hill, & Fourth Edition, 2010)

Arabacığının hərəkət mexanizmləri üçün mərkəzi hərəkət mexanizmi əlavə edilməklə kranın hərəkət mexanizmləri üçün baxılan mexanizmlərin yığılma variantları nəzərdən keçirilə bilər.

### **3.3. Hərəkət mexanizmlərinin konstruksiyalarının optimallığının əsas**

#### **texniki-iqtisadi göstəricilərinin təhlili və keyfiyyət meyarının seçilməsi**

Hərəkət mexanizminin həllinin keyfiyyəti  $C$  mexanizminin istehsalı və  $S_{mont}$  mexanizminin quraşdırılması üçün əsaslı xərclər,  $SE$  istismar xərcləri, habelə tətbiq edilməsinin iqtisadi təsiri kimi göstəricilərlə ən obyektiv Şək.də qiymətləndirilə bilər. Yükləmə mexanizminin optimallığı meyarlarını təhlil edərkən sübut edilmişdir ki,



onun layihələndirilməsinin hesablanması mərhələsində yükqaldırıcı mexanizmlə əlaqəli istismar xərclərini müəyyən etmək mümkün deyil. Bunun üçün əsas maneə, yükqaldırma mexanizmiin layihələndirilməsi mərhələsində, birbaşa yükqaldırma mexanizmiin hərəkətinə düşən kran və yük arabacığının hərəkət mexanizmlərinin enerji istehlakını ayırmaq mümkün olmamasıdır. Kranların hərəkət mexanizmi ilə əlaqədar olaraq, optimallaşdırılmış mexanizmlərin istismar xərclərini təyin etmək üçün bütün ilkin məlumatların, eləcə də  $C$  istehsal dəyərini və  $S_{mont}$  quraşdırılması xərclərini müəyyənləşdirmək üçün bütün lazımi məlumatların olduğu qəbul edilməlidir. Bu, bir tərəfdən müəyyən edilmiş minimum ümumi xərclər  $S_E$  şəklində vahid iqtisadi optimallaşdırma meyarından istifadə etməyə imkan verir. Belə bir yanaşma, vektor keyfiyyət meyarının ayrı-ayrı komponentlərinin əhəmiyyətini əks etdirən əmsalların müəyyənləşdirilməsində qeyri-müəyyənliyin qarşısını alacaq və nəticədə mexanizmin optimal həllini birmənalı Şək.də müəyyənləşdirəcək, bu zaman optimallaşdırma problemi bir kriteriyalı hala gəlir. Eyni zamanda,  $S_{mont}$  quraşdırılması xərclərini,  $S_E$  enerji istehlakı xərclərini,  $C_P$ -nin təmir və  $S_{to}$  texniki qulluq xərcləri bütün mümkün variantlar üçün müəyyənləşdirmək üçün çoxlu sayda əlavə hesablama tələb edəcəkdir. Buna görə yuxarıda sadalanan xərc komponentlərini təyin edən mexanizmin digər, nisbətən asanlıqla hesablanmış parametrlərindən istifadə etmək daha asandır. Bu parametrlər vektor keyfiyyət meyarına daxil edilməlidir. Eyni zamanda, fərdi həllərin minimum ümumi xərc meyarı ilə müqayisəsi yalnız bu vektor keyfiyyət meyarından istifadə edərək formalaşacaq kifayət qədər dar Pareto-optimal  $P_f(X)$  həlləri üçün aparılmalıdır.(McGraw-Hill & Fourth Edition, 2010,)

Yükqaldırma mexanizmi üçün  $S_{mont}$ ,  $S_E$ ,  $S_R$  və  $S_{to}$  haqqında onu qeyd etmək lazımdır ki, bu analiz hərəkət mexanizmləri üçün də etibarlıdır. Yükqaldırma mexanizmi üçün vektor meyarının tərkibinə aşağıdakı parametrlər daxildir: mexanizmin kütləsi  $M$  -  $S_{mont}$  mexanizminin quraşdırılması xərclərini, bilavasitə yükqaldırma mexanizmiin hərəkəti ilə əlaqəli  $S_E$  kranın və yük arabacığının hərəkət mexanizmlərinin enerji istehlakı xərclərini; ümumi xərclərə birbaşa təsir edən meyar olan mexanizmin maya dəyəri  $C$ ; yük Yükqaldırma mexanizmiin enerji istehlakı xərclərini müəyyən edən bir meyar kimi mexanizmin faydalı iş əmsalı  $\eta$ ; mexanizmin

intiqaalının A və B qabarit ölçülərini – yükqaldırma mexanizmiin kütləsi ilə yanaşı, yük arabacığının metal konstruksiyasının metal tutumunu təyin edən meyarlar kimi, həm də öz növbəsində kranın və yük arabacığının hərəkət mexanizmlərinin enerji istehlakına təsir göstərir.

Yükqaldırma mexanizmi üçün istifadə olunan keyfiyyətin vektor meyarının komponentlərini hərəkət mexanizminin optimal layihəndirilməsində tətbiq etmək imkanı üçün təhlil etdikdən sonra, belə nəticəyə gəlmək olar ki, onlardan üçü - mexanizminin kütləsi  $M$ , mexanizminin istehsalı üçün kapital xərcləri  $C$  və mexanizmin faydalı iş əmsalı  $\eta$  hərəkət mexanizmləri üçün vektor meyarının tərkibində istifadə edilməlidir. Hərəkət mexanizminin qabarit ölçüləri yük arabasının metal konstruksiya kütləsinə əhəmiyyətli dərəcədə təsir göstərmir, buna görə də vektor meyarının tərkibinə daxil edilməməlidir. Beləliklə, hərəkət mexanizmlərinin optimal layihələndirilməsi probleminin həllinin keyfiyyətinin qiymətləndirilməsi üçün vektor meyarı aşağıdakı şəkildə olacaqdır:

$$K = (M, C, \eta). \quad (3.2)$$

$Pf(X)$  pareto-optimal həll çoxluğunun tərkibinə daxil olan həll yolları arasında üstünlük  $S$  minimum cəmi xərcləri kriteriyası əsasında müəyyən edilə bilər. Bununla yanaşı, qeyd etmək lazımdır ki,  $S$  minimumuna malik olan yeganə optimal həlli əldə etməyə çalışmaq da lazım deyil. Daha balanslaşdırılmış yanaşmada hesab olunur ki,  $S$  minimum cəmi xərcləri meyarı vasitəsilə müəyyən, kifayət qədər dar bir çox seçilə bilən  $Sel(X)$  həllin formalaşdırılması nəzərdə tutulur ki, onun əsasında, o cümlədən  $S$  meyarını nəzərə alaraq qərar verən məsul olan şəxs yekun nəticə çıxaracaq. Bu yanaşma, analitik asılılıqlar şəklində formalaşdırıla bilməyən qərar verən məsul olan şəxsin özünün fərdi baxışlarını nəzərə almağa imkan verir, həmçinin bir neçə həllin bir-birinə yaxın  $S$  ümumi xərclərinə malik olduğu halda qərar verən şəxsin daha rahat yekun nəticə çıxarmasına kömək edəcəkdir.

### **3.4. Hərəkət mexanizminin riyazi modelinin qurulması və məhdudiyyətlərin işlənilib hazırlanması**

Hərəkət mexanizminin riyazi modeli hərəkət mexanizminin ayrı-ayrı parametrlərinin öz aralarında mövcud asılılıqlarını,  $K$  vektor keyfiyyət meyarının

komponentləri olan kriteriyaları əks etdirməlidir. Riyazi modeli qurarkən daha əvvəl baxdığımız müxtəlif mexanizmlərin yerləşdirilməsi variantlarının xüsusiyyətlərini nəzərə almaq lazımdır.

Kranın hərəkət mexanizmi bir neçə alt sistemdən ibarət kompleks bir sistem kimi təqdim olunur. Bu mexanizm tərkibinə intiqallı və intiqalsız təkər düyümləri, çox təkərli sistemlərin balansir arabacığının metal konstruksiyaları da daxil olan hərəkət hissəsini və ən ümumi halda mexanizm intiqalını təşkil edən elektrik mühərriki, reduktor, tormoz, birləşdirici muftalar, zəruri hallarda intiqalvallar və açıq dişli çarx ötürmələri daxil olur.

Beləliklə, hərəkət mexanizmini aşağıdakı modulların məcmusu kimi təqdim edirik:

- 1 – Elektrik mühərriki və idarəetmə sistemi modulu;
- 2 – intiqallı və intiqalsız təkər düyümləri, eləcə də kran (arabacığın) rels yolunun modulu;
- 3 – reduktor, muftalar, lazım olduqda intiqalvallardan ibarət transmissiya modulu;
- 4 – bir mühərrikdən bir neçə təkərin hərəkətə gətirilməsi zəruri olduqda, eləcə də hərəkət təkərlərinin fırlanma sürətini əlavə olaraq azaltmaq üçün istifadə olunan açıq ötürmə modulu;
- 5 – tormoz modulu;
- 6 – hərəkət balansirlərinin bütün metal konstruksiyalarının birləşdirilmiş modulu.

Mexanizm intiqalının nəzərdən keçirilən kinematik sxemindən asılı olaraq ayrı-ayrı modullar dəyişdirilə bilər, məsələn, motor-reduktor istifadə edildikdə ilk iki modul birləşdirilir, sonuncu modul yalnız mexanizmdə hərəkət təkərlərinin sayı 4-dən çox olduqda mövcud olur.

Ayrı-ayrı həllərin müqayisəsi vektor keyfiyyət meyarından istifadə etməklə həyata keçirilir, özündə həm mexanizmin ayrı-ayrı modulları üçün qismən həllər, həm də mexanizmin bütün sistemi üçün ümumi həll qiymətləndirilə bilər, bu zaman ümumi

həllin məcmu qiymətləndirilməsi ayrı-ayrı qiymətləndirmələrdən ibarətdir. Bütün sistem üçün vektor keyfiyyət meyarının komponentləri olan kriteriyaların qiymətləri hərəkət mexanizminin nəzərdən keçirilən sxemi çərçivəsində ayrı-ayrı modullar üçün alınan qiymətlər əsasında müəyyən edilə bilər.

Optimal layihələndirilmə vəzifəsi, sistemə qoyulmuş bütün məhdudiyyətlərin yerinə yetirilməsi şərtləri daxilində mümkün  $X$  həllərində keyfiyyət vektorunun ilk iki komponentini minimuma endirmək, üçüncü komponentini isə maksimuma qaldırmaqdır. Bütün hərəkət mexanizminin sisteminə, eləcə də onun ayrı-ayrı modullarına qoyulan məhdudiyyətləri daha ətraflı nəzərdən keçirək.

Bütün mexanizm sistemi üçün əsas məhdudiyyət texniki şərtlərdə göstərilən hərəkət sürətini əldə etmək şərtinin yerinə yetirilməsidir. Bu şərt hərəkət mexanizmi üçün ifadə şəklində yükqaldırıcı mexanizmi ilə eyni formaya malikdir (3.23). Bu vəziyyətdə ümumi vəziyyətdə hərəkət mexanizminin faktiki sürəti aşağıdakı kimi müəyyən ediləcəkdir.

$$v_f = \frac{n_{dv} \cdot \pi \cdot D_k}{u_r \cdot u_{op}} \quad (3.3)$$

Burada  $n_{dv}$  – mühərrikin valının nominal fırlanma sürəti,  $\text{san}^{-1}$ ,  $D_k$  - hərəkət təkərinin diametri,  $u_r$  – reduktorun ötürümə nisbəti,  $u_{op}$  – açıq dişli ötürməsinin ötürülmə nisbətidir.

Sürət məhdudiyyətinə əlavə olaraq, kranın konstruktiv xüsusiyyətləri ilə bağlı hərəkət mexanizminə əlavə məhdudiyyətlər qoyula bilər, məsələn, partlayış və yanğın təhlükəsizliyi, zəlzələyə davamlılıq və s. Hərəkət mexanizmi intiqalının maksimum ümumi ölçülərinə də məhdudiyyətlər qoyula bilər.

Hərəkət mexanizminin ayrı-ayrı modullarına qoyulan məhdudiyyətləri nəzərdən keçirək.

### 3.4.1. Elektrik mühərriki və idarəetmə sistemi modulu

Elektrik mühərriklərinin və idarəetmə sistemlərinin əsas növləri yükqaldırıcı mexanizmlə bağlı əvvəlki bölmələrdə daha ətraflı müzakirə edilmişdir; kranların və

yük arabacıqlarının hərəkət mexanizmlərində eyni növ mühərriklər və idarəetmə sistemləri istifadə olunur.

Elektrik mühərrikləri və idarəetmə sistemlərinin əsas xüsusiyyətləri ümumi mühərrik gücü  $\Sigma P_{dv}$ , bir mühərrikin gücü  $P_{dv}$ , fırlanma sürəti  $n_{dv}$ , valın diametri  $d_{dv}$ , mühərrik rotorunun ətalət momenti  $J_p$ , işə düşmə və orta işə düşmə momentlərinin nisbi əmsalı  $\Psi_p$  və  $\Psi_{srp}$ , sürətin nizamlama diapazonu  $D$ , mühərrikin və idarəetmə sisteminin faydalı iş əmsalı  $\eta_{dv}$ , həmçinin mühərrik və idarəetmə sisteminin çəkisi və alış dəyəri, onun ümumi qabarit ölçüləri.

Bu modulun bir sıra məhdudiyyətləri var.

- Güc məhdudiyyəti.

M1 - M6 rejimlərində işləyən kranların hərəkət mexanizmləri üçün, həmçinin M4 - M6 işləmə rejimi qrupuna aid olan partlayışa davamlı kranlar üçün aşağıdakı bərabərsizliklər təmin edilməlidir:

$$P \geq P_p = \frac{0,66(m_{per} + m_{QZU} + Q) \cdot v \cdot a_r}{1000 \cdot z_{dv} \cdot \eta_{mex}} + \frac{P_{st}}{1,75} \quad (3.4)$$

$$P \geq P_p = \frac{0,09(m_{per} + m_{QZU} + Q) \cdot v}{1000 \cdot z_{dv} \cdot \eta_{mex}} + \frac{P_{stmax}}{1,75} \quad (3.5)$$

burada  $P$  - dəyişən cərəyanlı mühərrikin gücü PIB 40% -də, sabit cərəyanlı mühərrikin gücü PIB 25% -də,  $P_p$  - mühərrikin hesabi gücü,  $m_{per}$  - mexanizmlə hərəkət yerdəyişmə etdirilən kütlə (kq), kranın hərəkət mexanizmi üçün kranın çəkisi, arabacığın hərəkət mexanizmi üçün – arabacığın çəkisi,  $a_r$  – işə salındıqda hərəkət mexanizminin hesabi təcili,  $\eta_{mex}$  – mexanizmin mexaniki hissəsinin faydalı iş əmsalı,  $P_{st}$  - küləyin maksimal təsir qüvvəsinin 70%-li təsiri altında qərarlaşmış hərəkət zamanı mexanizmin gücü,  $P_{stmax}$  - küləyin maksimal təsir qüvvəsinin altında qərarlaşmış hərəkət zamanı mexanizmin gücü.

Mühərrik hesabi gücün ən böyük qiymətinə əsasən seçilir. Arabacığının hərəkət mexanizmi üçün yükün  $Q$  çəkisi nominal qiymətinin 70% -nə bərabər qəbul edilir:

$$P_{sm} = \frac{g(m_{per} + m_{QZU} + Q) \cdot v}{1000 \cdot z_{dv} \cdot \eta_{mex}} \left[ \frac{2\mu + f \cdot d_{\zeta}}{D_k} \cdot k_{dop} + \alpha \right] + \frac{W_v \cdot v}{1000 \cdot \eta_{mex}}$$

burada  $\mu$  təkərin rels üzərində sürtünmə əmsalı,  $f$  - təkərin sapfasında sürtünmə əmsalı,  $d_{\zeta}$  təkər sapfasının diametri,  $D_k$  kranın hərəkət mexanizminin təkərinin diametri,  $k_{dop}$  - relsin başlığı ilə təkər rebordası arasındakı və trolley naqıl aparanda (əgər varsa) sürtünməni nəzərə alan əlavə müqavimət əmsalı,  $\alpha$  - rels yolunun əyilmə bucağı,  $W_v$  - ГОСТ 1451-77 [337] -a uyğun olaraq təyin olunan kran və ya arabacığa küləyin ümumi təzyiqidir.

M1 - M3 rejimlərində işləyən kranlarının hərəkət mexanizmləri üçün məhdudiyyət aşağıdakı Şək.dədir:

$$P \geq P_p = \frac{1,1\varphi(m_{per} + m_{QZU} + Q) \cdot v^2 \cdot a_r}{1000 \cdot z_{dv} \cdot \eta_{mex}} + \frac{P_{st}}{1,75} \quad (3.6)$$

burada  $P$  - mühərrikin gücü ПБ 25% -də,  $\varphi$  - təkərin relsə ilişməsi əmsalıdır (açıq havada işləyən kranlar üçün  $\varphi = 0,2$ ).

- İşə salma anında təkərlə relsin ilişməsindəki məhdudiyyət.

Sabit və dəyişən cərəyanlı faza rotorlu mühərrikli M1-M2 rejimlərində işləyən kranların hərəkət mexanizmləri ilişməyə yoxlanılması tələb olunmur, digər hallarda iki şərtə yoxlanılır. Onlardan birincisi  $a_r$  hesabi təcilində təkərin boş fırlanmaması şərtidir və aşağıdakı kimi ifadə edilir:

$$\frac{z_{pr}}{z_k} \cdot \frac{\varphi \cdot g}{K_{zs}} \left[ \frac{m_{per} + m_{QZU}}{m_{per} + m_{QZU} + Q} \right] > \frac{T_{pmin}}{T_{nom}} \cdot \frac{P}{P_p} \left[ 0,66 \cdot a_r + \frac{0,9}{1,75 \cdot K_X} \right] \pm \frac{0,72}{K_X} \quad (3.7)$$

burada  $K_{zs}$  - ilişmə ehtiyatı əmsalıdır, adi kranlar üçün  $K_{zs} = 1,05$ , partlayışa davamlı kranlar üçün  $K_{zs} = 1,5$ ,  $T_{pmin}$  - işə salınma zamanı mühərrik tərəfindən hasil edilən ən kiçik fırlanma momenti,  $T_{nom}$  - mühərrikin nominal momenti,  $K_X = 4$  açıq havada işləyən kranlar üçündür.

İkinci şərt, müəyyən bir xüsusiyyətə görə mühərrik sürətlənməsi zamanı faktiki təcili nəzərə alaraq təkərdə boş fırlanmanın olmamasını yoxlayır:

$$\frac{v}{a_{dop}} = t_p < \frac{(1,2J_{dv} + J_b) \cdot z_{dv} \cdot n_r^2 + 91v^2(m_{per} + m_{QZU})}{9,55z_{dv} \cdot n_r (T_p' \pm T_{st} \cdot \frac{W_{rb}}{W_n})} \quad (3.8)$$

burada  $a_{dop}$  mexanizmin icazə verilən sürətləndirilməsi,  $t_p$  - faktiki sürətlənmə vaxtı,  $J_{dv}$  - mühərrikin rotorunun ətalət momenti,  $J_b$  – fırlanan detalların gətirilmiş ətalət momenti,  $n_r$  - mühərrikin hesabi gücü fırlanma tezliyi,  $T'_p$  – seçilmiş xarakteristikalarda sürətləndirilməsi zamanı mühərrikin işə düşmə momenti,  $T_{st}$  – mexanizmin statik müqavimətinin momenti,  $W_{rb}$  – mexanizmin yük olmadan hərəkətinə müqavimət,  $W_n$  – qərarlaşmış hərəkətdə sürtünmə və əyilmədən mexanizminin hərəkətinə müqavimət qüvvəsidir.

Sürətlənmə zamanı göstərilən şərtə uyğun olaraq xarakteristika seçmək mümkün deyilsə, daha ağır çəkili muftalardan və ya tormoz qasnaqlarından istifadə etməklə  $J_b$  süni Şək.də artırıla bilər.

- Mühərrikin istiliyi ilə bağlı məhdudiyət.

M4 - M8 rejimlərində işləyən kranların faza rotorlu sabit cərəyan və dəyişən cərəyan mühərrikləri üçün istilik yoxlanması mexanizminin aşağıdakı asılılıq üzrə aparılır:

$$P \geq \frac{K_r \cdot K_i \cdot K_z \cdot \eta_{ekb} \cdot K_n \sqrt{\frac{\varepsilon_r}{\varepsilon_0}} \cdot P_{st}}{K_o \cdot (1,25\eta_{ek} - 0,2\eta_{ekb})} \quad (3.9)$$

burada  $K_i$  - yükötürmə qabiliyyətindən istifadə əmsalı,  $K_z$  - iş şəraitindən və mümkün həddindən artıq yüklənmədən asılı olaraq təhlükəsizlik əmsalı,  $K_r$  – sürətin tənzimlənməsi üçün təhlükəsizlik əmsalı,  $\eta_{ekb}$  – elektrik intiqalının ekvivalent faydalı iş əmsalı,  $\varepsilon_r$  – mexanizmin işə salınmasının nisbi müddəti,  $\varepsilon_0$  – mexanizmin işə salınmasının nominal nisbi müddəti (kran mühərrikləri üçün  $\varepsilon_0 = 40\%$ ),  $K_o$  - - soyutma şəraitinin əmsalıdır.

M5 - M8 rejimlərində işləyən kranların Qısa qapalı rotorlu dəyişən cərəyan mühərriklər üçün istilik yoxlaması sürətləndirmələrin və tormozların buraxılabilən sayına görə aparılır:

$$N \leq N_{dop} = \frac{0,4 \cdot m_{per} \cdot 1000 \cdot z_{pr} \cdot n_0 (T_n \cdot S_n \cdot \varepsilon_0 - T_{stekv} \cdot S_{stekv} \cdot \varepsilon_r)}{(m_{per} + m_{QZU} + \frac{Q}{2}) \cdot v^2 \cdot (K_d + 2,2\eta_{xəz})} \quad (3.10)$$

burada-  $N$  – kranın bütün istismar müddəti ərzində mexanizm mühərrikinin işə düşmə və dayanmalarının ehtimal edilən sayı,  $n_0$  – mühərrikin ən yüksək fırlanma tezliyi,  $dəq^{-1}$ ,  $T_n$  – mühərrikin valındakı nominal fırlanma momenti,  $S_n$  - mühərrikin nominal gücündə sürüşməsidir,  $T_{stekv}$  – bir tsiklda mexanizmin ekvivalent statik yüklənmə momenti,  $S_{stekv}$  – mühərrikin  $T_{stekv}$  momentikdə sürüşməsi,  $K_d$  – xarici ətalət momenti olmadan işə salınma zamanı itki əmsəlidir.

Mühərrikin əks əlaqə rejimində işləməsi olmadıqda, məxrəcdə 2.2 əmsalı 0-a dəyişir. Yüksək məsuliyyət sinifinə aid kranları üçün bütün xidmət müddəti ərzində  $N$  işə salma və tormozlomalarının sayını əksər hallarda kifayət qədər yüksək dəqiqliklə müəyyən edilə bilər, əks halda ümumi təyinatlı kranlar üçün ədəbiyyatlarda verilmiş ortalama göstəricilərindən istifadə etmək lazımdır ki, bu da həll keyfiyyətini əhəmiyyətli dərəcədə azaldacaq.

Dəyişən sayda qütb cütü olan bir mühərriklər üçün də bu şərt oxşardır:

$$N \leq N_{dop} = \frac{0,5 \cdot m_{per} \cdot 1000 \cdot z_{pr} \cdot n_0 \cdot (T_n \cdot S_n \cdot \varepsilon_0 - T_{stekv} \cdot S_{stekv} \cdot \varepsilon_r)}{(m_{per} + m_{QZU} + \frac{Q}{2}) \cdot v^2 \cdot \left[ \left( \frac{n_m}{n_0} \right)^2 - 2 \left( \frac{n_0 - n_m}{n_0} \right)^2 \right]} \quad (3.11)$$

- İşə salma momenti məhdudiyəti.

Bu məhdudiyətə yalnız qısa qapalı rotoru olan dəyişən cərəyan mühərriklərində yoxlanılır:

$$T_p \geq 1,75 \cdot T_{st} \quad (3.12)$$

- Sürət tənzimlənməsi məhdudiyəti.

Seçilmiş elektrik intiqalının sürət tənzimləmə diapazonu texniki şərtlərdə göstərilən  $[D]$ -dən az olmamalıdır:

$$D \geq [D]. \quad (3.13)$$

Həmçinin tətbiq olunan sürətə nəzarət metodundan istifadə etməklə əldə edilən sürətlərin miqdarı texniki şərtlərin tələblərinə cavab verməlidir.

Mümkün həll sahəsinin formalaşdırılması elektrik mühərrikləri və idarəetmə qurğularının verilənlər bazası əsasında aparılır, bununla birlikdə mümkün həll sahəsinə elektrik mühərrikinin gücü və sürət tənzimlənməsi ilə bağlı məhdudiyətləri təmin



edən müxtəlif idarəetmə sistemləri olan bütün elektrik intiqalları daxildir. İlişmə, istilik və işə salma momenti ilə bağlı məhdudiyyətlər yalnız bütün hərəkət elementləri seçildikdən sonra yoxlanıla bilər və onların yoxlanılması bütün hərəkət mexanizmi sistemi üçün ümumi pareto-optimal həllərin formalaşdırılmasının son addımında yerinə yetirilir.

### 3.4.2. Təkər qurğularının modulu

Mexanizmi hesablayarkən, intiqal və qeyri-intiqal (ötürücü) təkər bloklarının quruluş sistemi seçilməlidir. Belə olan halda hər ikisinin ümumi sayı nəzərdən keçirilən mexanizmin sxemindən asılı olaraq dəyişir. Ölkəmizdə çatılı kranlarda ən çox K2R seriyalı təkər qurğuları istifadə olunur, xarici istehsalın təkər qurğularından istifadə etmək mümkündür, eləcə də əvvəlcədən layihələndirilməli və müvafiq məlumat bazasına daxil edilməli olan orijinal təkər qurğuları da mümkündür.

Təkər qurğularının əsas parametrlərinə: təkər diametri  $D_k$ , təkərə təsir edən maksimum statik şaquli yük olan  $Q_{stmax}$ , təkər valının birləşdirici diametri  $d_{vk}$ , idarəedici təkər qurğularının kütləsi  $M_{кyn}$ , alış dəyəri (istehsal dəyəri)  $C_{kup}$ , qeyri-intiqal təkər qurğularının çəkisi və dəyəri  $M_{kun}$  və  $C_{kun}$ , təkər qurğularının F.İ.Ə (faydalı iş əmsalı)  $\eta_{ky}$  aid edilir.

- Təkərin möhkəmlik məhdudiyyəti.

İlkin olaraq təkər diametri ekvivalent təkər yükü əsasında müəyyən edilə bilər:

$$Q_{ekv} = K_Q = K_{xk} = Q_{max} \quad (3.14)$$

Burada:  $Q_{max}$  – hərəkət təkərinə təsir edən yük,  $K_Q$  - yük dəyişkənliyi əmsalı;  $K_{xk}$  - həddindən artıq yükləmə əmsalıdır.

Kran hərəkət mexanizmi üçün maksimum təkər yükü aşağıdakı düsturla təyin edilir:

$$Q_{max} = \frac{Q_{opmax}}{n_k} \quad (3.15)$$

Burada:  $Q_{opmax}$  - kran və ya araba oxuna düşən maksimum yük,  $n_k$  – kran oxunda olan təkərlərin sayıdır.

Düsturda qeyd edilən  $Q_{opmax}$  - kranın hərəkət mexanizmi üçün yük arabasının hərəkət mexanizmi üçün nominal yüklə arabanın yerləşməsinin ən əlverişsiz variantında kranın tarazlıq tənliyindən müəyyən edilir.

$$Q_{opmax} = \frac{G_{qr} + G_{tel}}{4} * \alpha_1 \quad (3.16)$$

Burada:  $G_{qr}$  - yükün çəkisi;  $G_{tel}$  - yük arabasının çəkisi;  $\alpha_1$  - 1,1 – 1,2 ə uyğun qəbul edilən qeyri-bərabərlik əmsalidir.

Sonradan, qabarıq relsi ilə təmasda olduqda, işlək təkər təmas gərginliyinə görə yoxlanılmalıdır. Bunun üçün aşağıdakı düsturdan istifadə olunur.

$$\sigma = K * Kf^3 \sqrt{\frac{K_d * Q_{max} * E^2}{D_k^2}} \quad (3.17)$$

Burada:  $K$  - təkərin və rels başlığının ölçülərinin nisbətini nəzərə alan əmsalı;  $Kf$  - toxunan yükünün təsirini nəzərə alan əmsalı;  $K_d$  - dinamikliy əmsalı;  $E$  - materialın sərtlik moduludur.

Təkər və relslərin müxtəlif materildən hazırladığı zaman növbəti düsturu əldə edirik:

$$E = \frac{2E_1 * E_2}{E_1 + E_2} \quad (3.18)$$

Burada:  $E_1$ ,  $E_2$  - müvafiq olaraq təkər və rels materiallarının elastik modullarıdır.

Hamar rels ilə təkər təmas etdikdə:

$$x_\sigma = 0,236 * Kf^3 \sqrt{\frac{K_d * K_N * Q_{max} * E^2}{B * D_K}} \quad (3.19)$$

düsturunu əldə edirik.

Burada:  $B$  - relsin başlıq eni;  $K_N$  - relsin eni üzrə yükün qeyri-bərabər paylanması əmsalidir.

İcazə verilən təmas gərginlikləri aşağıda qeyd edilən düsturla müəyyən edilir:

$$[\sigma_N] = [\sigma_0] * \sqrt[9]{\frac{10^4}{N}} \quad (3.20)$$

Burada:  $K$  - təkərin və rels başlığının ölçülərinin nisbətini nəzərə alan əmsalı;  $Kf$  - toxunan yükünün təsirini nəzərə alan əmsalı;  $K_d$  - dinamikliy əmsalı;  $E$  - materialın sərtlik moduludur.

Möhürlənmiş və ştamplanmış təkərlər üçün aşağıdakı düstur təyin edilir:

$$[\sigma_0] = 3,92 * HB * e^{\frac{HB}{800}} \quad (3.21)$$

Burada: HB - təkər materialının Brinell üsuluna uyğun sərtliyidir.

Tökmə üsulu ilə hazırlanmış təkərlər üçün yuxarıdakı əlaqədən alınan dəyər 4% azaldılmalıdır; vərdənələnmiş üçün təkərlər üçün isə - 3% artırılmalıdır.

$$N = N_C * \Theta \quad (3.22)$$

Burada:  $N_C$  - bütün xidmət müddəti ərzində təkər dövrlərinin ümumi sayı,  $\Theta$  - [299]-a uyğun olaraq iş rejimi qrupundan asılı olaraq təyin olunan azaldılmış sürət əmsalidir. Birbaşa təkərin özü ilə yanaşı, intiqal təkər quraşdırmasının mili və intiqalsız təkər quraşdırmasının oxunun möhkəmliyi, eləcə də podşipniklərin dayanıqlılığı yoxlanılmalıdır. Bu zaman möhkəmlik şərtləri, 3.4-cü bölmədə göstərilən barabanın mili (oxu) və podşipniklər üçün olan şərtlərə oxşardır.

Bu halda, təkər valının yük altında dayanıqlığı yoxlanılır.

$$Q_{EKV} = K_Q * K_{xk} * K_i * Q_{max} \quad (3.23)$$

$$K_i = \sqrt[m]{N_C / N_G * a} \quad (3.24)$$

burada:  $N_G$  QOST 25504-82-a uyğun olaraq təhlükəli bölmənin aşılmağa qarşı müqavimət parametrləridir və zərərin xətti cəmlənməsi təyin edən əmsaldır.

-Təkərin rels üzərində tənziplənməsinin məhdudlaşdırılması.

Dəmir yolu başlığı və təkər rebordası arasındakı ümumi boşluq aşağıdakı şərtlərə cavab verməlidir:

$$\Delta = S_k - B_{max} \geq 30mm \quad (3.25)$$

Burada:  $S_k$  – yürüş təkərlərin çarxının eni,  $B_{max}$  - rels başlığının enidir.

Bu şərt, mövcud rels yoluna uyğun olaraq layihələndirilən kranın hərəkət mexanizmləri üçün ən böyük çətinlikləri yaradır, bu zaman təkərin minimal diametri məhdudlaşdırılır və çox sayda təkərlə olan konfigurasiyalar kənarlaşdırılır. Rels yolu kran və yük arabalarının hərəkət mexanizmləri ilə birlikdə layihələndiriləndə, bu şərt relsin düzgün seçimi ilə yerinə yetirilir: rels  $Q_{\text{эKB}}$  və (4.5) şərtinə uyğun olmalıdır.

[Трбоевич В.М.2004]

İlkin mərhələdə qərar qəbul edən şəxs layihələndirilən kran üçün təkər əyləcləri olmayan təkərlərin istifadəsinin zəruriliyinə dair qərar qəbul etməlidir. Buna uyğun olaraq, mümkün həllər sahəsinə ya yalnız iki əyləc halqalı təkər variantları, ya da əyləcsiz təkər variantları daxil edilməlidir.

Ümumilikdə, bu modul üçün mümkün həll sahəsi, qəbul edilmiş konfigurasiya çərçivəsində hərəkət təkərlərinin sayı ilə ekvivalent yükə görə (ifadə 4.2 ilə) müəyyən edilmiş təkər diametrindən daha böyük diametrli təkərlərin kənarlaşdırılması hesabına tərtib edilə bilər. Bundan əlavə, kran mövcud obyektin kran yolu üçün layihələndirilərkən, (4.5) şərtinə cavab verməyən həllər kənarlaşdırılır. Pareto-optimal həllər sahəsinin formalaşdırılmasının son mərhələsində (4.3) və (4.4) şərtləri yoxlanılmalıdır.

### 3.4.3. Transmissiya modulu

Ümumi halda transmissiya modulu reduktor və sürətli və yavaş milin muftalarını əhatə edir. Bu zaman yerli konstruksiyalarda sürətli milin muftası olaraq adətən elastik muftalar, asta templi milin muftası olaraq isə dişli muftalar istifadə olunur.

Xarici konstruksiyalarda hərəkət mexanizmlərində, adətən, sürətli mufta motor-reduktorların tətbiqi hesabına kənarlaşdırılır, və təkər mili ilə reduktorun yavaş mili arasındakı birləşmə dişli birləşmə ilə həyata keçirilir. Bu halda, reduktorun asta oxu uyğun birləşmə üçün boş şəkildə hazırlanır. Bu modul üçün pareto-optimal həllər dəstini formalaşdırarkən, bütün variantları nəzərdən keçirmək və müqayisə etmək lazımdır.

Transmissiya modulu aşağıdakı parametrlərlə təsvir olunur. Bunlara: reduktorun yönləndirmə nisbəti və reduktorun yavaş və sürətli mili momentləri  $T_{\text{PT}}$  və  $T_{\text{P6}}$ , alış qiyməti  $C_{\text{TP}}$  və  $m_{\text{TP}}$  kütləsi, FİƏ  $\eta_{\text{TP}}$  və s. aid edilir. Modulun ümumi qiyməti və kütləsi, bütün ayrı hissələrinin qiymətinin və kütləsinin cəmi hesablanaraq təyin olunur, ümumi effektivlik isə bütün ayrı hissələrin effektivliklərinin hasilinə bərabərdir.

Transmissiya moduluna tətbiq olunan məhdudiyyətlər:

- Möhkəmlik məhdudiyyəti.

Reduktor üçün aşağıdakı düsturdan istifadə edilir:

$$[T_r] \geq T_{rt} \cdot a_r \quad (3.26)$$

Burada:  $[T_r]$  - sənədə uyğun uyğun olaraq reduktor tərəfindən ötürülən fırlanma anı,  $T_{rt}$  - aşağı sürətli reduktor valında maksimum fırlanma anı,  $a_r$  - uyğun olaraq qəbul edilmiş əmsaldır.

$$T_{rt} = K_{din} * T_p * u_p * \eta_p * \eta_{bm} \quad (3.27)$$

Burada: burada  $T_{rt}$  – düsturdaki təyininə görə işə salma zamanı həyata keçirilən mühərrikin başlanğıc anı,  $\eta_p$  - FİƏ-nin səmərəliliyi və yüksək sürətli muftanın səmərəliliyi,  $K_{din}$  - dinamik həddindən artıq yüklənmə əmsalındır, dişli çarxların cərgəsindəki boşluqlar, kinematik birləşmələrin sərtliyi nəzərə alınmaqla və [5]-ə uyğun olaraq təyin edilir.

Bundan əlavə reduktor motorlar üçün:  $\eta_{6m} = 1$  təyin edilir.

Asta templi mufta üçün:

$$T_{MTmax} \geq T_{rt} \cdot a_r \quad (3.28)$$

Burada:  $T_{MTmax}$  - sənədə əsasən yönləndirici muftanın fırlanma anıdır.

Yüksək templi mufta üçün:

$$T_{mbmax} \geq T_{br} \cdot a_r, \quad (3.29)$$

$$T_{mbmax} \geq T_{br} \cdot a_r, \quad (3.30)$$

$$T_{br} = K_{din} = T_p \quad (3.31)$$

Yığım qaydaları üzrə məhdudiyyətlər:

Birləşdirici muftaları seçərkən, qoşulan millərin ölçülərinin seçilən muftanın icazə verilən maksimum ölçülərini aşmaması vacibdir.

Yüksək templi mufta üçün:

$$d_{Mmax} \geq d_{rb}, d_{db}, \quad (3.32)$$

burada:  $d_{Mmax}$  - dişli mufta istifadə edərək bağlanan valın maksimum diametri,  $d_{rb}$  - yüksək sürətli sürət qutusu valının diametri.

Asta templi mufta üçün:

$$d_{Mmax} \geq d_{rt}, d_{vk} \quad (3.33)$$

burada:  $d_{rt}$  - aşağı sürətli sürət qutusu valının diametri,  $d_{BK}$  - işləyən təkər valının diametridir.

Bəzi hallarda, sürətli muftanın yarımufталarından biri əyləc şkif ilə əvəz olunur, bu halda əyləci seçərkən aşağıdakı şərt yoxlanılmalıdır:

$$D_{smax} \geq d_{tb}, \quad (3.34)$$

burada:  $d_{imax}$  - əyləc kasnağının quraşdırıla biləcəyi valın maksimum diametridir.

Çoxlu sayda idxal olunan reduktorlar üçün, asta templi milin bir çox müxtəlif növləri mövcuddur. Məsələn, asta templi mil konik və ya silindrik mil, boş mil və ya qoşulma dəlikləri olan val şəklində çıxış mili şəklində ola bilər.

Bu halda, reduktor milinin hərəkət təkərinin oxu ilə birləşməsinin müxtəlif variantları nəzərdən keçirilməlidir. Əvvəlcə, birləşdirici mufta vasitəsilə birləşmələr və təkər milinin reduktorun boş milinin içərisinə şpon birləşdirilməsi, ətraf istiqamətdə val birləşmə ilə fiksasiya edilməsi variantları nəzərdən keçirilməlidir. Bu zaman əlavə çətinliklər yaranır, çünki idxal olunan reduktorların boş mil ölçüləri yerli standart təkər qurğularının ölçüləri ilə demək olar ki, heç vaxt üst-üstə düşmür. Buna görə də, xarici reduktorlar və motor-reduktorlar yalnız orijinal və ya xarici təkər quraşdırmaları ilə birlikdə istifadə edilə bilər. Təkər və reduktor millərinin dişli mufta vasitəsilə birləşdirilməsi böyük kütlə və ölçüləri səbəbindən daha az cəlbədidir. Bundan əlavə, muftalar da tez-tez xarici reduktorların milləri üçün oturma yerinin uzunluğuna uyğun gəlmir ki, bu da öz növbəsində orijinal dişli muftaların istehsalını tələb edir. (McGraw-Hill, & Fourth Edition, 2010)

Bu xüsusiyyət təkər qurğularının istifadəsi müəyyən bir təkər diametri və sürət qutusu ölçüsü üçün təkər quraşdırılması üçün müxtəlif variantları ilkin hazırlamaq ehtiyacını qoyur. Əlbəttə ki, bu, konstruktorlar üçün əhəmiyyətli əmək xərcləri tələb edəcək, lakin istənilən halda bu iş kifayət qədər çox sayda mexanizm lahiyəsi variantlarını nəzərdən keçirərkən və bundan əlavə, təkərli qurğuların orijinal versiyadan kifayət qədər geniş məlumat bazası yaradıldıqdan sonra yerinə yetirilməlidir. Qeyd edilən versiya, gələcəkdə dəfələrlə istifadə oluna bilər. [Verschoof I.J, 2002]

Təkər oxunun reduktorun yavaş milinə boş mil vasitəsilə birləşdirilməsi üsulu üçün də təkər quraşdırma milinin diametrini, uzunluq və şpon birləşmə parametrlərinə uyğunluğunu yoxlamaq lazımdır.

Transmissiya üçün mümkün həll sahəsi mövcud reduktorlar bazası əsasında formalaşdırılır. Hər bir reduktor (4.6) şərtinin yerinə yetirilməsinə görə yoxlanılır və bu şərtə cavab verməyən reduktorlar növbəti mərhələdə nəzərdən keçirilməkdən kənarlaşdırılır. (McGraw-Hill, & Fourth Edition, 2010)

Birləşdirici muftaların seçimi, ümumi pareto-optimal həllər dəstinin formalaşdırılması mərhələsində birbaşa həyata keçiriləcək. Hər bir reduktor-motor kombinasiyası üçün sürətli oxun muftası üçün ən yaxşı həll variantı, (4.9) şərti və vektor keyfiyyət kriteriyası nəzərə alınmaqla seçilir. Hər bir işlək reduktor və təkər quraşdırma kombinasiyası üçün isə dişli mufta və oturma birləşməsindən əgər belə bir birləşmə mümkün olarsa istifadə edilməsi variantı nəzərdən keçirilməlidir.

#### 3.4.4. Açıq dişli ötürməsinin modulu

Açıq dişli ötürmə modulu mexanizmi hərəkət qurma variantları üçün əsasən nəzarət edilir, hərəkət mexanizminin intiqalı dişlərinin sayı  $z_{\partial e}$  intiqallı disklərin sayından az olduğu variantlarda mütləq olaraq nəzərdən keçirilir. Digər qurğuların variantları üçün açıq ötürmə, mexanizminin sürətini əlavə dəqiqliklə azaldmaq üçün tətbiq edilə bilər. Bu zaman ötürmənin ötürmə faktoru 1-dən (parazit açıq dişli intiqalı üçün) (4.1) şərtini yerinə yetirmək üçün tələb olunan dəyərlərə qədər dəyişə bilər. Bu halda, açıq dişli qurğunun maksimum dişli nisbəti diş ölçüləri ilə məhdudlaşır, maksimum diametri işləyən təkərin diametrindən çox olmamalıdır.

Açıq dişli ötürülməsi növbəti parametrlərlə xarakterizə olunur. Bunlara: yönlədirici nisbət olan  $u_{op}$ ,  $\eta_{op}$  açıq yönləndiricinin FİΘ-si; m modulu;  $z_1$  və  $z_2$  dişli çarxın diş sayları; dişli çarxın,  $d_1$  və  $d_2$  təkərlərinin diametri; dişli çarxın,  $b_1$  və  $b_2$  təkərlərinin yuxarı hissəsi, təkərin və dişli çarxın  $m$  və  $m_2$  kütləsi və digər həhdəsi parametrlər aud edilir. (McGraw-Hill, & Fourth Edition, 2010)

Açıq dişli üçün aşağıdakı məhdudiyyətlər tətbiq olunur:

- Möhkəmliyin məhdudlaşdırılması.

Güc məhdudiyəti forma (3.37) və (3.39) şərtlərindən istifadə edərək təmas və əyilmə gücünün şərtlərinin yoxlanılmasından ibarətdir. Bu halda, açıq dişli ötürücüyə təsir edən fırlanma momenti aşağıda qeyd edilən düsturla müəyyən ediləcək:

$$T_K = K_{din} * T_p * u_r * u_{or} * \eta_r * \eta_{or} * \eta_{bm} \quad (3.35)$$

Ümumiyyətlə, bu vəziyyətin yoxlanılması qaldırıcı mexanizmin açıq ötürülməsi üçün 3.4-cü bölmədə qeyd olunan məlumatla üst-üstə düşür.

- Dişli çarxın yük diskinin millərində yerləşdirilmə şərti.

$$D_{2nar} = D_k + 20\text{mm}, \quad (3.36)$$

Burada:  $D_{2nar}$  - dişli çarxın dişlərin yuxarı hissəsində olan diametridir.

$$D_{2nar} = z_2 (m+2). \quad (3.37)$$

Yükqaldırma mexanizmidə olduğu kimi, açıq ötürmə modulu üçün mümkün həllər sahəsi ilkin mərhələdə formalaşmayacaqdır. Açıq ötürülmənin parametrləri birbaşa ümumi pareto-optimal həllərin formalaşmasında müvafiq mərhələdə müəyyən ediləcəkdir; Şərt (4.1)-ə əsasən, açıq dişli çarxın nisbəti, sonra möhkəmlik şərtinə (3.37), (3.39), təkər və dişlinin dişlərinin modulu və eni, habelə digər parametrlərə görə müəyyən edilir. Şərtlərin (4.12) yoxlanılmasından sonra, müvafiq addım üçün ümumi Pareto-optimal həllər formalaşır.

### 3.4.5. Əyləc modulu

Hər bir ümumi Pareto-optimal həll seçildikdən sonra, əyləc modulu mexanizmin intiqal elementlərinin sonuncusu olaraq müstəqil olaraq dəyərləndirilir. Yükqaldırma mexanizmiə bənzər olaraq, əyləc modulu üçün potensial həllər arasında elektrik motoruna yerləşdirilmiş əyləc sistemi və ayrıca quraşdırılan əyləclər də nəzərdən keçirilə bilər. (McGraw-Hill, & Fourth Edition, 2010)

Əyləc aşağıdakı parametrlərlə təsvir olunur: maksimum əyləc momenti  $T_{tmax}$ , əyləc dəyəri  $C_T$  və əyləc kütləsi  $m_T$ .

Əyləc üçün aşağıdakı məhdudiyətlər tətbiq olunur:

- Əyləc momentinin həddi [B.C.Котельников.2004]:

$$T_{tr} = \frac{6,3 * (m_{per} + m_{TZU} + Q) * \delta^3}{Z_{ab} * n_r * \Delta S} \pm T_{st} \quad (3.38)$$

Burada:  $\delta_0$  - mexanizmin dayandırılmasının tələb olunan dəqiqlikdir, mm,



$\Delta S$  – ilişmə muftasının pozulması həddində minimal sərbəst qaçış dəyəri.

$$\Delta S = \frac{0,07 * v^2 * \eta_{mex} * (m_{per} + m_{TZU} + Q)}{\frac{Z_{pr}}{Z_k} * \varphi * (m_{per} + m_{TZU})} \quad (3.39)$$

Tormozlama zamanı təkərlərin relslə təmas məhdudiyəti:

$$T_{tr} = \frac{94 * (m_{per} + m_{TZU}) * v * \frac{Z_{pr}}{Z_k} * \varphi}{z_{dv} * n_p * \eta_{mex}} \quad (3.40)$$

Tormozlama zamanı sürtünmə cütlüklərinin iş temperaturunun təmin edilməsi məhdudiyəti:

$$\Delta P \leq \Delta P_{dop} \quad (3.41)$$

Burada:  $\Delta P$  - Bir dövr üçün əyləc tərəfindən yayılmış qüvvədir:

$$\Delta P = \frac{1,8 * (m_{per} + m_{TZU} + Q) * v^2 * N_{tr}}{100000 * z_{dv}} \left( \frac{T_{tr}}{T_{tr} + T_{st}} \right) * \left( \frac{n_t}{n_p} \right)^2 \quad (3.42)$$

Burada:  $N_{tr}$  - Bir saatda əyləcin həyata keçirdiyi tormozlama sayı;  $n_t$  - Tormozlama anında mühərrikin fırlanma tezliyidir.

$$\Delta P_{dop} = 360 D_s (10 D + 1) \quad (3.43)$$

- Mövcud intiqala əyləcin quraşdırılma imkanı üzrə məhdudiyət.

Bu şərt ifadə (4.11) yoxlanılmasını nəzərdə tutur, yəni seçilmiş əyləcə uyğun olan əyləc şkivi və ya digər əyləc elementi reduktorun sürətli valına quraşdırılma imkanına malik olmalıdır. Əks halda, növbəti ölçüdə əyləc seçilməlidir.

Optimal hərəkət mexanizminin layihələndirilməsi zamanı əyləc qurğusu modulu intiqal elementlərindən sonuncusu olaraq seçiləcək, çünki əyləc modulu digər modullara əhəmiyyətli təsir göstərmir. Əyləcin seçimi, yuxarıda göstərilən şərtlərə riayət etməklə qəbul edilmiş vektor keyfiyyət meyarı əsasında əvvəlcədən yaradılmış mövcud standart və ya orijinal əyləc konstruksiyaları məlumat bazası əsasında həyata keçiriləcəkdir.

Zərurət və ya məsləhət görüldükdə, qərar qəbul edən şəxs tərəfindən orijinal konstruksiya əyləcindən istifadə edilməsi tələb olunarsa, həmin orijinal tormoz əvvəlcədən layihələndirilməli və məlumat bazasına daxil edilməlidir.

### 3.4.6. Balansir arabacıği metal konstruksiya modulu

Yuxarıda təklif olunan hər bir hərəkət mexanizmi sxemi daxilində bu modul müxtəlif sayda balanslaşdırıcıları (balansir arabacığları) ehtiva edir.

4 təkərli hərəkət mexanizminin işləyən sxemində aşağıda qeyd edilən balanslaşdırıcılar (balansir arabacığlar) yoxdur:

8 təkərli qurğuda 4 kiçik balansir arabacıği mövcuddur.

12 təkərli qurğuda - 4 kiçik və 4 orta balansir arabacıği mövcuddur.

16 təkərli qurğuda - 8 kiçik və 4 orta balansir arabacıği mövcuddur.

20 təkərli qurğuda - 8 kiçik, 4 orta və 4 böyük balansir arabacıği mövcuddur.

24 təkərli qurğuda - 8 kiçik, 8 orta və 4 böyük balansir arabacıği mövcuddur.

28 təkərli qurğuda - 12 kiçik, 8 orta və 4 böyük balansir arabacıği mövcuddur.

32 təkərli qurğuda - 16 kiçik, 8 orta və 4 böyük balansir arabacıği mövcuddur.

Son halda kran hərəkət mexanizmi üçün iki qurğu variantını nəzərdən keçirmək lazımdır. Bunlara: 2 və ya 4 kran relsi aid edilir. Birinci halda, böyük balansir arabacığlar kran yoluna paralel olaraq, ikinci halda isə perpendikulyar olaraq yerləşdirilir.

Sadalanın variantlardan hər biri üçün böyük, orta və lazım olduqda kiçik balanslaşdırıcıların (balansir arabacıği) metal konstruksiyalarının optimal parametrlərini müəyyən etmək lazımdır.

Ümumi halda, 6-cı modul üçün vektor keyfiyyət meyarının ayrı-ayrı komponentləri aşağıdakı kimi müəyyən edilir:

$$M_6 = \sum_{i=1}^N z_{bi} * m_{bi}; \quad (3.44)$$

$$C_6 = \sum_{i=1}^N z_{bi} * C_{bi}; \quad (3.45)$$

$$\eta_6 = 1$$

Burada:  $z_{\bar{b}i}$ ,  $m_{\bar{b}i}$ ,  $C_{\bar{b}i}$  - müvafiq olaraq, i-ci tipli balansirlərin (balansir arabacıği) sayı, i - balansirin indeksidir, n- isə müvafiq qurğu üçün balansir növlərinin ümumi sayıdır.

Balanslaşdırıcıların (balansir arabacığı) düzbucaqlı kəsiyi olduğunu fərz etsək (bu, əksər hallarda doğrudur), balanslaşdırıcının konstruksiyası aşağıdakı parametrlərlə xarakterizə olunur:

$L$  - Balansir arabacığın uzunluğu;

$H$  – Balansir arabacığın en kəsiyinin hündürlüyü;

$B$  - Balansir arabacığın eni;

$\delta_c$  – balansir arabacığı divarının qalınlığı;

$\delta_n$  - balansir arabacığı kəmərinin qalınlığı;

$H_T$  – til yaylarının hündürlüyü;

$B_T$  – til yaylarının eni;

$\delta_T$  - til yaylarının qalınlığı;

$H_{pi}$  –  $i$ -ci tipli sərt tilinin hündürlüyü;

$B_{pi}$  –  $i$ -ci tipli sərt tilinin eni;

$\delta_{pi}$  –  $i$ -ci tipli sərt tilinin qalınlığı;

$z_{pi}$  –  $i$ -ci tipli Balansir arabacığın sərt til sayı;

Sadalanan parametrlərdən bəziləri dəyişən dəyərlərə malik ola bilər, xüsusən də Balansir arabacığın kəsişmə hündürlüyü çox vaxt dəyişən kimi qəbul edilir; Bəzi parametrlər arasında əlaqə var, məsələn, balansir arabacığın parametrləri kəsişmənin parametrlərini aşma bilməz və son təbəqələrin ölçüləri həddindən artıq nöqtələrdə balansir arabacığın kəsişməsinin parametrləri ilə əlaqələndirilir.

Şək. 3.10-da, şaquli açılıma malik qurğularda təchiz olunmuş kiçik balansir arabacığı quruluşunun bir variantı nümunə kimi təqdim edilmişdir. Buksaya malik qurğunun istifadəsi, bir tərəfdən, balansir arabacığı üzrə kəsik hündürlüyünün dəyişdiyi yerdə düz açılımlı oxucuları olan balansirlərə xas olan gərginlik konsentradorunu aradan qaldırmağa imkan verir, digər tərəfdən, təkərin və balansir arabacığın metal konstruksiyasının düzgün birləşdirilməsini bir qədər çətinləşdirir.

Bundan əlavə, qeyd etmək lazımdır ki, yerli sənaye K2R seriyalı standart təkər qurğularını buksa ilə istehsal edir. Buksalar həmişə orijinal quruluşa malik olacaq və hər təkər ölçüsü üçün əvvəlcədən konstruksiya edilərək məlumat bazasına daxil edilməlidir. Göstərilən buksa növləri arasında seçim qərar qəbul etmə şəxs tərəfindən

əvvəlcədən müəyyən edilməlidir, çünki yuxarıda sadalanan xüsusiyyətlər keyfiyyət meyarlarının vektor kriteriyasına daxil edilən kəmiyyət parametrləri ilə qiymətləndirilə bilməz. Qərar qəbuletmə şəxsin dəqiq üstünlükləri olmadıqda, hər iki buksa variantı nəzərə alınmalıdır.

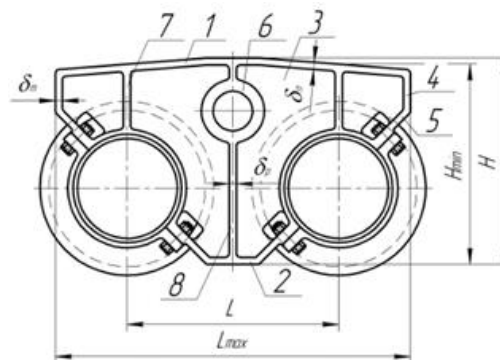
Yüksək məsuliyyət sinfinə aid çatılı tipli kranlar üçün, ağır rejimdə işləyən vəziyyətdə, şaquli kəsikli buksların tətbiqi daha etibarlı olaraq nəzərdə tutulur, və kölgəsiz dönüş rəbləri ilə birlikdə dönüş hərəkət təkərləri daha çox tələb olunan təkərlərin tez dəyişilməsi zərurətini aradan qaldırmaq üçün tətbiq edilə bilər. Yaxşı və ya orta intensivlikdə işləyən kranlar üçün müəllifin fikrincə, hər iki buks variantının tətbiqi qəbul edilə bilər.

Kiçik balansir arabacığı (Şək. 3.10) ən ümumi halda yuxarıda göstərilən 1-kəmərdən, aşağı kəmərdən- 2, iki divardan - 3, iki uç lövhədən - 4, dörd lövhədən -5, bərkidici halqadan 6-, bərkidici tillərdən 7 və 8 ibarətdir. (McGraw-Hill, & Fourth Edition, 2010)

Bu halda, kiçik balansir arabacığın parametrləri əsasən işləyən təkərin ox qutusunun ölçüləri ilə müəyyən edilir. Xüsusilə, balansir arabacığın eni ox qutusu arasındakı məsafə ilə müəyyən edilir, Balansir arabacığın uzunluğu minimal olaraq qəbul edilir, çünki Balansir arabacığın minimum çəkisi və dəyərindən asılı olmayaraq balansir arabacığın minimum uzunluğu ilə əldə edilir; kiçik balansir arabacığın üçün digər parametrlərin qiymətləri qəbul edilə bilər (Şək. 3.10):

$$L_M = D_{\text{knar}} + 100 \text{ mm}, \quad (3.46)$$

Burada:  $D_{\text{knar}}$  - reborda boyunca işləyən təkərin diametri.

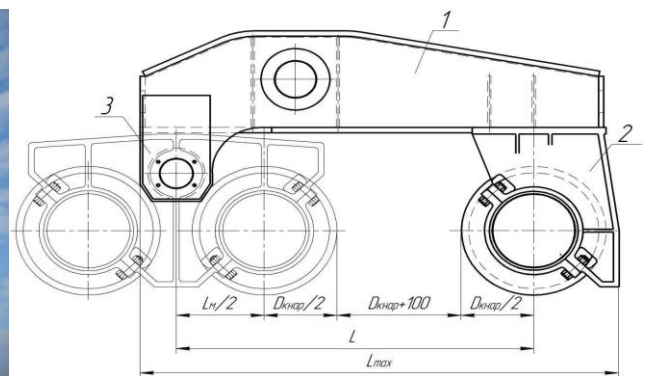
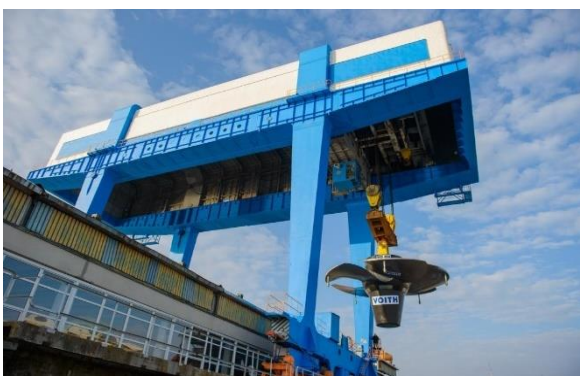


**Şək. 3.10 – Çəp kəsimi olan buksalı kiçik balansir arabacığın quruluşu.**

(McGraw-Hill, & Fourth Edition, 2010)

İşlək təkərin eyni diametri ilə, buksanın ox qutularının bağlandığı yerdəki balansir arabacığı elementlərin parametrləri eyni olacaq, çünki əyilmə anının kiçikliyinə görə gücün əsas şərti bu vəziyyət ilə yerli sabitliyi təmin etmək olacaq. Beləliklə, balansir arabacığın optimal quruluş problemi pərsngin mərkəzi hissəsinin parametrlərini, ilk növbədə  $H$  bölməsinin hündürlüyünü,  $\delta_c$  kənarlarınınqalınlığını,  $\delta_n$  hissələrini müəyyən etməyə gəlir. Məkanlı sabitliyin şəraiti əsas mərkəzi birləşmə yerində hərəkət edən qapalı cərcivənin ölçülərini müəyyənləşdirmək vacibdir. Bu zaman, til hissənin qalınlığının bəzi qiymətlərinin olmaması şərtidir ki, bu qiymətlər bükülmə məkanlı sabitliyi şəraitindən həmin yerlərdən müəyyən edilir və hərəkət qoşağının bükülməz hissəsinin minimal hündürlüyü  $H_{\min}$  qiymətləri ilə uyğunlaşmağı vacibdir. Balansir arabacığın uzunluğu az olduğundan və ortadakı birləşmə yerində bükülmə momenti yüksək qiymətlərə çatmayacağından, mərkəzi hissədəki Balansir arabacığın parametrlərinin də yerli sabitlik şəraitindən müəyyən edilməsi ehtimalı çox yüksəkdir. Bu halda, kiçik balansir arabacığın metal konstruksiyasının optimal lahiyəsi, bükülmə məkanlı sabitlik şəraiti altında balansir arabacığın yerli sərtiliyin təxmin edilmiş hündürlüyü/dairəsinin ölçülərinə görə müəyyən ediləcək. Ancaq, rəflərin və divarlarının en böyük dəyəri götürmək və kisiyin hündürlüyünü  $H_{\min}$  ilə eyni götürmək lazımdır, balansir arabacığın  $B$  eni buksanın ölçüsü ilə əvvəlcədən müəyyən edilmişdir. (McGraw-Hill, & Fourth Edition, 2010)

Orta balansir arabacığı üçün, iki tərəfi mərkəzi balansir arabacığa və ya qoşa balansir arabacığı dayanan iki tərəfli çarx, digər tərəfi isə yalnız bir ox üzrə işləyən bir qoşa çarx bir qədər daha kompleks olaraq qəbul edilə bilər. (Şək. 3.11)



**Şək. 3.11. Saratov su elektrik stansiyasında K2x180/50+10 kranın orta balansir arabacığı.** (McGraw-Hill, & Fourth Edition, 2010)

Beləliklə, balansir arabacığı müəyyən bir əsas hissələyici balk, tək təkərli bölünmüş bəndəli qoşa və ya mərkəzi balansirin birləşməsi, və kiçik balansirin qoşulmasına görə üç hissəyə bölünə bilər. Element 2-nin ölçüsü, kiçik balansirdə olduğu kimi, yerli sabitlik şərti və çark bəndinin ölçüləri tərəfindən təyin olunacaqdır. Bütün balansir konstruksiyasının həll variantları üçün ölçülər daimi olacaqdır.

Bu halda balansir arabacığı şərti olaraq üç hissəyə bölünə bilər: 1 – Balansir arabacığın əsas dayaq tiri, 2 – tək təkərin ox qutusu üçün buksa, 3 – kiçik balansir arabacığı üçün buksa. Element 2-nin ölçüsü, kiçik balansir arabacığıda olduğu kimi, yerli sabitlik şərti və çarx bəndinin ölçüləri tərəfindən təyin olunacaqdır. Bütün balansir arabacığı konstruksiyasının həll variantları üçün ölçülər daimi olacaqdır.

Eynilə, element 3-ün parametrləri də bütün həll variantları üçün eyni olacaq, çünki bu vəziyyətdə bölmənin eni kiçik balansir arabacığın ölçüləri ilə müəyyən edilir, şarnirdəki yük dəyişməzdir, həmçinin sabit qalır.

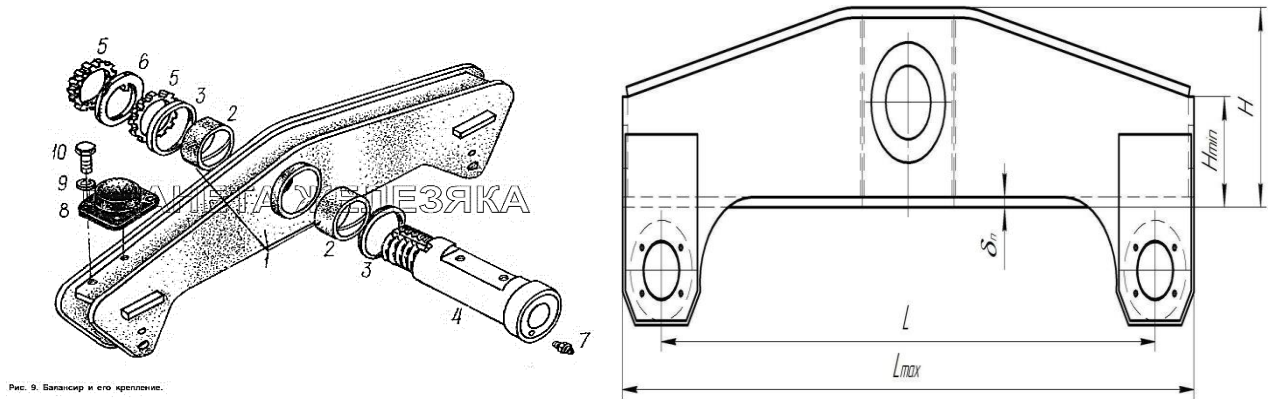
Bu halda kiçik balansir arabacığı ilə təkərlərin dəyişdirilməsi üçün kifayət qədər balansir arabacığıda ayrıca quraşdırılmış təkər arasında boşluğun təmin edilməsi zərurəti nəzərə alınmaqla müəyyən edilmiş balanslaşdırıcının minimum uzunluğu aşağıdakı düsturla təyin edilir (Şək. 3.11):

$$L_c = L_M/2 + 2 \cdot D_{\text{knar}} + 100 \text{ mm} + D_K = 2,5 \cdot D_{\text{knar}} + 150 \text{ mm}. \quad (3.47)$$

Beləliklə, kiçik balansir arabacığı gəldikdə, orta balansir arabacığın optimal en kəsik parametrlərinin təyini balansir arabacığın orta hissəsi üçün aparılmalıdır. Burada biz kəsik hündürlüyü  $H$ , divar qalınlığı  $\delta_c$  və şarnir qalınlığı  $\delta_p$ -nin optimal qiymətlərini təyin edən bir metal konstruksiyanın parametrik optimallaşdırılmasının klassik məsələsi ilə məşğul oluruq. Mərkəzi hissədə, həmçinin divarın yerli dayanıqlığını yoxlamaq və zəruri hallarda əlavə bərkidicilər quraşdırmaq, həmçinin şarnirin çökməsini yoxlamaq və bərkidici halqanın parametrlərini müəyyən etmək lazımdır. Bölmənin hündürlüyü çox vaxt dəyişkən olur, balansir arabacığı ən böyük əyilmə anının təsir nöqtəsi kimi şarnir sahəsindəki maksimum hündürlüyünə malikdir.

Eynilə, 8, 16 və 32 təkərli qurğular üçün belə olan iki kiçik balansir arabacığı söykənən orta balansir arabacığı üçün, eləcə də böyük balansir arabacığı üçün (Şək. 3.12), metal konstruksiya üçün optimal həllin seçilməsi vəzifəsi balanslaşdırıcının işi

mərkəzi hissədəki balansir arabacığında kəsik parametrlərinin müəyyən edilməsinə gəlir.



**Şək. 3.12. Böyük balansir arabacığının konstruksiyası**

Belə olan halda orta balansir arabacığın uzunluğu aşağıdakı düsturla təyin edilir:

$$L_c = L_M + 2 \cdot D_{\text{knar}} + 100 \text{ mm} = 3 \cdot D_{\text{knar}} + 200 \text{ mm}.$$

Analoji olaraq böyük balansir arabacığı üçün minimum uzunluq oxşar şəkildə müəyyən edilə bilər, məsələn, 2 kran relslərində quraşdırılan 32-lik işləyən təkərli sxem üçün böyük balanslaşdırıcının minimum uzunluğu aşağıdakı kimi olacaqdır:

$$L_G = 6 * D_{\text{knar}} + 400 \text{ mm}. \quad (3.48)$$

Beləliklə, yuxarıda göstərilən nəqliyyat mühərrikinin iş prinsipi təyini üçün minimal balansir uzunluqları  $L$  və  $B$  eni qiymətləri müəyyənləşdirilə bilər: kiçik balansir arabacığı üçün, təkərlərin buksa eninə əsasən, orta və böyük balansir arabacığı üçün, nəzərə alınan kiçik və orta Balansir arabacığın eni və balansir arabacığılər arasında tələb olunan boşluğun eni (50 mm qəbul edilə bilər).

Balansir arabacığın kütləsini və buna görə də dəyərini azaltmaq üçün onların hər birini dəyişən müqavimət şəklində təsəvvür edəcəyik, sonra balansir arabacığılərin hər biri üçün iki təhlükəli hissəni nəzərdən keçirmək lazımdır. Bunlara: yükün təkər aqreqatının və ya daha kiçik balansir arabacığı tərəfdən, ikincisi isə balansir arabacığın mərkəz bölməsində daha böyük balansir arabacığıə kranın metal konstruksiyasına qoşulma yeri aid edilir.

Balansir arabacığın optimal həlli üçün yalnız balansir arabacığın metal kütləsini  $M$  kimi optimal kriteriya olaraq istifadə etməklə sadələşdirilmiş bir yanaşmadan

istifadə etmək mümkündür, çünki balansir arabacığın istehsal qiymətini onun kütləsinə nisbətən hesablamaq daha doğru üsuldür.

Bununla birlikdə, bütün mexanizmanın ümumi həlli üçün ən yaxşı metal mərkəzli həllərin qarşılaşdırılması üçün balansir arabacığı modulunun ən yaxşı mərkəzli həllərinin istehsal dəyəri də qiymətləndirilməlidir.

Hərəkət mexanizminin digər modulları üçün əldə edilmiş hər bir ümumi həll üçün balansir arabacığın optimal parametrləri müəyyən edilməlidir.



## NƏTİCƏ VƏ TƏKLİFLƏR

1. Zədələnmələrin xarakterinin statistik analizi göstərir ki, kranlarda qəzaların səbəbləri metalın keyfiyyətinin aşağı olması, hazırlanma və təmir defektləri, konstruktiv çatışmazlıqlardır.
2. Aparılmış tədqiqatlar əsasında «yük-möhkəmlik» modeli əsasında çatılı kranlarda riskin zərəri analiz edilmişdir.
3. Yükgötürmə qabiliyyətinin və müqavimətinin normal paylanma qanununa uyğun şəkildə paylanması fərziyyəsinə əsaslanaraq təhlükəli hadisələrdən potensial zərərin miqdarını nəzərə almaqla onun ayrı-ayrı elementləri üçün möhkəmliyə ehtiyat əmsallarını təyin etmək üçün ifadələr təqdim edilmişdir.
4. Çatılı kranların yükqaldırma mexanizmlərinin müxtəlif yığım sxemləri təhlil olunaraq, hər birinin müsbət və mənfi cəhətləri müəyyən olunaraq qarşılıqlı müqayisə olunmuşdur.
5. Yükqaldırma mexanizminin yerləşdirilməsinin bütün 18 variantını ardıcıl olaraq nəzərdən keçirilmiş və müqayisəli analizin apararaq ən optimal variant seçilmişdir.
6. KM15 markalı çatılı kranın yükqaldırma mexanizmi üçün aparılmış hesablamalar nəticəsində müəyyən edilmişdir ki, müqayisə olunan variantlardan ən əlverişlisi birinci variantdır. Bu variant mexanizmin çəkisinin 38% və onun maya dəyərini 9,3% azaltmağa və intiqalın səmərəliliyi 11,5% artırmağa imkan verir.
7. Balansir arabacığının optimal həlli üçün yalnız balansir arabacığınının metal kütləsini optimal kriteriya olaraq istifadə etməklə sadələşdirilmiş bir yanaşmadan istifadə edərək onun konstruktiv ölçülərini təyin etmək mümkündür.

## İSTİFADƏ EDİLMİŞ ƏDƏBİYYAT

Australia Standards Association, AS 1418.1-2002 – Cranes, hoists and winches Part 1 –General requirements, Fourth Edition, Sydney, Australia ISBN 0 7337 4372 2, 2002.

V.B.Əhmədov, Ə.M.Nəcəfov. Yükləyən maşınlar. Bakı 2014, Turxan nəşriyyatı, Dərs vəsaiti, 637 s.

Бортяков, Д.Е. Специальные грузоподъемные машины. Лебедки / Д.Е. Бортяков, А.Н. Орлов. – СПб. : Изд-во Политехн. ун-та, 2005. – 64 с.

HSE. Safe Use of Lifting Equipment: Lifting Operations and Lifting Equipment Regulations 1998 - Approved Code of Practice and Guidance (Legal). 62 p. — ISBN 0717616282.

ISO 12100-2010. Общие принципы конструирования. Оценка риска и снижение риска [Текст]. М. Стандартиформ, 2011, 133 с.

Johnsgard Paul A. Cranes of the World, Bloomington, IN: Indiana University Press, 1983. — 274 p. — ISBN: 0-253-11255-9.

Karmveer Singh, Navneet Raj, S.K. Sahu, R.K. Behera, Sobhan Sarkar & J. Maiti (2017) Modelling safety of gantry crane operations using Petri nets, International Journal of Injury Control and Safety Promotion, 24:1, 32-43, DOI: 10.1080/17457300.2015.1056809.

Kobzev A.P., Ponomarev V.P. Козловые краны и мостовые перегружатели. Краны кабельного типа, Специальные грузоподъемные машины: Учеб. пособие: В 8 кн. Кн. 4: Козловые краны и мостовые перегружатели. Краны кабельного типа / А. П. Кобзев, В. П. Пономарев; Под ред. К. Д. Никитина. Красноярск: КГТУ, 2005. 140 с.

Kobzev R.A., Kobzev A.P. Козловые краны и мостовые перегружатели [Текст] / Р.А.Кобзев, А.П.Кобзев. Саратов: СГТУ, 2005. 96 с.

Kobzev R.A., Kobzev A.P. Специальные краны [Текст] / Р.А.Кобзев, А.П.Кобзев. Саратов: СГТУ, 2005. 472 с.

Методики оценки рисков чрезвычайных ситуаций и нормативы при емлемого риска чрезвычайных ситуаций. Руководство по оценке рисков чрез вычайных ситуаций техногенного характера, в т.ч. при эксплуатации критиче ски важных

объектов Российской Федерации [Текст]: утв. Первым заместителем МЧС России 9.01.2008 г. № 1-4-60-9. М.: МЧС России, 2008.

Nosko A. Untersuchungen der Bremsvorrichtungen von Kranen. Der Kran und sein Umfeld in Industrie und Logistik. 19 Internationale Kranfachtagung, Magdeburg, 2011, pp. 45–55.

O'Connor, W. J. (January 29, 2004). "A Gantry Crane Problem Solved." ASME. J. Dyn. Sys., Meas., Control. December 2003; 125(4): 569–576. <https://doi.org/10.1115/1.1636198>.

Panasenko, N.N. Безопасность подъемных сооружений [Текст] / Н.Н.Панасенко, В.С.Котельников. М.: ООО «НТЦ КВАН», 2004. 593 с.

Panasenko, N.N. Безопасность подъемных сооружений [Текст] / Н.Н.Панасенко, В.С.Котельников. М.: ООО «НТЦ КВАН», 2004. 593 с.

ПБ 10-382-00. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов. Москва, НЦЭНАС, 2011. 268 с.

Промышленная безопасность при эксплуатации грузоподъемных кранов : сб. документов. Серия 10. Вып. 7 / колл. авт. – 2-е изд., испр. – М. : Научно-технический центр «Промышленная безопасность», 2009. – 288 с.

РД 24.090.102–01. Основные требования безопасности к устройству и эксплуатации ветрозащитных систем мостовых и козловых кранов. Москва, ВНИИНМАШ, 2002. 7 с.

Shapiro L., Shapiro J. Cranes and Derricks. McGraw-Hill, New York, Fourth Edition, 2010, 688 pages, ISBN: 0071625577.

SP11-112-2001. Свод правил по проектированию и строительству. Порядок разработки и состав раздела Инженерно-технические мероприятия ГО. Мероприятия по предупреждению ЧС [Текст]: утв. Приказом МЧС 29.10.2001 - Введ. 2002–01–01. М.: Изд-во стандартов, 2001. 45 с.

Технический регламент таможенного союза. О безопасности инфра структуры железнодорожного транспорта [Текст]: ТР ТС 003/2011: утв. Комис сией Таможенного Союза 15.07.2011: введ. в действие с 01.01.12. - "Российская газета", 2011 г., N 107.

Трбоевич В.М. Критерии риска в странах ЕС [Текст] // Проблемы анализа риска, 2004, №2, с. 106-115.

Verschoof I.J. Cranes - design, practice, and maintenance, Professional Engineering Publishing Limited London and Bury St Edmunds, UK. 2002, 349 p.