



УДК 62-83-52

Д. Б. Ақпанбетов

Қ.И. Сәтбаев атындағы ҚазҰТУ, Алматы қаласы

**КӨПҚОЗҒАЛТҚЫШТЫ АСИНХРОНДЫ ЭЛЕКТР ЖЕТЕГІНІҢ КҮШТІК ЭНЕРГЕТИКАЛЫҚ КАНАЛЫНДА
ЭНЕРГИЯНЫ ҮНЕМДЕУ МҮМКІНДІГІН САРАПТАУ**

Дүниежүзінде өндірілетін энергияның 60%-ы электр жетектерімен тұтынылады, сондықтан электр жетектерінде энергияны үнемдеу мәселелерінің мәні ерекше болып келеді [1]. Өнеркәсіптің дамуы қарқынды болғандықтан, мемлекеттің ішінде өндірілетін, сонымен қатар көршілес мемлекеттерден (Ресей, Қырғызстан) алынатын электр энергиясын тиімді пайдалану Қазақстан үшін өте қажет.

Автоматтандырылған электр жетегі, оның ішінде көпқозғалтқышты электр жетегі (КЭЖ), электрлік энергияның механикалық энергияға басқарылатын түрленуін және керісінше түрленуін жүзеге асыратын, электрлік және механикалық бөліктері өзара әсерде болатын күрделі электрмеханикалық жүйе болып табылады.

КЭЖ-нің жалпы құрылымы 1-суретте келтірілген, мұнда күштік энергетикалық каналды құрайтын энергетикалық бөлігі элементтерінің тізбектей қосылысы, энергияны тарату және түрлендіру процестері көрсетілген.

Құрылымдық сұлбаның құрамы электрлік энергияны механикалық энергияға және керісінше түрлендіру процесіне тікелей қатысатын күштік элементтерден және энергияны түрлендіру процесін басқаруға қажетті ақпаратты түрлендіретін элементтерден тұрады. Ақпараттық бөлігі жалпы түрде келтірілген және барлық күштік элементтермен байланысқан. Бұл байланыстар екі түрлі болады: ақпараттық бөліктен энергетикалық бөлікке – басқарылатын, энергетикалық бөліктен ақпараттық бөлікке – кері байланыс сигналы.

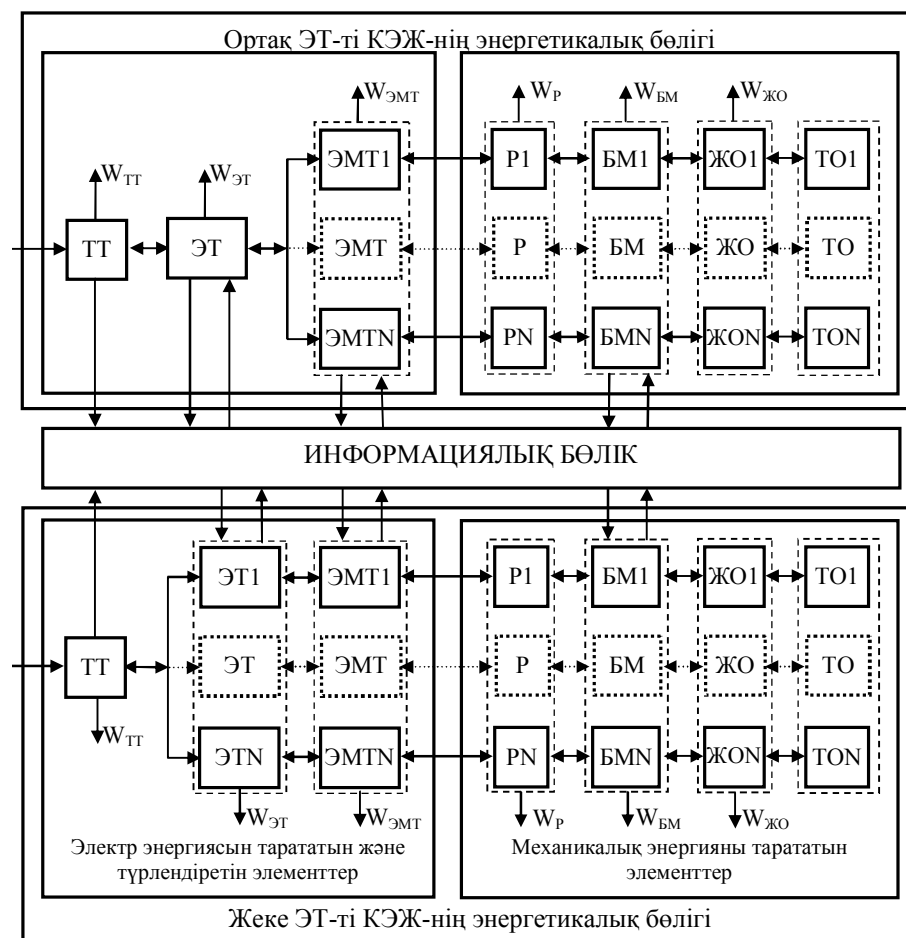
Электр жетегіне электрлік энергияны сәйкес параметрлермен (фаза саны, кернеу симметриясы, жиілігі және т.б.) беретін таратушы торап (ТТ) күштік энергетикалық каналдың бірінші элементі болып табылады. Электрлік түрлендіргіштер (ЭТ) айнымалы электрлік энергияны әрі қарай электрмеханикалық түрлендіргіштермен (ЭМТ) механикалық энергияға түрлендіруге қажетті энергия түрлеріне түрлендіреді. ЭМТ жұмысшы органдар (ЖО), редукторлар (Р), беріліс және орындаушы механизмдер (БМ, ОМ) арқылы технологиялық объектілермен (ТО) қосылған.

Құрылымдық сұлба бойынша күштік каналда энергияның таратылу және түрлену процесі кез келген бағытта әр элементте электрлік энергия шығынына әкеледі. Нәтижесінде энергия шығыны жылу түрінде бөлінеді. Сонымен қатар күштік каналдың барлық элементтері аз немесе көп мөлшерде элементтің түріне байланысты сәйкес энергияны жинақтайды.

Жоғарыда айтылғандарды ескере отырып, КЭЖ-дегі қуаттар балансын жалпы түрде келтіруге болады [2]:

$$P_{u.э} = \sum_i I_i \omega_i \frac{d\omega_i}{dt} + \sum_j m_j v_j \frac{dv_j}{dt} + \sum_k \Delta P_k + M_\omega + F_g,$$

мұндағы $P_{u.э}$ – қорек көзі мен таратушы торап арасындағы энергия ағынының қуаты;
 $\sum_i I_i \omega_i \frac{d\omega_i}{dt}$ және $\sum_j m_j v_j \frac{dv_j}{dt}$ – айналатын және сызықты қозғалатын массалардың
 кинетикалық энергиясының артуымен және азаюымен байланысты қуаттар; $\sum_k \Delta P_k$ –
 күштік тізбектің барлық элементтерінде қуат шығындарының қосындысы; M_ω , F_g –
 айналатын немесе сызықты қозғалыспен байланысты механикалық энергияның қуаттары.



1-сурет – Электрлік энергияның ортақ және жеке электрлік түрлендіргіштерімен КЭЖ-нің күштік каналының құрылымдық сұлбасы

Энергия шығындарын, пайдалы жұмысты, күштік канал элементтерінің қызу процесін және т.б. анықтай отырып электр жетегінің энергетикалық сипаттамаларын сараптау үшін осы құраушылардың әрқайсысының өзінің мәні болады. Теңдеу мүшелері

деңгейлерінің күйі, энергияның бағыттары және қуат таңбалары әртүрлі бола алады, бұл КЭЖ күштік каналының энергетикалық күйінің көптүрлілігін анықтайды.

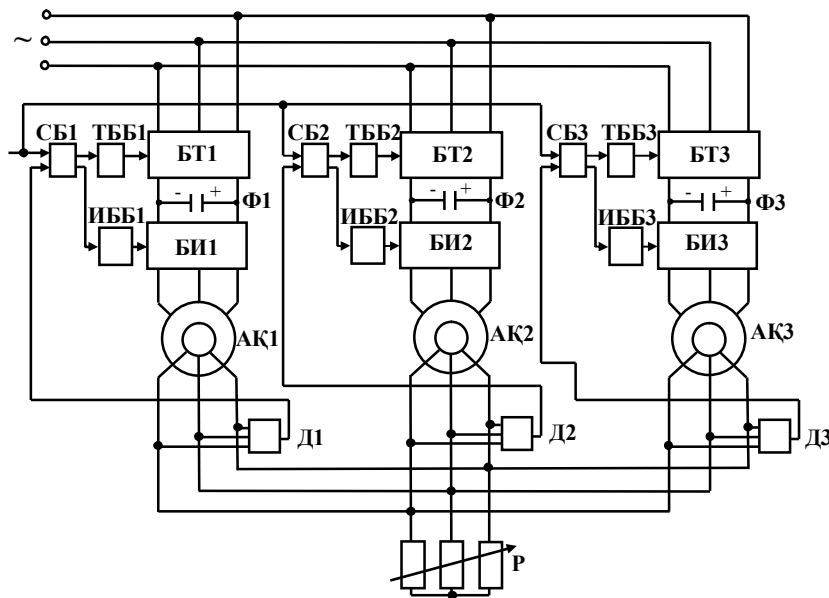
Электр жетегінің күштік каналының әр элементінде энергияны тарату және түрлендіру процесін, сонымен қатар күштік электрониканың даму деңгейін сараптай отырып, КЭЖ-нің энергетикалық тиімділігін жоғарылатудың келесідей негізгі жолдарын анықтауға болады:

- арнайы техникалық құралдарды – энергияны үнемдеу, баяу іске қосылу және тежелу функцияларын орындайтын, торап пен қозғалтқыштың статоры арасына қосылатын электрлік энергияның реттеуіштерін жасау;

- энергияның күштік түрлендіргіштерін (реттеуіштерін) қолдана отырып, реттелмейтін электр жетектерін реттелетін электр жетектеріне ауыстыру.

Электр жетегі арқылы жұмыс істейтін технологиялық процеспен технологиялық кешенде реттелетін электр жетектерін қолдану, біріншіден, энергияны үнемдеуге мүмкіндік береді; екіншіден, пайдалы энергетикалық және басқа эффектілерді алу үшін кейбір аралықта электр жетегінің координаталарын өзгерту қажет болады. Мысалы, ортадан тепкіш насостардың айналу жылдамдығының аз ғана өзгерісі оның берісі мен арынының көпеселі өзгерісіне әкеледі, демек электрлік энергияны үнемдейді; үшіншіден, реттелетін электр жетегін қолдана отырып, белгілі бір параметрі бойынша технологиялық процесті оңтайлы реттеуге қол жеткізуге болады [3].

Автормен іске қосу-тежеу режимдерінде, сол сияқты электр жетегінің координаталарын реттеу режимдерінде энергияны үнемдейтін реттелетін көпқозғалтқышты асинхронды электр жетегі [4] ұсынылады (2-сурет). Көпқозғалтқышты асинхронды электр жетегі асинхронды қозғалтқыштардың жиілік түрлендіргішін құрайтын басқару блоктары бар жеке түзеткіші мен кернеудің автономды инверторларынан тұрады. Асинхронды қозғалтқыштардың синхронды айналуы олардың роторларының байланысы арқылы орындалады.



2-сурет – Жеке жиілік түрлендіргішімен көпқозғалтқышты электр жетегінің күштік бөлігінің құрылымы: ИББ1-3 – инверторды басқару блоктары, ТББ1-3 – түзеткішті басқару блоктары, Ф1-3 – фильтрлер, Р – резисторлар, Д1-3 – роторлық ЭКК датчиктері, СБ1-3 – теңестіргіш моменттерді салыстыру және тапсыру құрылғылары, АҚ1-3 – асинхронды қозғалтқыштар, БТ1-3 – басқарылатын түзеткіштер, БИ1-3 – басқарылатын инверторлар

Келтірілген синхронды айналатын айнымалы тоқты көпқозғалтқышты электр жетегінде тұрақты токаралық буыны бар жиілік түрлендіргішінің қолданылуы «электрлік жұмысшы білік» жүйесінде теңестіргіш моменттерді реттеу диапазонын 1,5-2 есе кеңейтуге мүмкіндік береді, электр жетегінде энергияны үнемдеуге болады.

Әдебиеттер тізімі

1. Белов М.П. Автоматизированный электропривод типовых производственных механизмов и технологических комплексов / М.П. Белов, В.А. Новиков, Л.Н. Рассудов. – М.: АСАДЕМА, 2004. – 575 с.
2. Ильинский Н.Ф. Энергосбережение в электроприводе / Н.Ф. Ильинский, Ю.В. Рожанковский, А.О. Горнов. – М.: Высшая школа, 1989. – 126 с.
3. Лезнов Б.С. Энергосбережение и регулируемый привод в насосных и воздуходувных установках. – М.: Энергоатомиздат, 2006. – 360 с.
4. Тергемес К.Т. Положительное решение о выдаче предварительного патента на изобретение РК № 2007/0013.1 от 04.01.2007 / К.Т. Тергемес, Д.Б. Акпанбетов, Р.М. Капбасов, А.А. Сартов, Ж.М. Нурпейс, С.Б. Сабитова.

07.08.08 қабылданды

УДК 539.43:669

Л.А. Горбачев

ВКГТУ, г. Усть-Каменогорск

КОЛИЧЕСТВЕННАЯ ОЦЕНКА ПРОЦЕССА УСТАЛОСТНОГО РАЗРУШЕНИЯ

Усталостная прочность является важнейшей характеристикой работы различных конструкций механизмов и составляющих их деталей. Согласно статистике в большинстве случаев (свыше 95 %) аварийные поломки и разрушения происходят из-за усталости. Поэтому актуальность этой проблемы за период уже более двух столетий не ослабевает – появление новых материалов требует исследований нового уровня – эта проблема, по сути, является постоянной.

Исследования, посвященные усталости, можно разделить на направления:

- исследование природы и причин усталости;
- изыскание путей и способов увеличения долговечности работы изделий, работающих в условиях циклического нагружения.

Конечной целью исследований прикладного направления является вопрос прогнозирования долговечности проектируемых изделий – важно предвидеть, как долго при различных условиях эксплуатации будет работать создаваемое изделие. Это можно оценить уравнением усталости – связью долговечности работы с величиной напряжения цикла.

Предпринимались многочисленные попытки получения результатов в этом направлении, в частности изложенные в работе [1].

В этой работе в результате сложных экспериментально-теоретических предпосылок получено следующее выражение связи долговечности с величиной действующих напряжений:

$$N_p = \frac{Q}{\sigma} \cdot \ln \left[1 + \frac{1}{\exp\left(\frac{\sigma - \sigma_w}{\sigma_w - \sigma_{wT}}\right) - 1} \right], \quad (1)$$

где N_p – число циклов до разрушения; Q – коэффициент сопротивления металла пластической деформации; σ – напряжение цикла; σ_w – предел усталости; σ_{wT} – циклический предел текучести.

Из анализа формулы (1) следует, что для расчета долговечности (число циклов до разрушения) нужно знать значения коэффициента сопротивления металла пластической деформации, предела усталости и циклического предела текучести. Определение этих параметров требует сложных дополнительных исследований, поэтому для практических целей, особенно для вновь создаваемых материалов, зависимость (1) представляется малоприменимой.

Более удобной и универсальной является функциональная зависимость, предлагаемая в данной работе, полученная с использованием результатов тепловых измерений циклически деформируемого образца.

При количественной оценке процесса усталостного разрушения исходят из предпосылок, что в условиях стационарного режима усталость характеризуется степенным законом накопления повреждений и экспоненциальным уравнением долговечности [2]:

$$N = A \cdot e^{-a \cdot \sigma}, \quad (2)$$

$$D = c \cdot N^b. \quad (3)$$

Справедливость таких предпосылок может быть доказана на примере использования результатов тепловых измерений циклически нагружаемого образца. При этом необходимо установить связь теплового эффекта с величиной действующих напряжений. На рис. 1 показана зависимость $\lg \Delta V = f(\sigma)$. Величины ординат ΔV определяли из температурно-кинетических кривых усталости [3], записанных при различных значениях исходных амплитуд напряжений σ . Из данных рис. 1 можно записать:

$$\Delta V = A \cdot e^{c \cdot \sigma}, \quad (4)$$

где ΔV – разность т. э. д. с. в двух контролируемых точках циклически нагружаемого образца; A и c – параметры.

Аналогичная зависимость имеет место и при статическом нагружении. На рис. 2. показаны кинетические кривые, характеризующие процесс разрушения образца при статическом растяжении. Автоматическая запись температурной кривой (кривая 1 на рис. 2) выполнена по методике, описанной в работе [3].

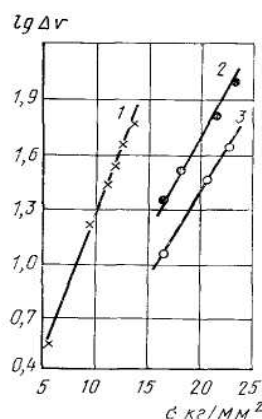


Рисунок 1 – Связь между тепловым эффектом и напряжениями при циклическом нагружении: 1-3 – кривые для меди, стали 08кп и армко-железа, соответственно

На рис. 3 представлена зависимость $\lg \Delta V = f(\sigma)$, построенная по данным рис. 2. Можно записать, что и при статическом нагружении

$$\Delta V = A_1 \cdot e^{c_1 \cdot \sigma}. \quad (5)$$

Зависимость (5) позволяет получить расчетную формулу для определения напряжений:

$$\sigma = \frac{\lg \Delta V - \lg A_1}{c_1 \cdot \lg e}. \quad (6)$$

На кривой действительных напряжений (3 на рис. 2) светлыми кружками отмечены точки, полученные по зависимости (6).

Экспериментальные темные точки этой кривой получали как частное истинного сечения образца от нагрузки в соответствующих стадиях растяжения. Корректировку напряжения при образовании шейки [4] не производили.

Температурно-кинетические кривые усталости исследованных ОЦК- и ГЦК-металлов при нагружении на установке с постоянной амплитудой размаха [5] удовлетворительно аппроксимируются выражением

$$\Delta V = a \cdot N^b, \quad (7)$$

где N - число циклов; a , b - параметры.

На рис. 4 показаны температурно-кинетические кривые усталости исследованных металлов, на которых кружками отмечены расчетные точки, полученные по зависимости (7). Эта зависимость справедлива и в случае измерения температуры обычной термопарой, хотя при этом устойчивость сигнала гальванометра по сравнению с измерительной схемой [3] нарушается.

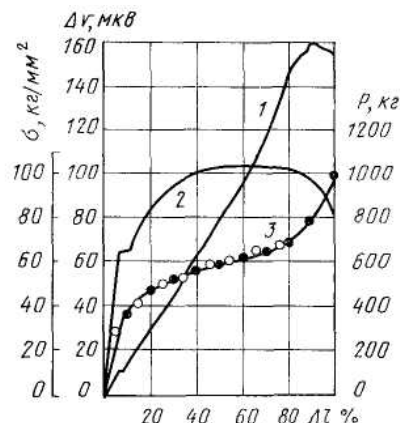


Рисунок 2 – Кинетические кривые для среднеуглеродистой стали $\sigma_b = 52 \text{ кг/мм}^2$: 1 – кривая разности температур (т.э.д.с.); 2 – диаграмма растяжения; 3 – кривая истинных напряжений

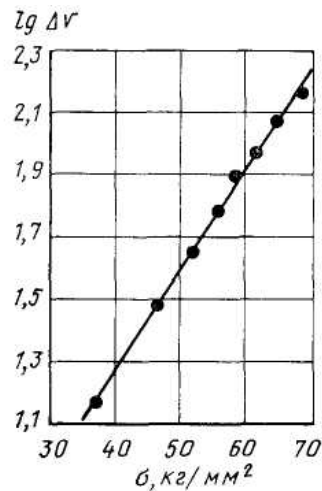


Рисунок 3 – Связь между тепловым эффектом и напряжениями при статическом нагружении

№ кривой	Материал	σ кг/мм ²	a	b
1	Сталь X18H10T	26,0	680,8	-0,077
2	Латунь Л68	20,0	242,7	-0,083
3	Сталь 08кп	21,4	30,41	0,064
4	Сталь 08кп	18,0	13,52	0,075 5
5	Армко-железо	22,6	6,761	0,172
6	Армко-железо	20,6	3,221	0,182
7	Медь	11,8	123,0	-0,125

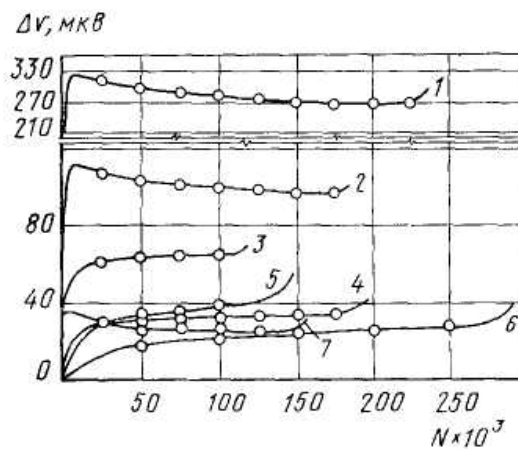


Рисунок 4 – Температурно-кинетические кривые усталости

Значение параметра b зависимости (7) с увеличением амплитуды напряжения несколько уменьшается. Это можно объяснить следующим образом.

При постоянном расстоянии между спаями дифференциальной термопары [3] и расположении их вблизи участка разрушения образца (что имело место при испытаниях) увеличение амплитуды напряжения приводит к нагреву большего участка образца. Поэтому разность температур контролируемых точек уменьшается и кривая разности темпе-

ратур располагается более полого.

Учитывая это обстоятельство, можно предполагать, что параметр b является постоянной данного материала, не зависящей от амплитуды приложенного напряжения. Отрицательное значение этого параметра для исследованных ГЦК-металлов (сталь X18H10T, латунь Л68 и медь) может быть связано с особенностью процесса микропластической деформации, обусловленной физико-химической природой этих материалов и способом нагружения.

Как и в случае статического нагружения, установленная закономерность (4) позволяет производить качественную и количественную оценку напряжений, возникающих в циклически нагружаемом материале. На рис. 5 показан характер изменения напряжений (кривая 2) при циклическом нагружении стали 08кп.

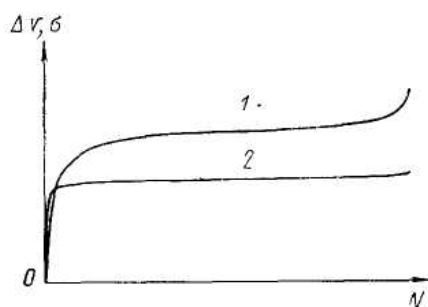


Рисунок 5 – Температурно-кинетическая кривая (1) и кривая напряжений (2) для стали 08 кп

Установленная связь теплового эффекта и напряжений (уравнения 4 и 5), а также удовлетворительная аппроксимация температурно-кинетических кривых усталости зависимостью (7) создают надежные предпосылки для вывода уравнения усталости. Используя зависимость (6), можно получить:

$$Q = \int_0^{N_k} a \cdot N^b dN, \quad (8)$$

где Q - площадь, ограниченная кривой (рис. 4) и осью абсцисс; N_k - число циклов, до которого для температурно-кинетических кривых справедлива зависимость (7).

Число циклов N_k соответствует началу стадии активного роста магистральной трещины [6]. В процентном отношении общей долговечности эта величина является примерно постоянной (для данного материала), что согласуется со структурно-энергетической теорией [7]. Значение Q в выражении (8) также является примерно постоянной величиной, не зависящей от амплитуды напряжения. Следовательно, можно записать:

$$Q_1 = Q_2 = Q_3 = \dots = Q_n = const. \quad (9)$$

Интегрируя выражение (8) и решая его после подстановки пределов интегрирования относительно N_k , получим

$$N_k = \sqrt[b+1]{\frac{Q}{a}} \cdot (b+1). \quad (10)$$

Далее, используя зависимость (4), можно получить:

$$a = k \cdot e^{c \cdot \sigma}, \quad (11)$$

где k — параметр, зависящий от вида нагружаемого материала и определяемый по зави-

симости $lga = f(\sigma)$.

Подставим в выражение (10) вместо a его значение из формулы (10):

$$N_k = b+1 \sqrt{\frac{Q}{k \cdot e^{c \cdot \sigma}} \cdot (b+1)}. \quad (12)$$

Величина N_k представляет собой постоянную общей долговечности и может быть получена экспериментально:

$$N_p = m \cdot N_k, \quad (13)$$

где N_p - число циклов до разрушения; m - коэффициент, учитывающий весь процесс разрушения (для стали 08кп он составляет 1,1). +-*--+

С учетом формулы (13) выражение (12) примет вид:

$$N_p = m \cdot b+1 \sqrt{\frac{Q}{k \cdot e^{c \cdot \sigma}} \cdot (b+1)}. \quad (14)$$

Переписывая выражение (14) в виде

$$N_p = m \cdot b+1 \sqrt{\frac{Q}{k} \cdot (b+1)} \cdot e^{-\frac{c}{b+1} \cdot \sigma} \quad (15)$$

и полагая $m \cdot b+1 \sqrt{\frac{Q}{k} \cdot (b+1)} = B$; $\frac{c}{b+1} = \alpha$,

приходим к уравнению вида (2):

$$N_p = B \cdot e^{-\alpha \cdot \sigma}, \quad (16)$$

где σ – исходная амплитуда напряжения.

Оценка возможности использования уравнения (16) для практических целей выявила близкое совпадение расчетных и экспериментальных данных.

На основании вышеизложенного можно сделать следующие выводы:

1. Корректность полученного уравнения усталости обусловлена однозначностью экспериментальных результатов. Оно содержит минимальное число параметров, поэтому удобно для практических расчетов.

2. Результаты работы подтвердили предположения исследователей, что в условиях стационарного нагружения усталость характеризуется степенным законом накопления повреждений и экспоненциальным уравнением долговечности.

Список литературы

1. Почтенный Е.К. Прочность металлов при циклических нагрузках. – М.: Наука, 1967. – С. 14.
2. Геминев В.Н. Прочность металлов при циклических нагрузках. – М.: Наука, 1967. – С. 36.
3. Горбачев Л.А. Заводская лаборатория. – 1970. – XXXVI. – № 11. – С. 1382.
4. Одинг И.А. Допускаемые напряжения в машиностроении и циклическая прочность металлов. – М.: Машгиз, 1962.
5. Горбачев Л.А. Труды Ленинградского политехнического института / Л.А. Горбачев, Т.А. Лебедев, Т.К. Маринец. – Л.: Машиностроение, 1970. – № 314. – С. 128.
6. Горбачев Л. А. Заводская лаборатория, 1971. – XXXVII. – № 10. – С. 1240.
7. Иванова В.С. Структурно-энергетическая теория усталости металлов // Циклическая прочность металлов. – М.: АН СССР, 1962.

Получено 10.07.08

УДК 624.138.22:666.97.033.16

М.В. Дудкин

ВКГТУ, г. Усть-Каменогорск

П.С. Кузнецов

СибАДИ, г. Омск

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭНЕРГОЕМКОСТИ ПЛАНЕТАРНОГО ВИБРОВОЗБУДИТЕЛЯ
С ЭЛЛИПТИЧЕСКОЙ БЕГОВОЙ ДОРОЖКОЙ**

В настоящее время наиболее широкое применение получили вибрационные катки, которые обладают большей производительностью, нежели статические, но при этом процесс виброуплотнения является более энергонасыщенным, если сравнивать со статическим уплотнением.

Поэтому при выборе типа уплотняющего оборудования необходимо учитывать энергетические затраты процесса уплотнения, что существенно влияет на экономическую целесообразность проведения данного вида строительных работ.

Одним из важнейших механизмов вибрационного катка считается вибровозбудитель, который является источником возмущающей силы.

Последняя в свою очередь, будучи переданной на валец, возбуждает вынуждающую силу, которая и вводит систему «каток – уплотняемый материал» в колебательное движение.

Значительная часть энергии виброуплотнения тратится на возбуждение колебаний, и возмущающая сила вибровозбудителя играет здесь не последнюю роль.

Как уже говорилось [1], планетарный вибровозбудитель с эллиптической беговой дорожкой имеет неоспоримое преимущество перед дебалансным как по динамическим, так и по эксплуатационным характеристикам.

Динамический анализ ассиметричного планетарного вибровозбудителя определил основные силовые зависимости возмущающей силы и сил сопротивления [2]. Разумно предположить, что следующим этапом будет определение затраченной работы на преодоление сил сопротивления и достижение полученных значений возмущающей силы.

При расчёте будем учитывать только активные силы и силы сопротивления (рис. 1):

X_0, Y_0 – проекции реакции опоры оси вращения водила 1;

M_{TP}^O, M_{TP}^C – моменты трения в шарнирах О и С, соответственно;

G_1 – вес водила;

G – вес инерционного бегунка 2;

F_{TP}^{CI} – сила трения сцепления инерционного бегунка 2 и беговой дорожки 3

$$F_{TP}^{CI} = N \cdot f, \quad (1)$$

где f – коэффициент трения скольжения;

F_τ – проекция равнодействующей активных сил на ось τ ;

N – проекция равнодействующей активных сил на ось n .

Введём обозначения:

ОС – расстояние между осями вращения водила и инерционного бегунка;

$$OC = r(\varphi), \quad (2)$$

где $r(\varphi)$ – модуль переменного радиус-вектора траектории оси вращения инерционного бегунка;

$h(\varphi)$ – плечо проекции равнодействующей N относительно оси O ,

$$h(\varphi) = r(\varphi) \cdot \sin(\delta). \quad (3)$$

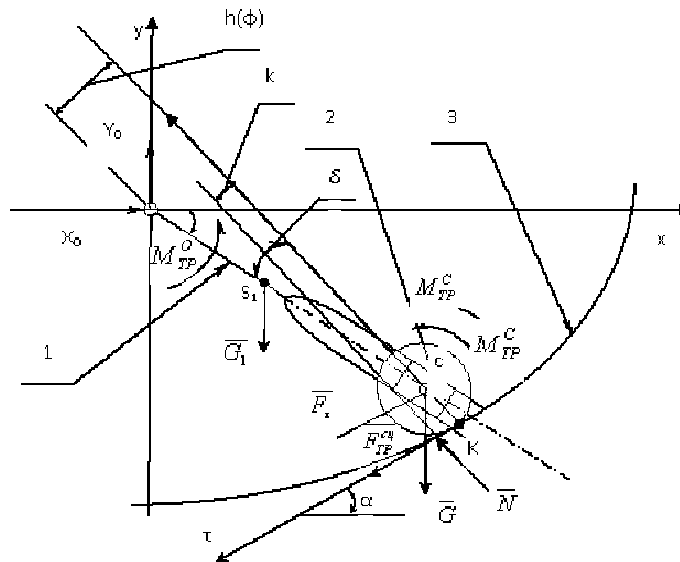


Рисунок 1 – Расчетная схема

Так как все вышеперечисленные силы переменные, то воспользуемся следующей зависимостью для определения затраченной мощности:

$$P_{\text{зат}} = \left(\sum M_o(F_i) + M_{mp}^C + M_{mp}^O \right) \cdot \omega, \quad (4)$$

где $\sum M_o(F_i)$ – сумма моментов всех перечисленных сил относительно оси вращения во-дила O .

В процессе движения инерционного бегунка по беговой дорожке может наблюдаться как чистое качение, так и качение с проскальзыванием или буксование. Закономерности этих процессов рассмотрены в работе [3].

Исходя из всего вышеперечисленного, можно заключить, что затрачиваемая мощность есть величина переменная, график которой представлен на рисунке 2.

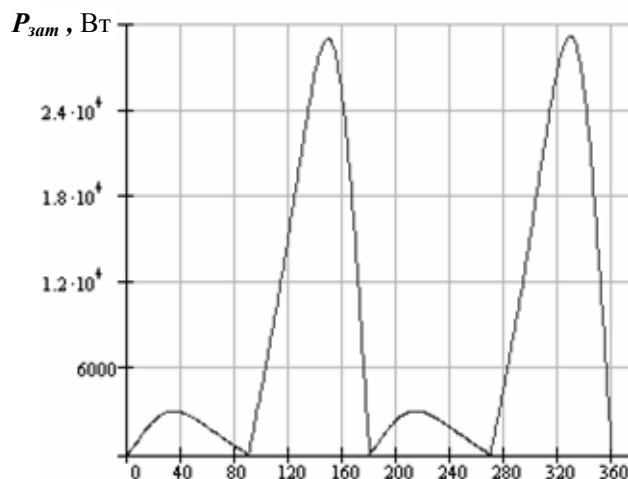


Рисунок 2 – Зависимость затрачиваемой мощности от угла поворота водила

Для того, чтобы определить среднюю затрачиваемую за цикл мощность вибровозбудителя, воспользуемся формулой:

$$P_{cp} = \frac{\int_0^{2\pi} P_{зат}(\varphi) d\varphi}{\int_0^{2\pi} d\varphi}. \quad (5)$$

Последнее выражение позволяет определить мощность, затрачиваемую на получение необходимой вынуждающей силы, и, как следствие, энергетические затраты, а также определить мощность двигателя при проектировочных расчётах.

Предложенная методика отличается простотой, наглядностью и достаточной для инженерных расчётов точностью. Применение пакета программ MathCAD для предложенной методики расчета позволяет существенно сократить сроки проектирования, а также позволяет путём анализа выбрать наиболее подходящий, с точки зрения экономических затрат и эксплуатационных свойств, конструктивный вариант вибровозбудителя.

Кроме этого последовательность предложенного расчёта и его основные положения подтверждаются фундаментальными основами механики и вычислительной математики, что обусловило универсальность данного метода.

Список литературы

1. Кипиани М.Г. Определение параметров асимметричных планетарных вибровозбудителей для дорожных машин: Дисс. ... канд. техн. наук. 05.05.04. – М., 1995. – 260 с.
2. Кузнецов П.С. Динамический анализ планетарного вибровозбудителя с эллиптической беговой дорожкой для катков / П.С. Кузнецов, М.В. Дудкин // Машины и процессы в строительстве: Сб. науч. тр. – № 5. – Омск: СибАДИ, 2004.
3. Дудкин М.В. Определение условий и участков проскальзывания инерционного бегунка по круглой беговой дорожке планетарного вибровозбудителя дорожных машин / М.В. Дудкин, М.А. Сакимов, П.С. Кузнецов // Вестник Каздории. – 2004. – № 1. – Алматы, 2004. – С. 66–70.

Получено 08.07.08

УДК. 629.017.113

Кубатбек Муктарбек уулу

КГТУ им. И. Раззакова, г. Бишкек, Республика Кыргызстан

**ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ В КЫРГЫЗСТАНЕ ОБЩЕСТВЕННОГО ТРАНСПОРТА
С ЭЛЕКТРИЧЕСКИМ ПРИВОДОМ**

Развитие в Кыргызстане транспортного сектора имеет большое значение, т.к. его доля составляет 3-8 % всего валового внутреннего продукта и 2-5 % от общей занятости населения. Вся транспортная коммуникация унаследовала довольно обширные и объединенные транспортные сети по СНГ, которые были построены невзирая на имеющиеся во время существования в СССР административные границы между союзными республиками. Имеются также железные дороги и пути, пересекающиеся между собой по границам Центральной Азии. В то же самое время транспортные связи со странами дальнего зарубежья (Афганистан, Китай, Индия, Иран, Пакистан и Турция) плохо развивались, т.к. большинство из них были очень бедны. После развала СССР страны Центральной Азии пытаются улучшить транспортную инфраструктуру. В частности это касается общественного транспорта, так как в последние годы существования Советского Союза все более отчетливо стали выявляться две основные проблемы: финансовая недостаточность существующей системы и назревающего в то время вопроса своевременного изменения курса в транспортном секторе [1]. Распад Советского Союза мгновенно повлиял на развитие общественного транспорта, а реальная нехватка доходов в государственную казну Кыргызстана от услуг транспортного сектора в течение трех лет увеличилась с 30 до 60 % [2].

Об угрожающем состоянии системы открыто не заявлялось, называя ее «нормальным явлением», переходом от социалистической к рыночной системе. В то время, пока правительство пыталось решить проблемы либерально, ситуация ухудшалась незаметно и безвозвратно. Кризис был очевиден, его показателем стал отток и недостаток квалифицированных специалистов [4]. С 1994 года большинство стран, имевших социалистическое прошлое (Армения, Литва и Латвия), при этом уже не входящих в состав Советского Союза, начали разрабатывать свой подход к решению имеющейся проблемы [4]. В некоторых странах гиперинфляция достигла такого масштаба, что стала очень негативно влиять на общественный транспорт городов, что впоследствии привело к потере контроля над регулированием цен. Из-за несвоевременного изменения курса финансовый кризис усугублялся [2].

В Туркмении в какой – то период времени не было конкретного тарифа на услуги общественного транспорта. Это привело к тому, что пассажиры перестали платить за проезд, что в свою очередь снизило доходы от пассажирских перевозок до 2 % - рекордного уровня [4].

Финансовый кризис привел к потере рабочих мест, что дало огромную трещину в налаженной и работающей в то время системе общественного транспорта. Из-за остановки мощных заводов большие потери понесли пассажирские автобазы, которые являлись большим двигателем пассажиропотока в городах. Структурные изменения ценовой политики внесли свой негативный вклад в снижение привлекательности больших автобусов и троллейбусов по отношению к маленьким дизельным микроавтобусам, которые к тому

времени обеспечивались в основном частными извозчиками [4]. Описанная ситуация отрицательно повлияла на то, что государство стало терять контроль над регулированием ценовой политики, что вело к неминуемой гибели традиционно налаженной до относительно хорошего уровня системы общественного транспорта и к распаду уже имеющихся и работающих в свое время организаций, обеспечивающих перевозки. А это, в свою очередь, нанесло урон фискальным доходам от данного вида деятельности. Последствия кризиса отрицательно отразились на доходах, используемых для амортизации и технического обслуживания общественного транспорта [4]. Несвоевременное принятие решений в надвигающейся кризисной ситуации привело к уменьшению коэффициента готовности машины, увеличению поломок и простоя парка машин в процессе эксплуатации, а значит и снижению коэффициента готовности машины. Например, количество годных к эксплуатации автобусов и троллейбусов в Бишкеке снизилось за год (с октября 1997 г.) с 470 машин до 372. Только 250 из этих машин были эксплуатационными, а во время пикового обслуживания в рейс выходило в среднем не более 180 машин в день. В последние годы, особенно в Узбекистане, располагаемый запас машин в транспортных компаниях снижался в среднем на 10 % в год. [2]. Одной из актуальных проблем снижения эксплуатационной способности парка автобусов и троллейбусов была нехватка имевшихся в наличии запасных частей. Автобусы поступали от Венгерской фирмы Ikarus или от Российских производителей, троллейбусы – от предприятия ЗиУ (Россия) или Skoda (Чехословакия), автобусы классом меньше – от предприятия РАФ (Латвия) [4]. Основная сложность в доставке запасных частей из этих стран заключалась в дефиците иностранной валюты. Кроме того, в условиях поставщиков – 100 % платежей за предоставленные запасные части и ГСМ. Туркмения попыталась решить проблему через тройной бартер с Азербайджаном и Ираном, но эта политика не увенчалась успехом. Иран должен был поставлять Туркмении свои автобусы фирмы Shahab [2], однако не смог достичь нужного результата. Не увенчался успехом и проект международного банка в Туркмении, нацеленный на начальное усовершенствование поставок запасных частей от фирмы Ikarus [5]. Особенностью отрицательной политики Узбекистана явилось вмешательство на поток наличности. К примеру, во время сбора урожая в селах горожане отправлялись на поля для сбора хлопка, а во время летних каникул дети выезжали на отдых в лагеря. При перевозке пассажиров государство выступало гарантом и делало заказы на услуги общественного транспорта. Оплата за предоставленные услуги обычно запаздывала больше чем на шесть месяцев, и в основном оплата производилась не финансовыми средствами, а бартером (на товары).

Процесс экономической либерализации бывших стран СССР имел некоторые особенности в транспортном секторе – давал право на государственную регистрацию частных транспортных фирм. Получение лицензии на эксплуатацию машины общественного транспорта стало доступно через муниципалитеты, например в Латвии – через центральные агентства, в Узбекистане – через Узавтотранс. В основном все агентства лицензирования были эффективными институтами регулирования традиционных предприятий общественного транспорта [1]. Типичные лицензии (патенты) требуют ряда свидетельств и легализаций на пригодность машины и на соответствие водителя. В соответствии с налоговыми инструкциями выпущены формы оплаты налогов. Владение патентом не присуждало никакого определенного маршрута на операционные права.

В большинстве стран первоначально это было сделано так, что казалось юридически правильным. Разрешалось использовать маршрутки там, где большие автобусы не

проходили. Однако такое решение привело к негативным последствиям для государственных предприятий общественного транспорта. Маршрутки создавали большую конкуренцию автобусам [1]. И в итоге это привело к привыканию пассажиров и стало нормальным явлением. Например, в Бишкеке частные машины должны были через диспетчерские общественного сектора обслуживать намеченный маршрут, но только в том случае, когда машина общественного сектора не работала. Позже транспортный координатор выдавал на данный маршрут от имени предприятия общественного сектора короткий трехмесячный контракт частным извозчикам, но срок контракта мог продлеваться и увеличиваться [2].

Постепенно маршрутки начали вытеснять большие автобусы и троллейбусы, тем самым приведя в упадок всю транспортную систему города. Подержанные микроавтобусы можно приобрести на автомобильном рынке, которые по стоимости приемлемы для семейного бюджета. В Кыргызстане транспортные предприятия могут сдавать в аренду машины. Прежде этим занимались транспортные службы. Учитывая разгрузку пассажиропотока с помощью частного сектора, где маршруты не могли обеспечиваться государственными машинами, внедрение микроавтобуса даже поощрялось. Как уже отмечалось выше, микроавтобусы работали параллельно с муниципальными машинами, а новые бригады даже установили, с молчаливого согласия руководства общественным транспортом, новые маршруты. Эти изменения имели тенденцию постепенного увеличения привлекательности маршрутки, а позднее быстрого разрушения муниципальной транспортной системы, что создало множество неудобств. Во-первых, отсутствие планирования маршрута. Сами маршруты регулировались без какого-либо руководства, вдобавок машины должны были стоять в очереди, поскольку маршруток стало много. Это приводило к длительным простоям и к увеличению холостого хода машин [3].

Кыргызстан, как и ряд других стран Центральной Азии, несет груз общих проблем автомобильного транспорта. Столица Кыргызстана, Бишкек, имела более восьми предприятий общественного транспорта. Нынешняя транспортная система фактически не соответствует изменяющемуся темпу развития регионального и международного рынка, таким образом тормозит торговое и экономическое развитие страны. Бишкек имеет в настоящее время неслаженную систему общественного транспорта. Одними из эффективных транспортных средств города являются троллейбусы, которые теоретически могли бы полностью обеспечить потребности в общественном транспорте. Но проблема заключается в том, что троллейбусная сеть инфраструктуры в данное время не может существенно расшириться, чтобы полностью заменить автобусы и микроавтобусы.

Усугубляя проблему, предприимчивые частные операторы все больше внедряют частный сервис, покупая подержанные мини- и микроавтобусы и предлагая свои услуги для перевозок. Цены на микроавтобусы составляют приблизительно 10 000 долларов США. Они вполне соответствуют финансовым ресурсам частных операторов и дают возможность перевозить пассажиров за низкую цену. В Бишкеке горожане больше не нуждаются в больших и двухсекционных автобусах так, как это было в советскую эпоху. Это послужило причиной закрытия гигантских государственных предприятий, центры занятости теперь более рассредоточены, и часы периода максимального движения транспорта (часы пик) менее острые.

Учитывая опыт развития частного сектора, правительство Кыргызстана, возможно, не считало происходящий в то время процесс первостепенно важным. Представление Меж-

дународного банка - то, что автобусы являются активами, которые должны быть получены через нормальные коммерческие каналы, как например лизинги (аренда на долгий срок), а не через независимое заимствование [3]. Но состояние банковских систем Кыргызстана не могло обеспечить благоприятные условия для финансирования автобусного парка. Тем не менее как предприятия, так и банки изъявляли желание найти способы доступного получения кредитов на приобретение автобусов, чтобы возобновить их движение, усиливая банковскую систему и расширяя объем кредитных ресурсов, сокращая риски, воспринятые кредиторами, следовательно, понижая стоимость кредита.

Ориентация на кредитование малых и средних предприятий или лизинговые действия может оказаться полезной, и можно сделать ставки на то, что некоторые заинтересованные правительственные учреждения исследуют рынок для таких действий [3].

Для малых городов, таких, как Ош, Каракол, Жалалабат и т.д., проблема общественного транспорта менее остра. Есть вероятность того, что выгоднее будет финансировать дорожную инфраструктуру небольших городов и регионов Кыргызстана, а общественный транспорт небольших городов предпочесть развитию с помощью частного извоза [6].

Нерыночная система общественного транспорта в городах Кыргызстана показала неспособность выживания в кризисной ситуации. Большой финансовый кризис во всех странах бывшего СССР показал, что традиционный источник бюджета уже сложно восстановить. Для достижения долгосрочного и устойчивого развития общественного транспорта критически нужно замкнуть цепь кругооборота финансовых средств, которые можно двигать только с помощью коммерциализации системы. Для Кыргызстана, в первую очередь, надо отказаться от использования дизельных микроавтобусов в городе Бишкек, которые в настоящее время являются основным общественным транспортом, не соответствующим современным требованиям, предъявляемым к большим городам.

Кыргызстан является горной страной, и более чем 40 % водных ресурсов Центральной Азии хранится в горных массивах Тянь-Шаня. Кроме этого, имеется хорошая возможность выработки электричества с помощью гидроэлектростанций. Еще во время СССР были построены и намечены к строительству мощные каскады ГЭС (табл.1) [7].

Таблица 1

Гидроэнергетическое использование реки Нарын и ее притоков [7]

ПОКАЗАТЕЛИ ГЭС				
Каскад	ГЭС	Установл. мощность, МВт	Состояние	Выработка элек- трической энергии, млрд кВт/ч
1	2	3	4	5
Токтогульских ГЭС	Токтогульская	1200	Существующая	4,1
	Курпсайская	800	Существующая	2,6
	Уч-Курганская	180	Существующая	0,75
ПС ГЭС	Ташкумырская	450	Существующая	1,5
	Шамалдысайская	240	Строящаяся	0,91
Камбаратинских ГЭС	Камбаратинская-3	360	Строящаяся	0,34
	Камбаратинская-2	360	Строящаяся	
	Камбаратинская-1	1600	Строящаяся	5,66

Окончание табл. 1

1	2	3	4	5
---	---	---	---	---

Казарманских ГЭС	Тогузтороузская	180	Намеченная	0,88
	Карабулунская	220	Намеченная	1,1
	Алабугинская	600	Намеченная	2,05
Куланакских ГЭС	Ждиланарыкские (1,2)	200	Намеченная	1,2
	Акталинская	50	Намеченная	0,25
	Учкунская	100	Намеченная	0,52
Атбаши	Атбашинская	40	Существующая	0,12
Верхних Нарынских ГЭС	Нарынские (1,2,3)	180	Намеченная	0,9
	Акбулунская	200	Намеченная	0,74
Суусамыр-кокомеренских ГЭС	Сусамырская	500	Намеченная	1,34
	Кокомеренская	1000	Намеченная	2,41
На реке Алабука	Арпанская	100	Намеченная	0,56
	Макмальская	75	Намеченная	0,37
	Сазская	75	Намеченная	0,37

Судя по табл. 1 и 2, можно с уверенностью инвестировать развитие троллейбусного парка как в Кыргызстане, так и в Центральной Азии. С помощью дешевого и экологически чистого источника электроэнергии страны Центральной Азии смогли бы решить проблему XXI века – глобальное потепление. Следует также учесть то, что изменение климата крайне негативно влияет именно на Центральноазиатские регионы. Судя по прогнозам, глобальное потепление грозит засушливым климатом, что уже ощущается в последние годы. Так как выделение CO₂ от автомобилей является основным источником загрязнения, то введение общественного транспорта с электрическим приводом будет единственно оправданным решением.

Таблица 2.

Основные гидрологические характеристики реки Нарын [7]

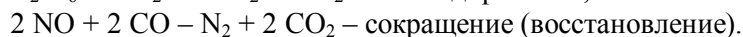
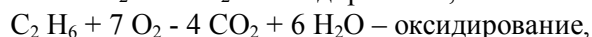
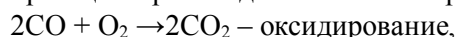
1	Максимальный зафиксированный расход	2850 ³ м/с
2	Среднемноголетний расход	426 ³ м/с
3	Среднемноголетний сток	13,6 млрд м ³
4	Наблюдаемые колебания стока от до	21,3 млрд м ³ 8,5 млрд м ³
5	Экономический потенциал	48 млрд кВт/ч

В Бишкеке зеленые насаждения постепенно заболевают и умирают, что является предвестником экологической катастрофы. Точно такая же ситуация наблюдается в Европе [6]. Например, в Германии больны уже 100 000 гектаров леса. Каждый год увеличиваются убытки, каждый год увеличивается число уничтоженных деревьев. Без сомнения, главной причиной является загрязнение воздуха, и прежде всего загрязнение двуокисью серы (SO₂) и оксидом азота (например NO₂). Если летом излучение ультрафиолетом очень интенсивно, то возникает из NO₂ и O₂ так называемый агрессивный озон (O₃). Вредные вещества проникают в листья и повреждают хлорофилл так, что растение больше не может развиваться и погибает. Часть SO₂ и оксида азота растворяется в дождевой воде и образует серную кислоту (H₂SO₄) и азотную кислоту (HNO₃). «Кислотный дождь» впитывается в грунт и повреждает также корни деревьев. В Бишкеке основным виновником явля-

ется автомобильный транспорт. Ежегодно в атмосферу выбрасываются тонны двуокиси серы. Большая часть оксида азота выбрасывается автомобилями [6]. Это будет продолжаться до тех пор, пока политики не станут активнее. Как говорится, лучше поздно, чем никогда, так как результат от проводимых реформ обычно получают только через несколько лет. Однако мероприятия безотлагательны и необходимы, даже если они дороги.

В Кыргызстане наличие катализатора на автомобилях пока не обязательно. Большинство европейских стран считает, что применение катализаторов является основой решения проблем. Так чем же он так эффективен? Для этого рассмотрим как катализатор должен выполнять две противоположные задачи одновременно [6]. Он должен CO и C₂H₆ насыщать кислородом (окислять), одновременно должен NO и NO₂ сокращать, что в химии называется восстановлением.

Нижеследующие реакции происходят в катализаторе:



Такой одновременно двойной процесс является очень сложным. Катализатор ускоряет химическую реакцию. С помощью платины (Pt), которая имеется в катализаторе, можно добиться этой цели. Платина может превратить вредные вещества в неопасные связи – H₂O, CO₂ и N₂. Центральная часть катализатора сделана из керамики или металла с большим количеством малых каналов (К), через которые устремляются выхлопные газы (А). Изнутри на стенки каналов нанесен очень тонкий слой платины.

Для того чтобы полностью сжечь 1 кг бензина, потребуется 14,6 кг воздуха. Это отношение 14,6/1 определяют как λ (лямбда) = 1,0. Если это отношение меньше, чем 14,6 (λ меньше 1), тогда горючая смесь содержит большое количество бензина, который называется богатой смесью. Если показатель больше, чем 14,6 (λ больше 1), тогда смесь является бедной, значит содержит большое количество воздуха.

Можно легко представить, что процесс окисления невозможен, если в выхлопных газах нет кислорода, смесь и так слишком богатая. С другой стороны, восстановление будет не возможно, если имеется кислород. Диаграмма указывает, что катализатор может исполнять двойное задание только тогда, если X будет находиться в области между бедным и богатым, который примерно является 1,0. Состав кислорода в смеси должен регулироваться предельно точно. Для этого применяется так называемый λ-зонд (λ-Sonde), который измеряет подачу кислорода в смеси. Электронная система регулирует поступление кислорода в цилиндры.

Исходя из изложенного, можно сделать следующие выводы.

Необходимо ограничить использование автомобилей. С помощью катализаторов можно нейтрализовать оксид азота. Так как в Кыргызстане достаточно дешевой электроэнергии, вырабатываемой ГЭС, то выгодно использовать троллейбусы, которые являются экологически чистым транспортом. Эти мероприятия помогут очистить воздух городов от выхлопных газов.

Уголь и нефть необходимо заменять по возможности другими источниками энергии.

Список использованной литературы

1. Evren G. 1998, *Transportation Possibilities Between Europe and Central Asia: Current situation and Development, Proceedings of the Seminar of New Trade Patterns: New Transport Demands in the Region*, European Conference of Ministers of Trans-

- port, Antalya, Turkey, pp. 1-15. Retrieved July 3, 2007 from <http://www.cemt.org/online/antalya98/Evren.pdf>
2. Gwilliam, K 2000, *Private participation in public transport in the FSU*. Retrieved June 30, 2007, from http://www.worldbank.org/transport/publicat/twu_40.pdf
3. Transport Sector in Central Asia, n.d. Retrieved July 5, 2007 from <http://www.adb.org/Documents/Reports/CA-Trade-Policy/chap5.pdf>
4. Milanovic, B 1998, *Income, Inequality and Poverty During the Transition from the Planned to the Market Economy*, Regional and Sectoral Studies, World Bank, 1998. Retrieved July 5, 2007 from <http://www1.worldbank.org/prem/poverty/inequal/abstracts/regional/eca/read.htm>
5. Verband Deutscher Verkehrsunternehmen VDV-Vörderkreis e.V. Stadtbuss - mobil sein in Klein - und Mittelstädten. Düsseldorf: Knipping Druckerei und Verlag GmbH, 2000, - 329 Seiten.
6. Zettl Z., Janssen J., Müller H. Aus moderner Technik und Naturwissenschaft. Max Hüber Verlag, 1999. - 168 Seiten.
7. Каскад Токтогульских ГЭС. - Бишкек: АО «Кыргызэнерго», 1999. - 15 с.

Получено 9.10.08

УДК 539.3:539.3/.6:62-762.444

Ж.О. Кульсеитов, Т.Ф. Брим, Б.М. Абдеев
ВКГТУ, г. Усть-Каменогорск

**УТОЧНЁННАЯ МЕТОДИКА РАСЧЁТА НА ПРОЧНОСТЬ И ЖЁСТКОСТЬ
РАДИАЛЬНЫХ ЭЛАСТОМЕРНЫХ КОЛЬЦЕВЫХ УПЛОТНИТЕЛЕЙ ЭЛЛИПТИЧЕСКОГО СЕЧЕНИЯ
ДЛЯ УСЛОВИЙ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО НАТЯГА**

Герметизирующие резинотехнические изделия (ГРТИ) в виде эластичных колец круглого и овального (эллиптического) сечений, благодаря широкому диапазону выполняемых ими конструктивных задач и сравнительно простой технологии при серийном изготовлении, находят всё большее применение в современном машиностроении и других отраслях техники [1-3].

Инженер-конструктор, создавая ГРТИ, должен уметь достаточно точно предсказать его основные механические характеристики: жёсткость при различных видах нагружения, размеры контактных поверхностей уплотняющих деталей и распределение напряжений на них, изменение физико-механических показателей во времени и развивающиеся в резиновых элементах температурные поля. При этом, как правило, используется уже имеющийся опыт: результаты экспериментальных исследований и известные теории расчёта. В случае отсутствия такого опыта приходится приобретать его в стадии проектирования ГРТИ, то есть путём эксперимента подбирать конструкцию с такой комбинацией эксплуатационно-технологических характеристик, которая способна удовлетворить технологические требования. Этот путь очень трудоёмкий и значительно продлевает сроки проектирования. Поэтому естественно стремление перейти к расчётному методу определения необходимых параметров ГРТИ.

Данная статья посвящена методологии и алгоритмизации аналитического решения фундаментально-прикладной специальной (неклассической) задачи механики упругодеформируемого твёрдого тела, не описанной в научно-технической литературе. Её актуальность подтверждается не только теоретической новизной базовой математической модели [4], расчётная схема которой приведена на рисунке 1, а, но и возможностью использования разработанной методики при определении проектных параметров уплотнителя в

зависимости от нормируемого среднего контактного давления $q_{сн} \geq 0$ на сопряжённой с цилиндром поверхности кольца, соблюдая рекомендуемый [1] диапазон изменения $q_{сн}$:

$$1,5 \text{ МПа (Н/мм}^2\text{)} \leq q_{сн} \leq 3 \text{ МПа (Н/мм}^2\text{)}. \quad (1)$$

В машиностроительном конструировании большое распространение получил метод расчёта колец большой и малой кривизны [1,5], основанный на модели жёсткого криволинейного бруса, поперечные сечения которого при нагружении не деформируются, а лишь перемещаются и поворачиваются в своей плоскости. При этом предполагается, что напряжённое состояние во всех точках кривого стержня – одноосное, тангенциальное и симметричное, то есть $\sigma_r = \sigma_z = \tau = 0$, а $\sigma_\psi \neq 0$ (рис. 1, б). Для эластичных радиальных уплотнительных колец, монтируемых с натягом, этот методологический подход совершенно непригоден к решению данной задачи, ввиду большой деформативности резины.

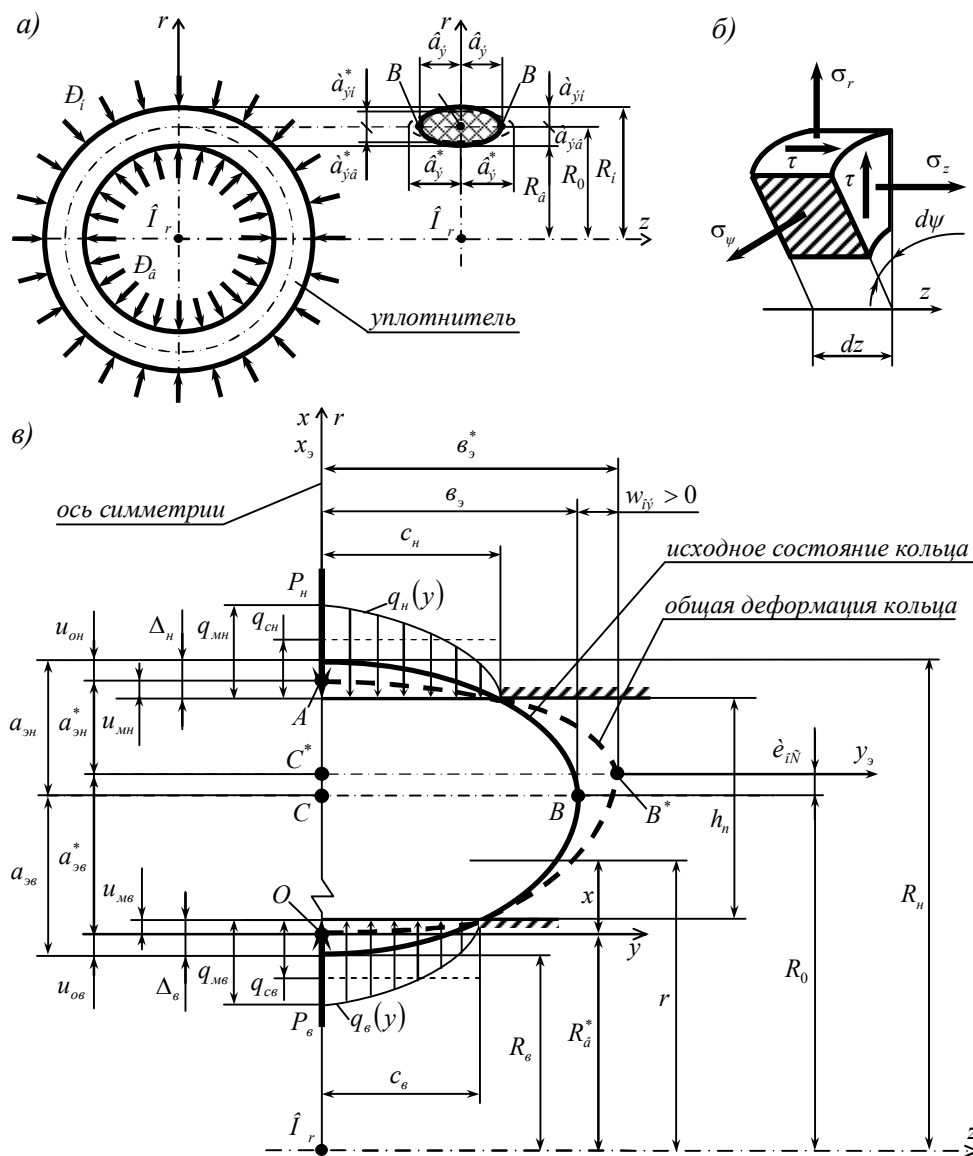


Рисунок 1

Известная справочно-нормативная методика оценки несущей способности эластомерных уплотнителей [1-3], базирующаяся на некорректной, с физико-математической точки зрения, предельно-упрощённой линейной модели $\sigma_r \neq 0$, $\sigma_z = \sigma_\psi = \tau = 0$ (рис. 1, б), не учитывает температурные деформации и параметры кривизны [4] (рис. 1, в)

$$\kappa_{R_0} = a_{\text{эв}}/R_0, \kappa_{R_n} = a_{\text{эн}}/R_0; \quad (2)$$

начальный монтажный натяг [4]

$$\bar{\varepsilon}_\psi = 0,01 \div 0,05; \quad (3)$$

принципиальное различие между радиальной и осевой силами нагружения ГРТИ. В первом случае соблюдается неравенство $P_0 > P_n$ между удельными сжимающими силами

P_e и P_n (рис. 1, а), что доказано фундаментальными исследованиями [1,5]. Справочный способ расчёта [1] применим в первом приближении только для фланцевых (торцевых) резиновых колец симметричного сечения ($a_{эв} = a_{эн}$) при температуре $\theta = 20^\circ\text{C}$, у которых $P_e = P_n$.

В основу данной работы положены предпосылки, гипотезы и уравнения физико-математической модели [4], а также опубликованные авторами статьи [6-9].

Рассматриваемый комплексный проблемный вопрос термоупругости и строительной механики машин базируется, прежде всего, на известных экспериментально-теоретических формулах физико-математических характеристик резины в зависимости от температуры θ [7], включающих следующие общепринятые понятия:

- 1) H_0 , E_0 , α_0 , μ_0 - соответственно численные значения параметра твёрдости эластомера, модуля упругости, коэффициентов линейного и теплового расширения и Пуассона при нормальных условиях, когда $\theta = \theta_0 = 20^\circ\text{C}$;
- 2) $H = H(\theta)$, $E = E(\theta)$, $\alpha_\ell = \alpha_\ell(\theta)$, $\mu = \mu(\theta)$ - аналогичные величины в случае $\theta \neq \theta_0$;
- 3) $K = \text{const}$ - постоянная, имеющая размерность $(^\circ\text{C})^{-1}$ и определяемая из трансцендентного уравнения [7];
- 4) θ_c - температурная граница фазового перехода к стеклованию резины [1,7];
- 5) $\theta_m > 0$ - предельная эксплуатационная температура нагрева ГРТИ [1];
- 6) α_{cp} - среднее значение экспоненциальной функции

$$\alpha_\ell = \alpha_0 e^{K(\theta - \theta_0)} \quad (4)$$

в диапазоне $\theta_c \leq \theta \leq \theta_m$ [7];

- 7) $e = 2,71828...$ - основание натурального логарифма.

С целью математического описания представляемой теории расчёта приводим необходимые буквенные обозначения с краткими пояснениями (в дополнение к уже введённым выше) и некоторые аналитические соотношения [6,8,9]:

- фактор формы Φ_\varnothing [8]

$$\Phi_\varnothing = 0,25 \cdot v_\varnothing (a_{эн} + a_{эв}) / (a_{эн} \cdot a_{эв}), \quad (5)$$

где v_\varnothing , $a_{эн}$, $a_{эв}$ - проектные габаритные размеры плавносопряжённых полуэллипсов сечения кольца в его естественном (ненапряжённом) состоянии;

- условный модуль упругости E_y [8]

$$E_y = E(1 + \Phi_\varnothing^2), \quad 0,5 \leq \Phi_\varnothing \leq 0,75; \quad (6)$$

$$E_y = E(1 + 1,089 \Phi_\varnothing^{2,297}), \quad 0,75 \leq \Phi_\varnothing \leq 1,5; \quad (7)$$

• температурный функционал J_θ , представляющий собой относительную деформацию кольца в направлении осей r , z (рис. 1) от воздействия теплового поля $\Delta\theta = \theta - \theta_0$ с учётом функции (4) [4,6,7,9,10]:

$$J_\theta = \int_{\theta_0}^{\theta} \alpha_\ell(\theta) d\theta = \alpha_0 [e^{K(\theta - \theta_0)} - 1] / K, \quad \theta_c \leq \theta \leq \theta_m; \quad (8)$$

- $P_e = \text{const}$, $P_n = \text{const}$ - равномерно распределённые по окружностям радиусами R_e

и R_n нагрузки - равнодействующие функций реактивных усилий $q_\theta = q_\theta(y)$ и $q_n = q_n(y)$, имеющих максимумы $q_{\theta\max}$, $q_{n\max}$ и средние давления $q_{\theta\text{ср}}$, $q_{n\text{ср}}$, связанные с P_θ , P_n и параметрами, характеризующими линейные размеры (полуширину) областей контакта, следующим образом (рис. 1, в) [6]:

$$q_{\theta\max} = 2P_\theta / (\pi c_\theta) = 4q_{\theta\text{ср}} / \pi, \quad q_{n\max} = 2P_n / (\pi c_n) = 4q_{n\text{ср}} / \pi; \quad (9)$$

• кинематические характеристики $u_{\theta\theta}$, $u_{\theta C}$, $u_{\theta n}$, $w_{\theta\theta}$ и размеры полуосей a_θ^* , $a_{\theta\theta}^*$, $a_{\theta n}^*$ после общих деформаций (рис. 1, а и 1, в), согласно [4,6,9];

• местные (контактные) перемещения $u_{n\theta}$ и $u_{\theta\theta}$ (рис. 1, в) [6]:

$$u_{n\theta} = -a_{\theta n}^* \left[1 - \sqrt{1 - c_n^2 / (c_\theta^*)^2} \right], \quad u_{\theta\theta} = a_{\theta\theta}^* \left[1 - \sqrt{1 - c_\theta^2 / (c_\theta^*)^2} \right]; \quad (10)$$

• монтажные натяги (рис. 1, в) [6]:

$$\Delta_n = u_{\theta C} - u_{\theta n} - u_{n\theta}, \quad \Delta_\theta = u_{\theta\theta} - u_{\theta C} + u_{\theta\theta}, \quad (11)$$

$$\Delta = \Delta_\theta + \Delta_n = u_{\theta\theta} + u_{\theta\theta} - u_{\theta n} - u_{n\theta}, \quad (12)$$

принимая во внимание предполагаемые знаки радиальных параметров $u_{\theta\theta} > 0$, $u_{\theta n} > 0$, $u_{\theta C} > 0$, $u_{\theta\theta} > 0$, $u_{n\theta} < 0$ в системах отсчета $zO_r r$, yOx (рис. 1, в);

• проверочное условие [1], обеспечивающее соблюдение закона Гука для резины (рис. 1, в) [6]:

$$\varepsilon = \frac{\Delta}{a_{\theta\theta} + a_{\theta n}} = \frac{a_{\theta\theta} + a_{\theta n} - h_n}{a_{\theta\theta} + a_{\theta n}} \leq 0,25, \quad (13)$$

где ε – безразмерный параметр сжатия сечения кольца в радиальном направлении;

h_n – высота посадочного места (сумма размеров глубины канавки и зазора между деталями [1,3]).

Дальнейшее решение поставленной задачи, которое не отражено в публикациях и не доведено до расчётных формул, связано с уточнённым математическим описанием напряжённого состояния эластомера в характерных сечениях деформированного кольца по модели плоской деформации в предельно расширенной и осесимметричной её модификации [11], когда относительный геометрический параметр ε_ψ в кольцевом направлении аппроксимируется линейной функцией (рис. 2)

$$\varepsilon_\psi = \varepsilon_\psi(x) = s_{1x}x + s_{2x}, \quad 0 \leq x \leq a_{\theta\theta}^* + a_{\theta n}^*, \quad (14)$$

где s_{1x} , s_{2x} – пока неизвестные константы.

отсчёта yOx (рис. 1, в и 2, а):

$$\sigma_{xI} = - \left[\frac{A_1 c_6}{\sqrt{c_6^2 + x^2}} + \frac{A_2 c_n}{\sqrt{c_n^2 + (l-x)^2}} \right], \quad 0 \leq x \leq l, \quad (15)$$

$$\sigma_{yI} = -2 \left\{ \frac{A_1}{c_6} \left(\frac{x^2 + 0,5c_6^2}{\sqrt{c_6^2 + x^2}} - x \right) + \frac{A_2}{c_n} \left[\frac{(l-x)^2 + 0,5c_n^2}{\sqrt{c_n^2 + (l-x)^2}} - (l-x) \right] + A_3 \right\}, \quad (16)$$

где l – сумма размеров деформированных полуосей эллипсов

$$l = a_{\text{эб}}^* + a_{\text{эн}}^*; \quad (17)$$

A_1, A_2, A_3 – постоянные коэффициенты, определяемые из трёх статических граничных условий (рис. 2, б) [4,12]:

$$\sigma_{xI}(0) = -q_{\text{мб}}, \quad \sigma_{xI}(l) = -q_{\text{мн}}; \quad (18)$$

$$\int_{F_c^*} \sigma_{yI}(x) dF_c^* = d\psi \int_{F_c^*} \sigma_{yI}(x) r dr = 0 \Rightarrow \int_0^l \sigma_{yI}(x) (R_6^* + x) dx = 0, \quad (19)$$

после замены радиальной переменной r в выражении (19) (рис. 2, б), учитывая, что (рис. 1, в)

$$R_6^* = R_6 + u_{\text{об}}. \quad (20)$$

Решая совместно уравнения (18) и раскрывая интеграл (19) с помощью таблиц [13], получаем:

$$A_1 = q_{\text{мб}} - \frac{A_2 c_n}{\sqrt{c_n^2 + l^2}}, \quad A_2 = \frac{\left(q_{\text{мн}} \sqrt{c_6^2 + l^2} - q_{\text{мб}} c_6 \right) \sqrt{c_n^2 + l^2}}{\sqrt{(c_6^2 + l^2) (c_n^2 + l^2)} - c_6 c_n}; \quad (21)$$

$$A_3 = - \frac{2[A_1 c_n (m_1 + 3m_3) + A_2 c_6 (m_2 + 3m_4)]}{3l c_6 c_n (l + 2R_6^*)}, \quad (22)$$

где m_1, m_2, m_3, m_4 – новые константы:

$$\left. \begin{aligned} m_1 &= -(2l^2 - c_6^2) \sqrt{c_6^2 + l^2} - c_6^3 + 2l^3, \quad m_2 = -(l^2 + c_n^2) \sqrt{c_n^2 + l^2} + c_n^3 + l^3, \\ m_3 &= R_6^* l \left(l - \sqrt{c_6^2 + l^2} \right), \quad m_4 = R_6^* l \left(l - \sqrt{c_n^2 + l^2} \right). \end{aligned} \right\} \quad (22a)$$

Условие (19) равенства нулю равнодействующей функции $\sigma_{yI}(x)$ обеспечивает равновесие левой или правой части кольца с площадью F_c^* секториального элемента, отсечённой плоскостью $y=0$ (рис. 2).

Третью внутреннюю силовую компоненту $\sigma_{\psi I}$ кольцевых напряжений формулируем в соответствии с [4,10,11] и зависимостью (14) для тангенциальных плоских деформаций:

$$\sigma_{\psi I} = \sigma_{\psi I}(x) = \mu(\sigma_{xI} + \sigma_{yI}) + E_y(s_{1x}x + s_{2x} - J_\theta). \quad (23)$$

Для определения функции перемещений $u_m = u_m(x)$ в радиальном направлении воспользуемся [4] и (14):

$$u_m = \frac{1+\mu}{E_y} \left[(1-\mu) \int \sigma_{xI} dx - \mu \int \sigma_{yI} dx \right] - \left[\mu \left(s_{1x} \frac{x}{2} + s_{2x} \right) - (1+\mu) J_\theta \right] x + C_u. \quad (24)$$

Постоянные C_u , s_{1x} , s_{2x} вычисляем из кинематических условий

$$u_m(0) = u_{m0}, \quad u_m(l) = u_{mn}, \quad u_m(a_{\varepsilon 6}^*) = 0, \quad (24a)$$

откуда, после подстановки (10) и (24), будем иметь:

$$C_u = u_{m0} - \frac{A_2(1+\mu)}{E_y} \left[(1-\mu)c_n \ln \left| \frac{l}{c_n} + \sqrt{1 + \frac{l^2}{c_n^2}} \right| - \mu l \sqrt{1 + \frac{l^2}{c_n^2}} \right]; \quad (25)$$

$$s_{1x} = \frac{2(a_{\varepsilon 6}^* B_{2M} - l B_{1M})}{\mu a_{\varepsilon 6}^* a_{\varepsilon n}^* l}, \quad s_{2x} = \frac{(a_{\varepsilon 6}^*)^2 B_{2M} - l^2 B_{1M}}{\mu a_{\varepsilon 6}^* a_{\varepsilon n}^* l}, \quad (26)$$

где B_{1M} , B_{2M} - коэффициенты или свободные от s_{1x} и s_{2x} слагаемые левой части второго и третьего уравнений системы (24a), зависящие от некоторых постоянных параметров n_1 , n_2 , ..., n_{11} :

$$\left. \begin{aligned} B_{1M} &= \frac{1+\mu}{E_y} [(1+\mu)(n_1 - n_2) - \mu(n_3 + n_4 + n_5)] + n_6 + C_u, \\ B_{2M} &= C_u - u_{mn} - \frac{1+\mu}{E_y} [(1+\mu)n_7 + \mu(n_8 + n_9 + n_{10})] + n_{11}; \end{aligned} \right\} \quad (27)$$

$$\left. \begin{aligned} n_1 &= A_2 c_n \ln \left| a_{\varepsilon n}^* / c_n + \sqrt{1 + (a_{\varepsilon n}^* / c_n)^2} \right|, \quad n_2 = A_1 c_\varepsilon \ln \left| a_{\varepsilon 6}^* / c_\varepsilon + \sqrt{1 + (a_{\varepsilon 6}^* / c_\varepsilon)^2} \right|, \\ n_3 &= A_1 a_{\varepsilon 6}^* \left[a_{\varepsilon 6}^* / c_\varepsilon - \sqrt{1 + (a_{\varepsilon 6}^* / c_\varepsilon)^2} \right], \quad n_4 = A_2 \left[a_{\varepsilon n}^* \sqrt{1 + (a_{\varepsilon n}^* / c_n)^2} + (a_{\varepsilon n}^* / c_n)(a_{\varepsilon 6}^* + 2a_{\varepsilon n}^*) \right], \\ n_5 &= A_3 a_{\varepsilon 6}^*, \quad n_6 = J_0(1+\mu)a_{\varepsilon 6}^*; \end{aligned} \right\} \quad (27a)$$

$$\left. \begin{aligned} n_7 &= A_1 c_\varepsilon \ln \left| l / c_\varepsilon + \sqrt{1 + (l / c_\varepsilon)^2} \right|, \quad n_8 = A_1 \ln \left| l / c_\varepsilon - \sqrt{1 + (l / c_\varepsilon)^2} \right| l, \\ n_9 &= A_2 (l / c_n)^2, \quad n_{10} = A_3 l, \quad n_{11} = J_0(1+\mu)l. \end{aligned} \right\} \quad (27b)$$

2. Определение функций напряжений $\sigma_{\bar{x}}(y)$, $\sigma_{\bar{y}}(y)$, $\sigma_{\bar{\psi}}(y)$, $\tau_{xy}^- = \tau_{yx}^-(y)$ и осевого перемещения $w_m = w_m(y)$ для цилиндрического сечения $x=0$ с началом отсчёта аргумента y в точке C^* (рис. 2, а).

Учитывая симметрию расчётной схемы уплотнителя (рис. 1 и 2), а также классическую закономерность Лява [14,15] о характере распределения напряжений в бесконечно длинном круглом цилиндре, сжатом двумя диаметрально направленными силами (аналог рассматриваемой задачи) и экспериментально установленный факт растяжения материала кольца на его боковых поверхностях [3], вводим специальную двумерную функцию напряжений $\varphi_m = \varphi_m(x; y)$, чётную по y [11,16]:

$$\varphi_m = [C_{1M} ch(\alpha_m x) + C_{2M} sh(\alpha_m x) x] \cos(\alpha_m y) + C_M x^2 / 2, \quad (28)$$

где $\alpha_m > 0$ - известная положительная константа (рис. 1)

$$\alpha_m = \pi / (2\vartheta_s); \quad (29)$$

C_{1M} , C_{2M} , C_M - искомые постоянные.

Аппроксимирующая зависимость (28) является точным решением бигармонического уравнения плоской задачи теории упругости [11,16]:

$$\nabla^4 \varphi_m = \frac{\partial^4 \varphi_m}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 \varphi_m}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 \varphi_m}{\partial y^4} = 0. \quad (30)$$

Функция φ_m связана тремя дифференциальными соотношениями Эри с нормальными $\sigma_{xm}(x; y)$, $\sigma_{ym}(x; y)$ и касательными $\tau_{xym} = \tau_{yxm}(x; y)$ напряжениями в координатной плоскости yC^*x (рис. 2, а), которые, при отсутствии объёмных сил $X = Y = 0$ [4], имеют вид [16]:

$$\sigma_{xm} = \frac{\partial^2 \varphi_m}{\partial y^2}, \quad \sigma_{ym} = \frac{\partial^2 \varphi_m}{\partial x^2}, \quad \tau_{xym} = \tau_{yxm} = -\frac{\partial^2 \varphi_m}{\partial x \partial y}; \quad (31)$$

откуда, в соответствии с (28):

$$\sigma_{xm} = -\alpha_m^2 [C_{1m} ch(\alpha_m x) + C_{2m} sh(\alpha_m x) x] \cos(\alpha_m y), \quad (32)$$

$$\sigma_{ym} = \alpha_m \{ C_{1m} \alpha_m ch(\alpha_m x) + C_{2m} [2ch(\alpha_m x) + \alpha_m sh(\alpha_m x) x] \} \cos(\alpha_m y) + C_m, \quad (33)$$

$$\tau_{xym} = \tau_{yxm} = \alpha_m \{ C_{1m} \alpha_m sh(\alpha_m x) + C_{2m} [sh(\alpha_m x) + \alpha_m ch(\alpha_m x) x] \} \sin(\alpha_m y). \quad (34)$$

Ввиду малой жёсткости резины, в сравнении с материалом контртел [4], и как следствие необходимости повышения адекватности и точности общих формул (32)-(34), аппроксимируем их для расчётного сечения $x = 0$ по конечному состоянию уплотнителя, включающему точки B_k^* (рис. 2, а):

$$\sigma_{\bar{x}} = \sigma_{\bar{x}}(y) = \sigma_{xm}(0; y) = -C_{1m} \alpha_m^2 \cos(\alpha_m y), \quad (35)$$

$$\sigma_{\bar{y}} = \sigma_{\bar{y}}(y) = \sigma_{ym}(0; y) = \alpha_m (C_{1m} \alpha_m + 2C_{2m}) \cos(\alpha_m y) + C_m, \quad (36)$$

$$\tau_{\bar{y}\bar{x}} = \tau_{\bar{x}\bar{y}}(y) = \tau_{xym}(0; y) = 0, \quad (37)$$

где переменная y изменяется в пределах

$$-(\epsilon_{\bar{y}}^* + |w_{m\bar{y}}|) \leq y \leq \epsilon_{\bar{y}}^* + |w_{m\bar{y}}|, \quad (38)$$

а $w_{m\bar{y}}$ - перемещение точки B_k^* в положение B_k .

Для определения констант C_m , C_{1m} , C_{2m} используем [4,11]:

- очевидное требование непрерывности нормальных напряжений при $y = 0$ (точка C^*), то есть

$$\sigma_{\bar{x}}(0) = \sigma_{x1}(a_{\bar{y}\bar{x}}^*), \quad \sigma_{\bar{y}}(0) = \sigma_{y1}(a_{\bar{y}\bar{x}}^*); \quad (39)$$

- граничное условие, когда $y = \pm(\epsilon_{\bar{y}}^* + |w_{m\bar{y}}|)$, для точек B_k^*

$$\sigma_{\bar{y}}(\pm(\epsilon_{\bar{y}}^* + |w_{m\bar{y}}|)) = 0. \quad (40)$$

При этом, на основании (37), второе краевое равенство $\tau_{\bar{x}\bar{y}}(\pm(\epsilon_{\bar{y}}^* + |w_{m\bar{y}}|)) = 0$ [11] удовлетворяется тождественно.

Подстановка выражений (35), (36) в условия (39), (40) приводит их к системе трёх алгебраических уравнений:

$$\begin{cases} -C_{1M}\alpha_M^2 = \sigma_{xI}(a_{\varepsilon\theta}^*), \\ -C_{1M}\alpha_M^2 + 2C_{2M}\alpha_M + C_M = \sigma_{yI}(a_{\varepsilon\theta}^*), \\ (C_{1M}\alpha_M^2 + 2C_{2M}\alpha_M) \cdot \cos[\alpha_M(\varepsilon_{\theta}^* + |w_{M\varepsilon}|)] + C_M = 0; \end{cases} \quad (41)$$

откуда следует:

$$C_{1M} = -\sigma_{xI}(a_{\varepsilon\theta}^*)/\alpha_M^2, \quad (42)$$

$$C_M = \frac{\sigma_{yI}(a_{\varepsilon\theta}^*) \cdot \cos[\alpha_M(\varepsilon_{\theta}^* + |w_{M\varepsilon}|)]}{\cos[\alpha_M(\varepsilon_{\theta}^* + |w_{M\varepsilon}|)] - 1}, \quad C_{2M} = \frac{1}{2\alpha_M} \left\{ \sigma_{xI}(a_{\varepsilon\theta}^*) - \frac{\sigma_{yI}(a_{\varepsilon\theta}^*)}{\cos[\alpha_M(\varepsilon_{\theta}^* + |w_{M\varepsilon}|)] - 1} \right\}. \quad (42a)$$

Формулу четвертого напряжения (тангенциального) $\sigma_{\bar{\psi}}$ записываем по аналогии с функцией (23), аппроксимирующей $\sigma_{\psi I}$, при соблюдении равенства $\sigma_{\bar{\psi}}(0) = \sigma_{\psi I}(a_{\varepsilon\theta}^*)$. В результате получаем

$$\sigma_{\bar{\psi}} = \mu(\sigma_{\bar{x}} + \sigma_{\bar{y}}) + E_y(s_{1x}a_{\varepsilon\theta}^* + s_{2x} - J_{\theta}). \quad (43)$$

Кинематическую зависимость $w_M = w_M(y)$ (рис. 2, а) выводим, воспользовавшись соответствующими формулами Коши и Дюгамеля-Неймана [4,10,11,16] по модели (14):

$$w_M = \frac{1+\mu}{E_y} \left[(1-\mu) \int \sigma_{\bar{y}} dy - \mu \int \sigma_{\bar{x}} dx \right] + \left[(1+\mu) J_{\theta} - \mu(s_{1x}a_{\varepsilon\theta}^* + s_{2x}) \right] y + C_w, \quad (44)$$

где постоянная интегрирования

$$C_w = 0 \quad (45)$$

вследствие нечётности функции $w_M(y)$ и её кососимметричности по отношению к плоскости $y = 0$ (рис. 2, а) [4].

Окончательное выражение для w_M получаем после подстановки $\sigma_{\bar{x}}$, $\sigma_{\bar{y}}$, C_w , согласно (29), (35), (36), (42), (42a) и (45), в формулу (44):

$$w_M = \frac{1+\mu}{E_y} \left\{ (1-\mu) \frac{\sigma_{yI}(a_{\varepsilon\theta}^*) \left\{ y \cos \left[\frac{\pi}{2\varepsilon_{\theta}} (\varepsilon_{\theta}^* + |w_{M\varepsilon}|) \right] - \frac{2\varepsilon_{\theta}}{\pi} \sin \left(\frac{\pi}{2\varepsilon_{\theta}} y \right) \right\}}{\cos \left[\frac{\pi}{2\varepsilon_{\theta}} (\varepsilon_{\theta}^* + |w_{M\varepsilon}|) \right] - 1} - \mu \sigma_{xI}(a_{\varepsilon\theta}^*) \frac{2\varepsilon_{\theta}}{\pi} \sin \left(\frac{\pi}{2\varepsilon_{\theta}} y \right) \right\} + \left[(1+\mu) J_{\theta} - \mu(s_{1x}a_{\varepsilon\theta}^* + s_{2x}) \right] y. \quad (46)$$

3. Количественная оценка несущей способности и деформативности уплотнительного элемента с определением необходимых размеров посадочного места.

Экспериментальными исследованиями радиально-нагруженных резиновых колец круглого профиля установлено [1,3], что их разрушение происходит вследствие выдавливания материала в зазор δ_n между деталями (рис. 3). С этой точки зрения цилиндрические сечения $x = 0$ и $x = l = a_{\varepsilon\theta}^* + a_{\varepsilon n}^*$ (рис. 2, а), где возникают экстремальные контактные давления $q_{m\theta}$ и q_{mn} (рис. 1, в), являются наиболее опасными и для рассматриваемого ГРТИ, поскольку круговое очертание поперечного профиля есть частный случай эллип-

тического. Естественно, что выбор опасной точки $((0;0)$ или $(l;0)$) зависит от расположения зазора δ_n , то есть от типа посадки уплотнителя (рис. 3).

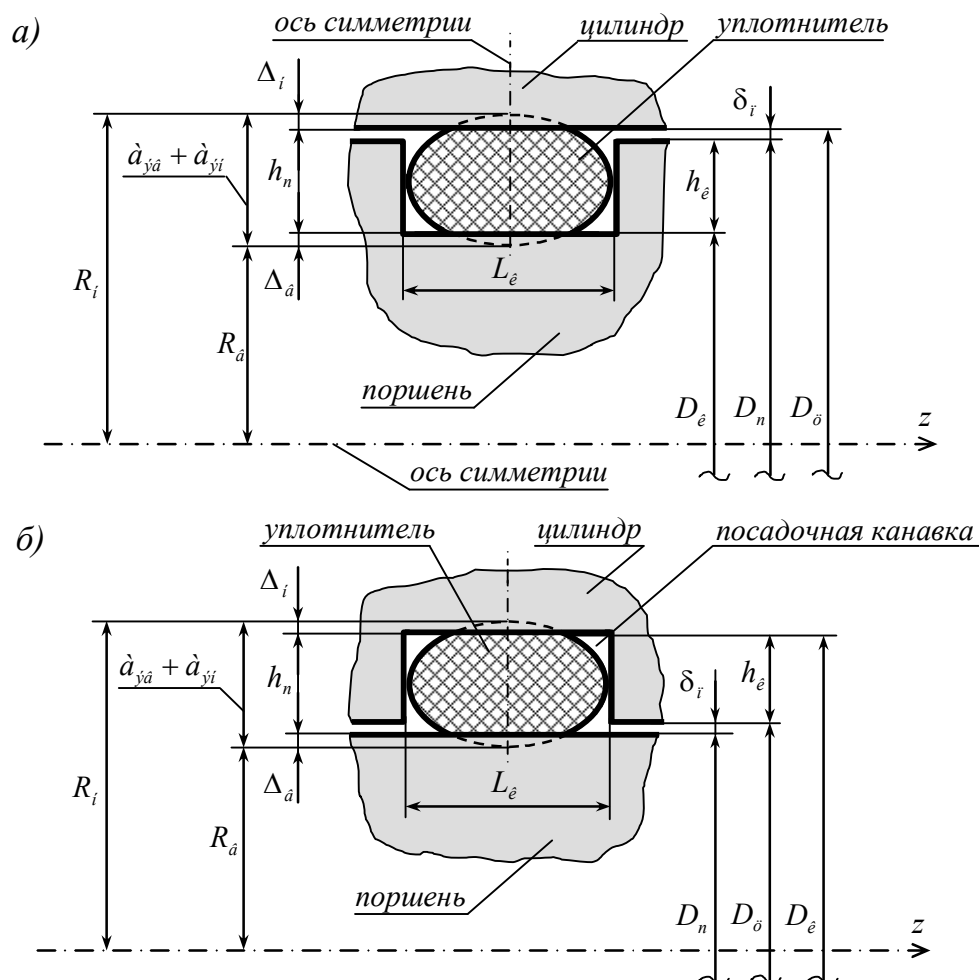


Рисунок 3

В случае радиальной деформации возможна установка кольца в гнездо прямоугольного очертания, выполненное на штоке или поршне (рис. 3, а) [1,2] либо в цилиндре (рис. 3, б). Однако, и это подтверждено практикой, более рационален и удобен монтаж ГРТИ в поршневую канавку-проточку (рис. 3, а), так как при указанном конструктивном решении уменьшается вероятность среза материала кольца или выскакивание его из гнезда [1,2]. В обоих вариантах сборки уплотнительного устройства его прочностной ресурс определяется такими проектно-эксплуатационными параметрами, зависящими от реактивных усилий q_{mv} , q_{mn} (рис. 1, в) и твёрдости эластомера, как (см. табл. 1 [1]): предельное давление q_{np} среды; допустимый зазор $[\delta_n]$; конкретные значения $\sigma_{IV}(l)$ (рис. 2, а и 3, а) или $\sigma_{IV}(0)$ (рис. 2, а и 3, б) функции эквивалентного напряжения $\sigma_{IV} = \sigma_{IV}(x)$ по энергетической гипотезе Губера-Генки-Мизеса [4] (четвёртой теории прочности [5] для секущей

плоскости $y = 0$ (рис. 1, в и 2, а):

$$\sigma_{IV} = \sqrt{\sigma_{xI}^2 + \sigma_{yI}^2 + \sigma_{\psi I}^2 - \sigma_{xI}\sigma_{yI} - \sigma_{yI}\sigma_{\psi I} - \sigma_{\psi I}\sigma_{xI}}. \quad (47)$$

В качестве критерия несущей способности моделируемого ГРТИ применяем общепринятое понятие расчётного коэффициента запаса статической прочности n_q , который связан с $\sigma_{IV}(l)$, $\sigma_{IV}(0)$ и допускаемым напряжением $[\sigma_q]$ уплотнителя следующими соотношениями [5]:

- для схемы установки ГРТИ (рис. 3, а)

$$n_q = [\sigma_q] / \sigma_{IV}(l); \quad (48)$$

- при монтаже кольца (рис. 3, б)

$$n_q = [\sigma_q] / \sigma_{IV}(0), \quad (49)$$

где нормативный параметр, в силу специфических особенностей данной задачи, тождественен q_{np} , то есть

$$[\sigma_q] = q_{np}. \quad (50)$$

Следует также отметить, что, поскольку обсуждаемая проблема связана с начальным (предварительным) напряжением уплотнительного элемента во время его монтажа, то представляется очевидным обеспечить на стадии проектирования выполнение условия

$$n_q \gg 1 \quad (51)$$

для последующего запаса несущей способности ГРТИ в режиме эксплуатации при рабочем избыточном давлении $q \leq q_{np}$.

Таблица 1 [1]

Предельное давление среды $q_{np} = [\sigma_q]$, МПа (Н/мм ²)	Допустимый зазор $[\delta_n]$, (мм) при твёрдости резины по СИ (JRH D), рекомендуемой для уплотнителей [3]		
	70	80	90
5	0,10	0,12	0,15
10	0,06	0,08	0,10
15	0,03	0,06	0,06
20	0,02	0,04	0,04

Примечание [1]. При $q > 20$ МПа требуется установка защитных шайб из фторопласта или аналогичных материалов, которые под действием давления закрывают зазор δ_n и препятствуют выдавливанию кольца.

Качество кольцевого контактного уплотнителя (УН и УПС [1]) в условиях предварительного натяга определяется не только параметрами Δ , Δ_e , Δ_n , характеризующими жёсткость ГРТИ, но и требуемыми размерами L_k , h_n посадочного места (рис. 3) [1,3].

В соответствии с обязательной предпосылкой об отсутствии давления деформированного сечения кольца на боковые стенки посадочной канавки [1,3], её ширину L_k (рис. 3) находим из условия (рис. 2, а)

$$L_k = 2(\epsilon_3^* + |w_{мэ}|), \quad (52)$$

с учётом функции (46) при $y = \epsilon_3^* + |w_{мэ}|$, а высоту h_n - согласно (11)-(13), откуда получаем

$$h_n = a_{эв} + a_{эн} - \Delta. \quad (53)$$

Размер L_k , вычисляемый по формуле (52), значительно уменьшает нежелательное перемещение кольцевого ГРТИ в канавке и существенно снижает габариты всего уплотнения [3].

Заключительный этап математического моделирования напряжённо-деформированного состояния уплотнителя завершаем соответствующим *алгоритмом расчёта* по заданным физико-механическим, температурным и геометрическим проектными характеристикам H_0 , α_0 , α_{cp} , θ_c , θ_m , θ , $a_{эв}$, $a_{эн}$, ϵ_3 , R_ϵ , $q_{сн}$ (см. (1)), ϵ_ψ (см. (3)), $[\sigma_q]$ при известной марке эластомера [1,3,7].

1. Определение механических и теплофизических констант K , μ_0 , E_0 , α_ℓ , H , μ , E , руководствуясь [7].

2. Вычисление Φ_3 , E_y и функционала J_θ на основании (5)-(8).

3. Расчёт геометрических характеристик R_0 , R_n , $\kappa_{R\epsilon}$, κ_{Rn} и параметров контактного взаимодействия P_n , P_ϵ , c_ϵ , c_n , $u_{ов}$, $u_{оС}$, $u_{он}$, $w_{оэ}$, ϵ_3^* , $a_{эв}^*$, $a_{эн}^*$ в соответствии с зависимостями (2), рекомендациями [6,9] и рисунком 1.

4. Определение местных радиальных перемещений u_{mn} , $u_{m\epsilon}$ и натягов Δ_n , Δ_ϵ , Δ по формулам (10)-(12).

5. Проверка условия (13) о предполагаемой физической линейности эластомера [1,4].

6. Расчёт экстремальных контактных давлений q_{mn} и $q_{m\epsilon}$, согласно (9).

7. Вычисление коэффициентов A_1 , A_2 , A_3 , s_{1x} , s_{2x} , C_u с использованием аналитических соотношений (17), (20)-(22, а), (25)-(27б).

8. Определение численных значений функций напряжений $\sigma_{xl}(x)$, $\sigma_{yl}(x)$, $\sigma_{\psi l}(x)$, $\sigma_{ll'}(x)$ с помощью формул (15)-(17), (23) и (47) при $x=l$ (рис. 2, а и 3, а) или $x=0$ (рис. 2, а, 3, б).

9. Оценка запаса прочности кольца по коэффициенту n_q в соответствии с (48) или (49) и условиями (50), (51).

10. Решение методом подбора трансцендентного уравнения, получающегося из функциональной зависимости (46) при $w_m \Rightarrow w_{мэ} > 0$ и $y = \epsilon_3^* + |w_{мэ}|$, относительно осевого перемещения $w_{мэ}$ правой точки B^* деформированного сечения кольца ГРТИ (рис. 2, а).

11. Определение размеров h_n и L_k посадочного места (рис. 3), используя формулы (52) и (53).

В качестве апробации предложенной уточнённой математической модели прочности и жёсткости ГРТИ приводим итоги расчёта уплотнительного кольца симметричного сечения (табл. 2), монтируемого в поршневую канавку (рис. 3, а), из эластомера СКН-18 с удельным весом $\rho_0 = 1300 \text{ кг/м}^3$ при следующих исходных параметрах [1,3,7]:

$H_0 = 80(JRHD)$; $\alpha_0 = 1,1 \cdot 10^{-4} (^\circ C)^{-1}$; $\alpha_{cp} = 2,4 \cdot 10^{-4} (^\circ C)^{-1}$; $\theta_c = -50^\circ C$; $\theta_m = 100^\circ C$;

$\theta = \theta_0 = 20^\circ \text{C}$; $a_{\text{эп}} = a_{\text{эб}} = 2,3 \text{ мм}$; $\epsilon_{\text{э}} = 3 \text{ мм}$; $R_{\text{г}} = 27 \text{ мм}$; $\bar{\epsilon}_{\text{в}} = 0,03$; $q_{\text{сн}} = 2 \text{ МПа}$ (Н/мм^2); $[\sigma_q] = 5 \text{ МПа}$ (табл. 1).

Численные данные таблицы 2 наглядно показывают, что в рассмотренном примере: 1) обеспечен почти пятикратный запас несущей способности ГРТИ ($n_q = 4,71 \gg 1$); 2) соблюдается деформационное условие (13), то есть $\epsilon = 0,141 < 0,25$.

Таблица 2

Основные расчетные характеристики уплотнителя					
Буквенное обозначение	Размерность	Значение	Буквенное обозначение	Размерность	Значение
\hat{E}	$(^0\tilde{N})^{-1}$	0,02779	$\dot{e}_{i\hat{a}}$	\ddot{u}	0,8100
μ_0	-	0,475	$\dot{e}_{i\tilde{N}}$	\ddot{u}	0,6684
\hat{A}_0	\dot{I} / \ddot{u}^2	10	\dot{e}_{ii}	\ddot{u}	0,5414
α_{ℓ}	$(^0\tilde{N})^{-1}$	0,00011	\dot{a}_{yi}^*	\ddot{u}	2,1731
\hat{I}	$JRHD$	80	$\dot{a}_{y\hat{a}}^*$	\ddot{u}	2,1584
μ	-	0,475	\dot{a}_y^*	\ddot{u}	3,0959
\hat{A}	\dot{I} / \ddot{u}^2	10	\dot{e}_{ii}	\ddot{u}	-0,1760
$\hat{O}_{\dot{y}}$	-	0,6522	$\dot{e}_{i\hat{a}}$	\ddot{u}	0,2049
$\hat{A}_{\hat{o}}$	\dot{I} / \ddot{u}^2	14,2533	$w_{i\dot{y}}$	\ddot{u}	$\pm 0,201$
J_{θ}	-	0	q_{ii}	\dot{I} / \ddot{u}^2	2,5465
R_0	\ddot{u}	29,3	$q_{i\hat{a}}$	\dot{I} / \ddot{u}^2	2,7288
R_i	\ddot{u}	31,6	$\sigma_{IV}(l)$	\dot{I} / \ddot{u}^2	1,0615
\hat{e}_{Ri}	-	0,0785	n_q	-	4,71
$\hat{e}_{R\hat{a}}$	-	0,0785	Δ_i	\ddot{u}	0,3029
\hat{D}_i	\dot{I} / \ddot{u}	4,8815	Δ_{ϵ}	\ddot{u}	0,3466
$\hat{D}_{\hat{a}}$	\dot{I} / \ddot{u}	5,6437	Δ	\ddot{u}	0,6495
\tilde{n}_i	\ddot{u}	1,2204	ϵ	-	0,141
$\tilde{n}_{\hat{a}}$	\ddot{u}	1,3167	h_i	\ddot{u}	3,9505
$w_{o\dot{y}}$	\ddot{u}	$\pm 0,0959$	$L_{\hat{e}}$	\ddot{u}	6,5938

Что касается выполнения предпосылки-допущения (13) [1] базовой модели [4], то его границы могут быть расширены до степени сжатия $\epsilon \leq 0,3 \div 0,4$ при наличии смазки на поверхностях контртел [17]. В то же время интервал $0,15 \leq \epsilon \leq 0,25$ считается наиболее

рациональным для подвижных (УПС [1]) и неподвижных (УН [1]) соединений, а при $\varepsilon = 0,22 \div 0,25$ наблюдается максимальная выносливость при циклической нагрузке [1,3]. На основании этих эксплуатационно-технологических рекомендаций [1] процесс проектного расчёта эластомерного кольцевого уплотнительного устройства обычно заключается в подборе необходимого натяга Δ , соответствующего определённой деформации ε и минимальному контактному давлению (1) [1], гарантирующему требуемую герметичность уплотнения с учётом уменьшения $q_{сн}$, вследствие старения и релаксации резины.

Полученные результаты и выводы могут быть непосредственно использованы в расчётах на прочность и жёсткость радиальных ГРТИ эллиптического и круглого очертаний поперечного профиля, а также при оптимизации их физико-механических и геометрических параметров в процессе математического моделирования и конструирования гидравлических, пневматических и вакуумных систем. В конечном итоге разработанная новая теория оценки напряжений и деформаций позволяет инженеру-проектировщику подбирать и регулировать такие важнейшие характеристики рассмотренного герметизирующего РТИ, как (рис. 1 и 3) функции контактных давлений; предварительные натяги (11)-(12); расчётный зазор $\delta_n \leq [\delta_n]$; диаметры канавки - D_k , поршня (штока) - D_n и цилиндра D_u ; размеры h_n , L_k посадочного места и глубину проточки - h_k при дополнительном условии [1] $h_n = 0,5[D_u(1 + \alpha_u \Delta \theta) - D_n(1 + \alpha_n \Delta \theta)]$, в котором α_u и α_n - коэффициенты линейных температурных деформаций контртел (цилиндра и поршня).

Список литературы

1. Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник / Л.А. Кондаков, А.И. Голубев, В.В. Гордеев и др.; Под общ. ред. А.И. Голубева, Л.А. Кондакова. - 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1994. - 448 с.
2. Аврушенко Б.Х. Резиновые уплотнители. - Л.: Химия, 1978. - 136 с.
3. Кондаков Л.А. Уплотнения гидравлических систем. - М.: Машиностроение, 1972. - 240 с.
4. Абдеев Б.М. Уточнённая физико-математическая модель напряжённо-деформированного состояния радиальных эластомерных уплотнительных колец эллиптического сечения для условий предварительного натяга / Б.М. Абдеев, Т.Ф. Брим, Ж.О. Кульсеитов // Вестник ВКГТУ. - 2006. - № 4. - Усть-Каменогорск, 2006. - С. 30-43.
5. Биргер И.А. Расчет на прочность деталей машин: Справочник / И.А. Биргер, В.Ф. Шорр, Г.В. Иосилевич. - М.: Машиностроение, 1979. - 702 с.
6. Абдеев Б.М. К вопросу оценки прочности и жесткости радиальных эластомерных уплотнительных колец эллиптического сечения для условий предварительного натяга / Б.М. Абдеев, Т.Ф. Брим, А.Ж. Кульсеитов // Вестник ВКГТУ. - 2007. - № 4. - Усть-Каменогорск, 2007. - С. 35-45.
7. Абдеев Б.М. Методика и алгоритм расчета механических и теплофизических характеристик резины с учетом температурного градиента / Б.М. Абдеев, А.А. Кравцов // Вестник ВКГТУ. - 2004. - № 3. - Усть-Каменогорск, 2004. - С. 25-34.
8. Абдеев Б.М. Условный модуль упругости и фактор формы резиновых уплотнительных колец несимметричного эллиптического сечения / Б.М. Абдеев, Т.Ф. Брим, А.Ж. Кульсеитов // Вестник ВКГТУ. - 2007. - № 1. - Усть-Каменогорск, 2007. С. 36-43.
9. Абдеев Б.М. Общие термоупругие осесимметричные деформации радиальных эластомерных уплотнительных колец эллиптического сечения / Б.М. Абдеев, Т.Ф. Брим, А.Ж. Кульсеитов // Материалы Междунар. науч.-практ. конф. «Аманжоловские чтения - 2007». - Усть-Каменогорск: Изд-во ВКГУ им. С. Аманжолова, 2007. - Ч.3. - С. 30-36.
10. Ломакин В.А. Теория упругости неоднородных тел. - М.: Московский ун-т, 1976. - 368 с.
11. Киселёв В.А. Плоская задача теории упругости: Учеб. пособие для вузов. - М.: Высшая школа, 1976. - 151 с.
12. Абдеев Б.М. К вопросу определения напряжений в бесконечно длинной полосе, сжатой уравновешенными силами, распределёнными по эллиптическому закону / Б.М. Абдеев, Т.Ф. Брим, А.В. Вавилов // Материалы Междунар. науч.-практ. конф. «Валихановские чтения - 12» (20-22 апреля). - Кокшетау: РИО Кокшетауского гос. ун-та им. Ш.Ш. Уалиханова, 2007. - Т. 4. - С.3-6.
13. Смолянский М.Л. Таблицы неопределённых интегралов. - М.: Наука, 1965. - 112 с.

14. Тимошенко С.П. Прочность и колебания элементов конструкций. – М.: Наука, 1975. – 704 с.
15. Lowe A.E. Lehrbuch der Elastizitat. Autorisierte Ausgabe unter Mitwirkung des Verfassers besorgt von Aloys Timpe. Leipzig-Berlin, B.G. Teubner, 1907. – 664 p.
16. Тимошенко С.П. Теория упругости / С.П. Тимошенко, Дж. Гудьер / Пер. с англ. М.И. Рейтмана. – М.: Наука, 1975. – 576 с.
17. Потураев В.Н. Резиновые и резино-металлические детали машин. – М.: Машиностроение, 1966. – 300 с.

Получено 29.07.08

УДК 656.13.05

А.А. Макенов, С.Н. Сафонов
ВКГТУ, г. Усть-Каменогорск

ПОВЫШЕНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ ДОРОЖНОГО ДВИЖЕНИЯ В ТЕМНОЕ ВРЕМЯ СУТОК НА ГОРОДСКИХ УЛИЦАХ

Важное место в проблеме обеспечения безопасности и эффективности дорожного движения занимают вопросы организации движения на улично-дорожной сети городов в темное время суток. Это связано с тем, что продолжительность темного времени суток, особенно в осенне-зимний период, составляет значительную часть времени. Интенсивность движения транспортных средств и пешеходов в темное время суток снижается в 5-10 раз по сравнению со светлым периодом [1]. Дорожно-транспортные происшествия (ДТП) в это время суток характеризуются более тяжкими последствиями. При этом следует отметить, что большое количество ДТП в темное время суток происходит при отсутствии или крайне низком качестве наружного освещения [2].

Основной задачей повышения безопасности дорожного движения в темное время суток на улично-дорожной сети городов является создание таких условий видимости, при которых, во-первых, водитель транспортного средства может легко различать дорогу и её направление, во-вторых, он может своевременно обнаружить необходимую информацию о появлении в поле зрения препятствий.

Улучшение качественных характеристик наружного освещения городских улиц и дорог и доведение его до нормативных требований позволяет снизить количество ДТП в темное время суток в среднем на 30 %, количество наездов транспортных средств на пешеходов – на 40 %, количество ДТП со смертельным исходом – на 55 % [2].

Для поддержания надлежащего уровня искусственного освещения улично-дорожной сети необходимо периодически проводить мониторинг его основных характеристик. В этих целях следует располагать соответствующими техническими средствами, которые позволяют определить светотехнические параметры проезжей части улиц и дорог.

На кафедре транспорта и логистики Восточно-Казахстанского государственного технического университета им. Д. Серикбаева была разработана конструкция портативного прибора для измерения освещенности дорожного покрытия [3]. Фотоэлемент преобразует величину освещенности в электрический сигнал, который высвечивается на цифровом табло прибора. Использование аналого-цифрового преобразователя (АЦП) для подклю-

чения выхода с данного прибора на вход компьютера (рис. 1) позволит обеспечить создание базы данных по уровню освещенности на городских улицах и дорогах с целью обоснования и проведения необходимого комплекса профилактических мероприятий по поддержанию нормативного уровня освещенности.

Датчик устанавливается на крыше транспортного средства. Чтобы получить значение освещенности на поверхности дороги E_g , используют формулу

$$E_g = E_{кр} \cdot (H - h)^2 / H^2, \quad (1)$$

где $E_{кр}$ – освещенность, измеренная на уровне крыши транспортного средства, лк;

H – высота подвеса светильника, м;

h – высота установки фотоэлемента, м.

Измеренное значение освещенности E_g пересчитывают в яркость $L_{ср}$ по следующей формуле:

$$L_{ср} = E_{кр} \cdot (\eta_L / \eta_E \cdot \pi), \quad (2)$$

где η_L – коэффициент использования светильника по яркости;

η_E – коэффициент использования светильника по освещенности.

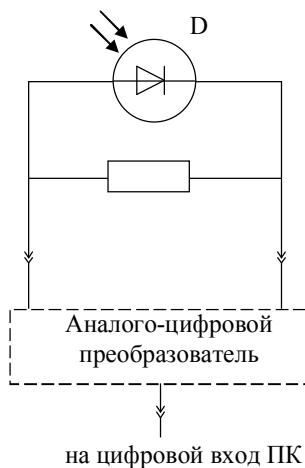


Рисунок 1 – Электрическая схема с использованием АЦП

Обследование условий стационарного освещения на ряде улиц города Усть-Каме-ногорска показало, что при достаточной достоверности производительность труда при проведении измерений значительно повышается по сравнению с существующими методами измерения освещенности и яркости. При этом обеспечивается более высокая безопасность измерений и исключается необходимость в ограничении движения во время проведения обследований. Запись значений освещенности позволяет автоматизировать процесс обработки полученных результатов и объективно выявить участки городских улиц и дорог с недостаточной освещенностью. При этом для повышения точности измерений скорость движения транспортного средства не должна превышать 40 км/ч. Кроме того, транспортное средство должно двигаться посередине освещаемой городской улицы и дороги [4].

Анализ зарубежного и отечественного опыта обеспечения безопасности дорожного движения с использованием наружного освещения показывает, что рациональное устрой-

ство наружного освещения и оптимизация его работы на базе автоматизированной системы управления позволяет повысить пропускную способность улично-дорожной сети городов и снизить количество ДТП в темное время суток.

Существующие системы управления наружным освещением можно подразделить на следующие виды [5]. Во-первых, это местное управление, обеспечивающееся посредством установки коммутационных и управляющих аппаратов непосредственно в линиях, которые питают осветительную аппаратуру (на щитах подстанций, магистральных щитах и т.д.). Однако подобные системы применяются только в небольших обособленных осветительных сетях, имеющих один центр питания. В основном же сети уличного освещения городов имеют сложную разветвленную структуру и множество центров питания. В этих системах предусматривается дистанционное управление освещением. Как правило, это достигается путем установки магнитных пускателей в линиях питающей и групповой сетей. Такая система включается с единого диспетчерского пункта. Причем сигналом на включение линии, которая питается от подстанции, будет являться наличие напряжения на конце линии, питающейся от предыдущей подстанции. В установках наружного освещения городов и населенных пунктов широко применяется каскадная схема дистанционного управления, при которой управление участками распределительных линий наружного освещения осуществляется путем подключения катушки магнитного пускателя второго участка в линию первого, катушки пускателя третьего участка в линию второго и т.д. Возможно и использование телемеханической схемы, при которой включение и отключение магнитных пускателей производится из диспетчерского пункта с помощью телемеханических устройств.

Также широко используется автоматическое программное или фотоавтоматическое управление с установкой магнитных пускателей в линиях освещения, программного реле, фотореле или фотоэлектрического автомата, включающих освещение в зависимости от уровня естественной освещенности или времени суток.

Для наружного освещения городов и населенных пунктов системы дистанционного управления освещением предусматривают два режима работы осветительных установок - вечерний и ночной. При вечернем режиме включены все осветительные приборы, при ночном, когда интенсивность дорожного движения значительно уменьшается, часть осветительных приборов отключается, обычно отключают светильники, которые подключены к какой-нибудь одной или двум фазам.

Перечисленные системы управления являются не достаточно высокоэффективными с точки зрения энергосбережения из-за целого ряда причин. Во-первых, ручные системы включения (отключения) освещения, как показывает практика их эксплуатации, обуславливают большой перерасход электроэнергии (часто связанный с человеческим фактором). Во-вторых, малоэффективное управление мощностью системы освещения (в вечерние и в ночные часы) приводит к повышению коэффициента неравномерности освещения. В-третьих, отсутствие оперативного контроля состояния осветительных сетей и доступа в шкафы уличного освещения (ШУО) с целью хищения цветных металлов и оборудования (что особенно важно в последнее время).

Следовательно, можно сделать вывод о необходимости создания автоматизированных систем управления наружным освещением (АСУНО), позволяющих не только включать или отключать освещение улиц, но и регулировать энергопотребление системы, контролировать целостность оборудования и несанкционированный доступ, своевременно сиг-

нализировать оперативному персоналу об аварийных ситуациях в сети. Однако такие системы управления при переключении освещения в ночной режим используют метод отключения одной - двух фаз. Это повышает, как уже говорилось выше, неравномерность освещенности улиц и дорог.

Избежать этого позволяет использование в уличных светильниках электронных пускорегулирующих аппаратов (ЭПРА) вместо традиционных электромагнитных. Данные устройства управляют потребляемым током ламп и световым потоком всех светильников, не увеличивая неравномерность освещенности дорожного полотна.

Однако это приводит к существенному удорожанию схемы. Ведь кроме приемника-преобразователя управляющих сигналов в каждом ЭПРА необходимо проводить свою выделенную линию для управляющих сигналов к каждому светильнику.

Выходом из такой ситуации будет использование устройства, позволяющего передавать сигналы управления по беспроводным каналам связи.

Проведенный анализ литературных источников позволяет сделать вывод, что при проектировании АСУНО более перспективным и экономически эффективным является устройство передачи и приема информации через цифровой GSM/GPRS канал (табл. 1, рис. 2).

Таблица 1

Основные характеристики систем наружного освещения

Системы управления освещением	Срок эксплуатации, лет	Период окупаемости, лет	Коэффициент затрат на обслуживание	Среднегодовой экономический эффект от внедрения, тг.
Местные	7	0	14	0
Дистанционные	7	0	5	0
Автоматические *	10	2,7	1,1	7 957 800
Автоматизированные ** через выделенную линию через GSM/GPRS канал	10	2,7	1,1	8 130 750
	10	2,55	1	8 276 450

*Астана, **Санкт-Петербург, Москва – города, где были внедрены данные системы управления наружным освещением

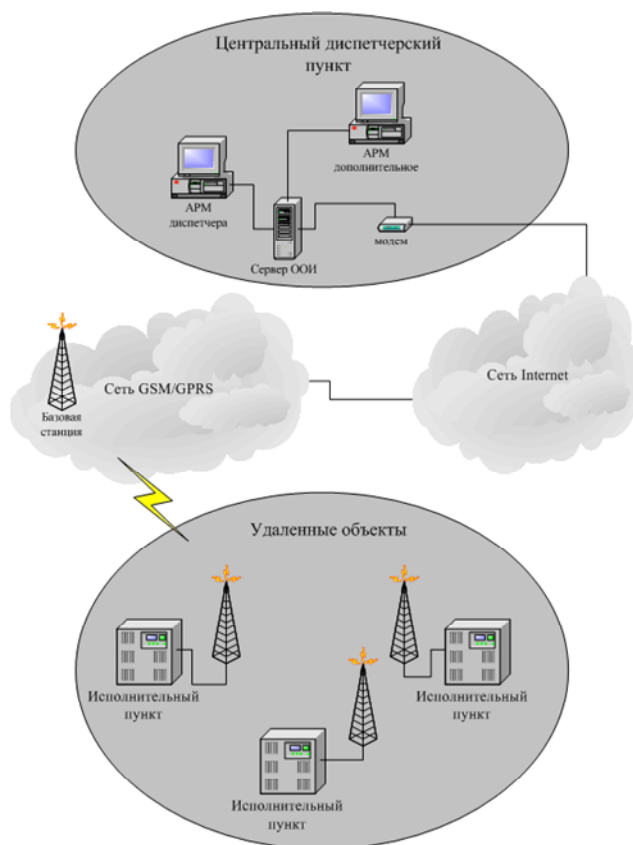


Рисунок 2 - Структура АСУНО (работа по технологии GSM/GPRS)

Экономическая эффективность от внедрения и эксплуатации АСУНО обусловлена следующими факторами [5]:

1. Отслеживание годового графика включения и отключения освещения с точностью до минуты.
2. Коррекция режима включения в пасмурные и солнечные дни.
3. Экономичный режим частичного освещения в ночное время.
4. Экономия на ресурсе осветительных ламп за счет уменьшения суммарного времени горения.
5. Оплата по каждому пункту учета по конкретному энергопотреблению, а не за установленную мощность.
6. Возможность отслеживания несанкционированного подключения.
7. Экономия на организационно-технических мероприятиях, учет процента горения, ремонт, праздничные режимы, предотвращение аварий, экономия на обслуживании, транспортные расходы, увеличение сроков эксплуатации оборудования (ламп, проводов) и т.д.

Нами выполнены расчеты экономической эффективности внедрения АСУНО в условиях среднего города со стандартными параметрами технического оснащения и плотности населения (табл. 2).

Таблица 2

Оценка экономической эффективности от внедрения АСУНО

№ п/п	Наименование показателя	Значение
1	Затраты на внедрение АСУНО, тенге	22 750 000
2	Срок окупаемости, лет	2,55
3	Среднегодовой экономический эффект от внедрения системы, тенге	8 276 450
4	Срок эксплуатации системы, лет	10

На основании расчетов показателей экономической эффективности можно сделать заключение о том, что внедрение предлагаемой АСУНО является экономически выгодным проектом.

Необходимость комплексного подхода к решению проблемы освещения городских улиц и дорог в темное время суток в целом не вызывает сомнений. Несомненно, что дальнейшее развитие светотехники будет вовлекать новые технологии в создание автоматизированных систем управления наружным освещением и обеспечение нормативного искусственного освещения улично-дорожной сети городов.

Список литературы

1. Клиновштейн Г.И. Организация дорожного движения: Учеб. для вузов / Г.И. Клиновштейн, М.Б. Афанасьев. – М.: Транспорт, 2001. – 247 с.
2. Рейцен Е.А. Обеспечение безопасности дорожного движения при искусственном освещении / Е.А. Рейцен, И.И. Казимирова // Проблемы больших городов: Обзор. информация. – М.: МГЦНТИ, 1989. – Вып. 9. – 36 с.
3. Макенов А.А. Организация оперативного контроля характеристик искусственного освещения городских улиц / А.А. Макенов, С.Н. Сафонов // Вестник ВКГТУ. – 2005. – № 2. – Усть-Каменогорск, 2005. – С. 49-54.
4. Вздыхалкин В.Н. Методика и аппаратура контроля искусственного освещения дорог / В.Н. Вздыхалкин, В.А. Косарев // Проблемы качества работы и эффективности автомобильного транспорта: Сб. науч. тр. / МАДИ. – М., 1985. – С. 112-115.
5. www.svetotecnica-system.ru; www.asuno.ru

Получено 23.07.08

УДК 62-83-52

К.Т. Тергемес

КазНТУ им. К.И. Сатпаева, г. Алматы

**МНОГОДВИГАТЕЛЬНЫЙ ЭЛЕКТРОПРИВОД С ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯМИ ЧАСТОТЫ
НА СИЛОВЫХ IGBT ТРАНЗИСТОРАХ**

Силовая электроника – стремительно развивающееся направление преобразовательной техники. Ведущие мировые фирмы-производители (International Rectifier, Motorola, Intersil, Siemens и др.) массово выпускают управляемые полупроводниковые ключи (транзисторы MOSFET и IGBT), силовые полупроводниковые модули, включающие в себя несколько согласованных по электрическим свойствам ключевых и неуправляемых элемен-

тов, драйверы для управления силовыми ключами, элементы защиты от опасных перенапряжений и т.д. [1].

Разработка и выпуск IGBT транзисторов дали мощный импульс для развития автоматизированного, в том числе многодвигательного электропривода. Современные электроприводы с частотным управлением на IGBT транзисторах имеют большой диапазон регулирования, выходная частота достигает до 400Гц. Частотно-регулируемый электропривод переменного тока позволяет значительно улучшить технологические процессы в жилищно-коммунальном хозяйстве, бумажной, горной, пищевой, легкой, машиностроительной промышленности и, что наиболее актуально, снизить потребление электроэнергии. Применение преобразователей частоты на базе силовых IGBT транзисторов решило десятилетиями существовавшую проблему обеспечения высоковольтных схем простыми и надежными ключевыми элементами, обладающими высоким быстродействием, малыми затратами на управление. Индивидуальные электроприводы с частотным управлением на IGBT транзисторах, мощность которых достигает до 400 кВт, имеют высокий коэффициент полезного действия, повышенный коэффициент мощности до 0,99 [2].

Применение таких преобразователей частоты в многодвигательных электроприводах позволяет улучшить энергетические показатели последних.

Автором предлагается многодвигательный регулируемый асинхронный электропривод с энергосбережением [3] как в пуско-тормозных режимах, так и в режимах регулирования координат электропривода (рис. 1). Многодвигательный асинхронный электропривод содержит один общий активный выпрямитель напряжения (АВН) и N автономных инверторов напряжения (АИН) для N асинхронных электродвигателей с короткозамкнутым ротором. Синхронность и согласованность вращения двигателей поддерживается общим задающим сигналом U_z , с которыми сравниваются сигналы обратных связей по скорости каждого двигателя.

Общее регулирование скорости двигателей и подрегулирование каждого двигателя достигается автономными инверторами напряжения, выполненными на силовых IGBT транзисторах с широтно-импульсной модуляцией (ШИМ). Особенность таких преобразователей частоты заключается в большом диапазоне и плавности регулирования скорости вращения двигателей с учетом известных законов частотного управления. В зависимости от характера нагрузок преобразователя частоты поддерживается соотношением [4]:

$$\frac{U}{U_{ном}} = \frac{f}{f_{ном}} \sqrt{\frac{M}{M_{ном}}},$$

где $U_{ном}, f_{ном}$ – номинальное напряжение и номинальная частота сети;

U, f – напряжение и частота на выходе преобразователя частоты;

$M_{ном}, M$ – номинальное и текущее значения момента асинхронного двигателя, обеспечивающие постоянство перегрузочной способности и магнитных потоков двигателя. Это позволит экономить до 30-40 % электроэнергии, т.к. при регулировании частоты не происходит увеличения скольжения асинхронных электродвигателей.

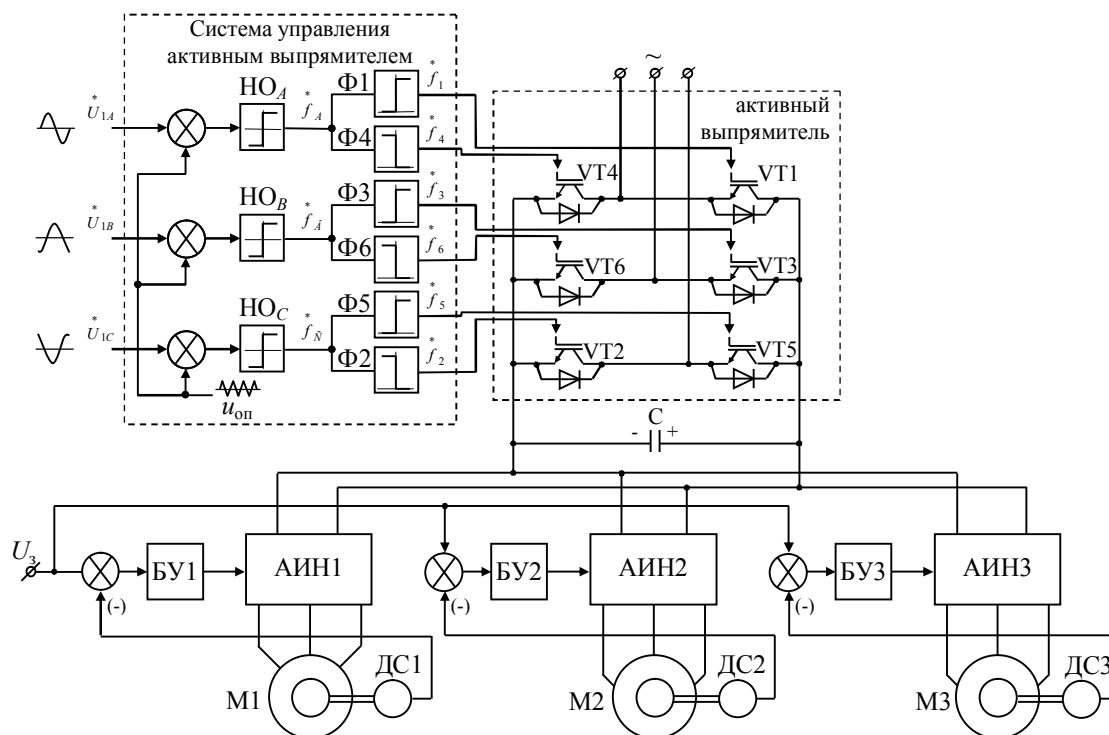


Рисунок 1 – Структура силовой части МЭП с общим выпрямителем и индивидуальными автономными инверторами напряжения

Плавность пуска асинхронных электродвигателей осуществляется за счет регулируемого открывания силового транзистора VT7, торможение происходит при работе автономных инверторов в режиме выпрямителей, а активного выпрямителя – в режиме инвертора [5].

Такая схема рекомендуется для МЭП с мощными электродвигателями и позволяет не только экономить электроэнергию и повысить КПД, но дает возможность улучшить гармоническое составляющее тока, потребляемое преобразователем из сети или возвращаемое в сеть, и получить желаемое значение коэффициента мощности привода в целом.

Силовая схема и система управления автономного инвертора напряжения идентичны схемам активного выпрямителя и системе управления, имеющим в своем составе шесть IGBT транзисторов с обратными диодами, системы управления, состоящие из трех нуль-органов и источника пилообразного опорного напряжения $U_{оп}^*$, формирователей Ф1-Ф6.

На входе нуль-органов сравниваются задающие сигналы U_{1A}^* , U_{1B}^* , U_{1C}^* и пилообразное опорное напряжение $U_{оп}^*$. В зависимости от соотношения U_1 и $U_{оп}^*$ сигнал на выходе формирователя может быть либо положительным, либо отрицательным, открывая соответствующие силовые транзисторы. Изменение частоты управляющего сигнала

$(U_{1A}^*, U_{1B}^*, U_{1C}^*)$ приводит к изменению частоты на выходе инвертора, а изменение амплитуды управляющего сигнала при неизменной его частоте приводит к изменению соотношения длительности положительных и отрицательных импульсов напряжения на выходе, т.е. изменению амплитуды его первой гармоники. При высокой частоте ШИМ токи на двигателях оказываются практически синусоидальными [2].

Популярность использований IGBT транзисторов и их модульных исполнений обусловлена их достоинствами и простотой схем управления:

- отсутствием вспомогательных коммутационных цепей;
- хорошей защитной способностью, например при коротких замыканиях;
- высокой частотой переключений при низких коммутационных потерях.

Фирмы-производители «International Rectufiev», «Motorolla», «Siemens» производят IGBT транзисторы в модульном исполнении. Каждый фазовый модуль содержит два и более IGBT транзисторов с рабочими параметрами: до напряжения – 6,5 кВ и токи – 2,5 А. Кроме того, выпускаются готовые драйверы-микросхемы для управления двигателями переменного тока. Драйверы выполняют различные логические функции, обеспечивают защиту управляемых транзисторов и передают сигналы о неисправностях.

Использование автономных инверторов напряжения позволяет повысить показатели энергетических пользователей (коэффициент полезного действия и мощности многодвигательного электропривода) и экономить электрическую энергию до 25-30 % от установленной мощности.

Список литературы

1. Семенов Б.Ю. Силовая электроника: от простого к сложному. – М.: Солон-пресс, 2006. – 415с.
2. Соколовский Г.Г. Электроприводы переменного тока с частотным регулированием. – М.: АСАДЕМА, 2006. – 260 с.
3. Тергемес К.Т. Положительное решение о выдаче предварительного патента РК на изобретение № 2007/0278. 8 от 26.02.2007.
4. Сандлер А.С. Автоматическое частотное управление асинхронными двигателями / А.С. Сандлер, Р.С. Сарбатов. – М.: Энергия, 1974. – 328 с.
5. Терехов В.Н. Системы управления электроприводов / В.Н. Терехов, О.И. Осипов. – М.: АСАДЕМА, 2006. – 300 с.

Получено 24.07.08