



Московский государственный технический университет  
имени Н.Э. Баумана

## **Методические указания**

**Н.Н. Барбашов, И.В. Леонов,  
Б.И. Плужников**

**ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МАШИН  
ПО ДИНАМИЧЕСКИМ  
И ЭКОНОМИЧЕСКИМ КРИТЕРИЯМ**

Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана

Московский государственный технический университет  
имени Н.Э. Баумана

**Н.Н. Барбашов, И.В. Леонов, Б.И. Плужников**

**ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МАШИН  
ПО ДИНАМИЧЕСКИМ И ЭКОНОМИЧЕСКИМ  
КРИТЕРИЯМ**

*Методические указания к курсовому проектированию*

*Под редакцией Г.А. Тимофеева*

Москва  
Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана  
2010

УДК 621.01  
ББК 34.42  
Б24

Рецензент *В.А. Марков*

**Барбашов Н.Н.**

Б24 Основы проектирования машин по динамическим и экономическим критериям : метод. указания к курсовому проектированию / Н.Н. Барбашов, И.В. Леонов, Б.И. Плужников ; под ред. Г.А. Тимофеева. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. – 18, [2] с. : ил.

Приведены типовые задания и примеры решения ряда задач, представляющих практический интерес. Дана оценка экономичности расхода энергии на базе расчета циклового КПД машин на установившихся и на переходных режимах.

Для студентов механических и экономических специальностей, выполняющих расчеты в курсовой работе по дисциплинам «Основы проектирования машин» и «Теория механизмов и машин» с использованием ЭВМ.

Рекомендовано учебно-методической комиссией факультета РК.

УДК 621.01  
ББК 34.42

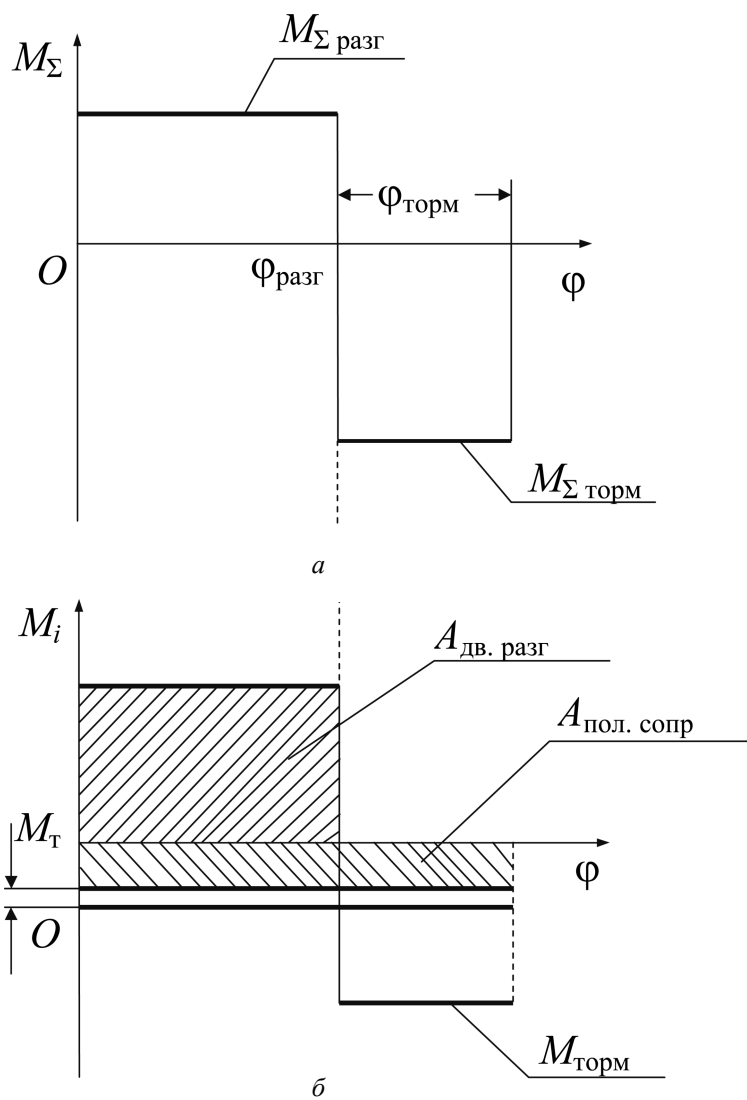
## **ВВЕДЕНИЕ**

Большинство предъявляемых к машине требований касаются производительности, надежности и экономичности машины. Однако учесть эти требования на ранней стадии проектирования очень трудно из-за противоречивости динамических и экономических критериев. За основу механической теории энергосбережения взят неустановившийся цикл работы машины «разгон – торможение». Рассматривая потери работ и кинетической энергии в цикле на основе анализа энергетического баланса машины, а также возможности рекуперации энергии при торможении, удалось вывести общее уравнение циклового КПД машины.

В методических указаниях предложены универсальные рекомендации по выбору мощности двигателей, передаточного отношения механизмов, момента переключения с разгона на торможение, характеристик агрегатов рекуперации энергии и других параметров машинного агрегата. Таким образом, используя одно-массовую энергетическую (часто называемую динамической) модель машины, удалось создать методику проектирования по динамическим и экономическим критериям, связать разрозненные вопросы проектирования единой теорией и представить в виде решения нескольких последовательно решаемых задач.

### **1. ДИНАМИКА ЦИКЛА «РАЗГОН – ТОРМОЖЕНИЕ» МАШИНЫ**

Значительную часть времени современные машинные агрегаты работают с чередованием разгона и торможения. Для обеспечения работы машин в таком режиме приходится проводить динамический расчет, который основан на энергетических соотношениях процессов, протекающих в машинах. Рассмотрим подробнее идеализированный неустановившийся режим, состоящий из циклов разгона и следующего за ним торможения машины (рис. 1, *a*).



**Рис. 1.** Идеализированный цикл движения машин «разгон – торможение»:

$a$  – диаграмма суммарного приведенного момента;  $b$  – составляющие суммарного момента

Идеализация цикла заключается в том, что значения приведенных моментов сил  $M$  и моментов инерции звеньев  $J$  приняты постоянными на участках разгона и торможения, поэтому движения на них являются равномерными с постоянными ускорениями

$$\varepsilon_{\text{разг}} = M_{\Sigma\text{разг}}/J_{\Sigma}; \quad \varepsilon_{\text{торм}} = M_{\Sigma\text{торм}}/J_{\Sigma}.$$

Суммарные приведенные моменты при разгоне и торможении имеют вид

$$M_{\Sigma\text{разг}} = M_{\text{дв}} + M_{\text{вр.сопр}} + M_{\text{пол.сопр}};$$

$$M_{\Sigma\text{торм}} = M_{\text{торм}} + M_{\text{вр.сопр}} + M_{\text{пол.сопр}},$$

где  $M_{\text{дв}}$  и  $M_{\text{торм}}$  – приведенные моменты двигателя и торможения (имеют разные знаки);  $M_{\text{пол.сопр}}$  и  $M_{\text{вр.сопр}}$  – моменты полезного и вредного сопротивления.

Поскольку при торможении машины ее скорость и кинетическая энергия в конце движения равны нулю, изменение кинетической энергии машины будет равно значению ее «запаса» перед торможением:

$$T_{\text{нач.торм}} = J_{\Sigma} \omega_{\text{max}}^2 / 2,$$

где  $\omega_{\text{нач}} = \omega_{\text{max}}$  – начальное значение угловой скорости машины перед торможением.

Поскольку суммарная работа за цикл «разгон – торможение» равна нулю ( $\Sigma A_{\text{цикл}} = 0$ ), модули работ при разгоне и при торможении равны:

$$|A_{\text{торм}}| = |A_{\text{дв.разг}}|,$$

$$\text{где } |A_{\text{торм}}| = \left| \int_0^{\Phi_{\text{торм}}} M_{\Sigma\text{торм}} d\Phi \right|; \quad |A_{\text{дв.разг}}| = \left| \int_0^{\Phi_{\text{разг}}} M_{\Sigma\text{разг}} d\Phi \right|.$$

Из этого условия легко найти связь между суммарными моментами при разгоне и при торможении, а также угловую координату  $\Phi_{\text{пер}} = \Phi_{\text{разг}}$  переключения с разгона на торможение:

$$M_{\Sigma\text{разг}} \Phi_{\text{разг}} = M_{\Sigma\text{торм}} \Phi_{\text{торм}},$$

где  $\varphi_{\text{пер}} = \varepsilon_{\text{разг}} \tau_{\text{разг}}^2 / 2$ ,  $\varphi_{\text{торм}} = \varepsilon_{\text{торм}} \tau_{\text{торм}}^2 / 2$  – пути при разгоне и торможении. Время движения в цикле «разгон – торможение»

$$\tau_{\text{цикл}} = \tau_{\text{разг}} + \tau_{\text{торм}},$$

где  $\tau_{\text{разг}} = \omega_{\text{max}} / \varepsilon_{\text{разг}}$  – время разгона;  $\tau_{\text{торм}} = \omega_{\text{max}} / \varepsilon_{\text{торм}}$  – время торможения.

Анализ динамических свойств цикла «разгон – торможение» позволяет сделать выводы, что наиболее высокими динамическими качествами из всех возможных циклов с равными максимальными механическими нагрузками обладает цикл «разгон – торможение» с постоянными значениями моментов сил.

## 2. КПД МАШИНЫ В ЦИКЛЕ НЕУСТАНОВИВШЕГОСЯ ДВИЖЕНИЯ

Разгон и торможение машины являются неустановившимися режимами, КПД такого неустановившегося цикла движения можно определить по известной формуле

$$\eta_{\text{цикл}} = \frac{|A_{\text{пол.сопр}}|_{\text{цикл}}}{A_{\text{дв.разг}}},$$

где  $|A_{\text{пол.сопр}}|_{\text{цикл}} = \int_0^{\varphi_{\text{цикл}}} M_{\text{пол.сопр}} d\varphi$  – работа сил полезного сопротивления за цикл;

$A_{\text{дв.разг}} = \int_0^{\varphi_{\text{разг}}} M_{\text{дв}} d\varphi$  – работа двигателя в период разгона;

$\varphi_{\text{цикл}} = \varphi_{\text{разг}} + \varphi_{\text{торм}}$  – полный угловой путь за цикл.

Рассмотрение структуры идеализированного цикла «разгон – торможение» (рис. 1, б) позволяет представить КПД цикла в виде

$$\eta_{\text{цикл(разг - торм)}} = \frac{|M_{\text{пол.сопр}}|_{\varphi_{\text{цикл}}}}{M_{\text{дв}} \varphi_{\text{пер}}}.$$

Соответствующие значения работы двигателя  $A_{\text{дв.разг}}$  и полезного сопротивления  $A_{\text{пол.сопр}}$  определяются интегрированием приве-

денных моментов в пределах углового пути разгона  $\varphi_{\text{разг}}$  для двигателя и для момента сопротивления за полный угловой путь  $\varphi_{\text{цикл}}$ . При допущении о постоянстве моментов при разгоне и торможении выражения для работ принимают вид

$$A_{\text{дв.разг}} = M_{\text{дв}} \varphi_{\text{разг}}; \quad A_{\text{пол.сопр}} = M_{\text{пол.сопр}} \varphi_{\text{цикл}}.$$

При анализе экономических свойств цикла «разгон – торможение» следует учитывать, что из момента сопротивления можно выделить и механические потери на трение (см. рис. 1, б), оцениваемые обычным механическим КПД. Представив момент сопротивления в виде суммы полезной и вредной составляющих

$$M_{\text{сопр}} = M_{\text{пол.сопр}} + M_{\text{тр}},$$

получим

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{цикл}} \eta_{\text{мех}}.$$

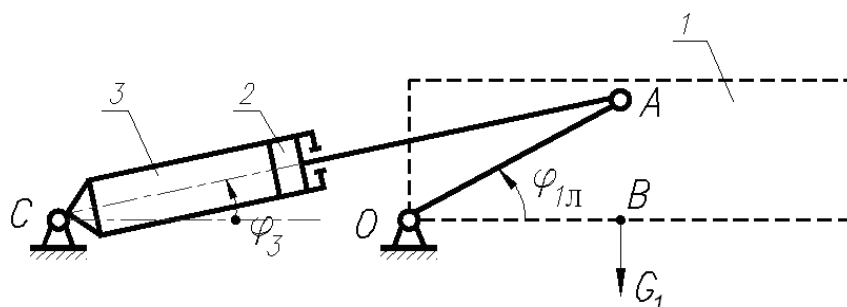
Общий КПД в неустановившемся цикле движения разгона и торможения будет равен произведению механического КПД, учитывающего потери на трение, и КПД цикла «разгон – торможение», учитывающего дополнительные потери кинетической энергии при торможении. Анализ экономических качеств идеализированного цикла «разгон – торможение» позволяет сделать вывод о влиянии на КПД цикла выбранной при проектировании мощности двигателя  $W = M_{\text{дв}} \omega_{\text{max}}$  и угловой координаты переключения  $\varphi_{\text{пер}}$  с разгона на торможение.

### 3. ПРИМЕРЫ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ

Схема механизма подъема люка с помощью качающегося цилиндра с гидравлическим приводом изображена на рис. 2. Нагрузкой (силой сопротивления) является сила тяжести люка  $G_1$ , который открывается на  $180^\circ$ , проходя две стадии: разгон и торможение в результате изменения давления в полостях цилиндра при угле поворота люка  $\varphi_{1л} = 90^\circ$ . В режиме разгона движущими являются силы давления на поршень 2 правой полости цилиндра 3.



Торможение люка осуществляется при подаче противодействия в левую полость цилиндра.



**Рис. 2.** Схема механизма подъема люка:

1 – люк; 2 – поршень; 3 – цилиндр

Примечание. Масса люка  $m_1$  сосредоточена в точке  $B$ . При расчете целесообразно ввести угол поворота люка  $\varphi_{1л} = \varphi_1 - 30^\circ$ , связанный с углом  $\varphi_1$  поворота кривошипа  $OA$ . Представим решение типовой задачи проектирования в виде последовательно поставленных коротких задач.

**Задача 1.** Определить зависимость приведенного момента сил тяжести люка от угла его поворота.

**Решение задачи 1.** Приведенный момент  $M_{G_1}$  силы тяжести люка найдем из условия равенства мощностей силы тяжести  $G_1 = gm_1$  и ее приведенного момента:

$$M_{G_1} = |G_1| |V_B/\omega_1| \cos\alpha = gm_1 l_{OB} \cos(\pi/2 + \varphi_{1л}) = -gm_1 l_{OB} \cos \varphi_{1л},$$

где  $V_B/\omega_1 = dS_B/d\varphi_1 = l_{OB}$  – передаточная функция (аналог скорости точки  $B$ );  $\alpha = \pi/2 + \varphi_{1л}$  – угол давления между силой тяжести  $G_1$  и скоростью точки  $B$  приложения силы. На зависимости  $M_{G_1}(\varphi_{1л})$  (рис. 3) можно отметить участок подъема (разгона) люка  $\varphi_{1л} = 0 \dots \pi/2$ , на котором сила  $G_1$  является силой сопротивления и имеет отрицательный приведенный момент. На участке спуска (торможения)  $\varphi_{1л} = \pi/2 \dots \pi$  сила  $G_1$  является движущей силой. Можно отметить максимальное значение момента сопротивления подъему  $(M_{G_1})_{\max} = gm_1 l_{OB}$  при  $\varphi_{1л} = 0$ . Приведенный момент  $M_{G_1}$

равен нулю при вертикальном положении люка и  $\varphi_{1л} = \pi/2$ . Изменение знака момента  $M_{G_1}$  при вертикальном положении звена  $I$  свидетельствует об изменении отрицательного знака работы силы тяжести  $G_1$  при  $\varphi_{1л} \leq \pi/2$  на положительное значение при  $\varphi_{1л} \geq \pi/2$ , когда сила тяжести помогает движению люка вниз.

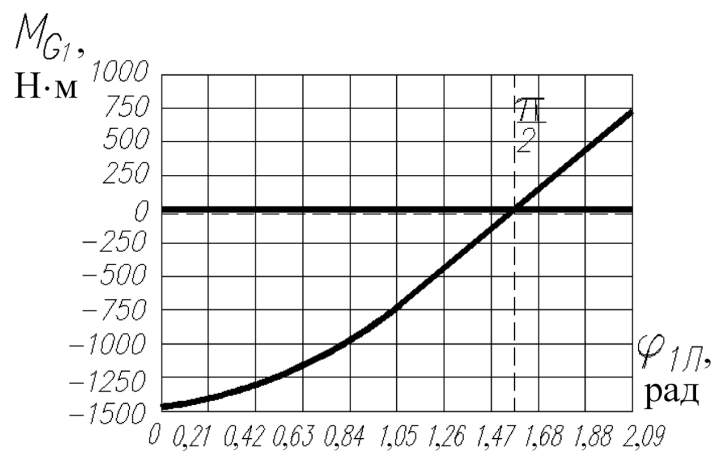


Рис. 3. Зависимость приведенного момента силы тяжести люка от угла открытия люка

**Задача 2.** Определить необходимый движущий момент в начальном положении люка.

**Решение задачи 2.** Необходимый начальный движущий момент связан с максимальным значением момента сопротивления подъему люка:

$$|M_{G_1}(\varphi_{1л} = 0)|_{\max} = gm_1 l_{ОВ}.$$

Этот момент необходимо преодолеть:

$$M_{дв} \geq |M_{G_1}(\varphi_{1л} = 0)|.$$

Чтобы исключить знак неравенства, сделав допущение о постоянстве приведенного движущего момента, преобразуем момент к виду

$$M_{дв} \approx k |M_{G_1}|_{\max},$$

где  $k = 1,2 \dots 1,4$  – коэффициент запаса пускового момента, определяющий мощность двигателя гидравлического привода;  $M_{G_1}(\varphi_{1л} = 0) = -g_{m1}l_{OB}$  – значение момента сопротивления при пуске.

**Задача 3.** Определить суммарный момент на участке разгона, принимая допущение, что  $M_{дв} = \text{const}$ .

**Решение задачи 3.** Суммарный момент на участке разгона является алгебраической суммой движущего момента и приведенного момента сопротивления силы тяжести люка:

$$M_{\Sigma\text{разг}}(\varphi_{1л}) = k g m_1 l_{OB} - g m_1 l_{OB} \cos \varphi_{1л}.$$

**Задача 4.** Определить суммарную работу разгона при открытии люка на угол  $\varphi = \pi/2$ .

**Решение задачи 4.** Работу при разгоне можно найти путем интегрирования суммарного приведенного момента:

$$A_{\Sigma\text{разг}}(\varphi_{1л}) = \int_0^{\varphi_{\text{пер}} = \pi/2} M_{\Sigma\text{разг}}(\varphi) d\varphi = g m_1 l_{OB} \int_0^{\varphi_{\text{пер}} = \pi/2} (k - \cos \varphi_{1л}) d\varphi_{1л},$$

где  $\varphi_{\text{пер}} = \pi/2$  – координата звена  $l$  в момент переключения с разгона на торможение.

**Задача 5.** Принимая суммарный приведенный момент инерции механизма  $J_{\Sigma} = 0,5$ , определить угловую скорость люка в момент переключения с разгона на торможение (открытие люка на угол  $\varphi_{1л} = \pi/2$ ).

**Решение задачи 5.** При разгоне люка происходит накопление кинетической энергии системы  $T_{\text{разг}}$  за счет суммарной работы (двигателя и сопротивления):  $A_{\Sigma\text{разг}} = T_{\text{разг}}$ . Закон движения люка  $\omega(\varphi_{1л})$  определяется суммарной работой на участке разгона:

$$\omega_{\text{разг}}(\varphi_{1л}) = \sqrt{2 A_{\Sigma\text{разг}}(\varphi_{1л}) / J_{\Sigma}};$$

$$\omega_{\max}(\varphi_{1л} = \pi/2) = \sqrt{2 A_{\Sigma\text{разг}}(\varphi_{1л} = \pi/2) / J_{\Sigma}};$$

**Задача 6.** Определить работу торможения для остановки люка в положении  $\varphi_{1л} = \pi$ .

**Решение задачи 6.** Необходимая работа тормозных сил равна сумме кинетической энергии в конце разгона и работе сил тяжести в процессе торможения (см. решение задач 4 и 5):

$$A_{\text{торм}}(\varphi_{1л} = \pi) = - \{ gm_1 l_{OB} + T_{\text{разг}} \}.$$

**Задача 7.** После изменения давления в цилиндре при угловом перемещении  $\varphi_{1л} = \pi/2$  происходят торможение люка и гашение скорости до нуля моментом тормозных сил. Определить постоянное значение момента тормозных сил  $M_{\text{торм}}$ , необходимое для остановки люка в заданном положении  $\varphi_{1л} = \pi$ .

**Решение задачи 7.** Момент тормозных сил находим из условия совершения им найденной в задаче 6 работы торможения на заданном угловом перемещении  $\varphi_{1л} = \pi/2$ :

$$M_{\text{торм}} = 2A_{\text{торм}}(\varphi_{1л} = \pi)/\pi.$$

**Задача 8.** Определить закон движения люка  $\omega(\varphi_{1л})$  на участке разгона и торможения.

**Решение задачи 8.** Закон движения люка  $\omega(\varphi_{1л})$  определяется по изменению суммарной работы:

$$\omega_{\text{разг}}(\varphi_{1л}) = \sqrt{2A_{\Sigma\text{разг}}(\varphi_{1л})/J_{\Sigma}};$$

$$\omega_{\text{торм}}(\varphi_{1л}) = \sqrt{\omega_{\text{разг max}}^2 + 2A_{\Sigma\text{разг}}(\varphi_{1л})/J_{\Sigma}}.$$

**Задача 9.** Определить время разгона и время движения в цикле «разгон – торможение».

**Решение задачи 9.** Дальнейшее аналитическое решение задачи становится затруднительным. Поэтому последующие действия целесообразно проводить на ЭВМ (например, используя систему MathCAD) по формулам, представленным ниже:

$$t_{\text{разг}} = \int_{\varphi_{1л} \rightarrow 0}^{\varphi_{1л} \rightarrow \pi/2} \frac{1}{\omega(\varphi_1)} d\varphi_1 = \int_{\varphi_{1л} \rightarrow 0}^{\varphi_{1л} \rightarrow \pi/2} \left[ \frac{J(\varphi_{1л})}{\{A_{\Sigma}(\varphi_{1л})\}} \right]^{1/2} d\varphi_1;$$

$$t_{\text{торм}} = \int_{\varphi_{1л} = \varphi_{\text{пер}}}^{\varphi_{\text{торм}}} (1/\omega)(\varphi_{1л}) d\varphi_1.$$

**Задача 10.** Определить среднюю мощность двигателя гидравлического привода.

**Решение задачи 10.** Принимая механический КПД механизма равным  $\eta_{\text{мех}} = 0,8$  и учитывая КПД цикла «разгон – торможение»  $\eta_{\text{цикл}}$  рассчитаем общий цикловой КПД машины как

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{цикл}} \eta_{\text{мех}}.$$

Номинальная мощность двигателя  $W_{\text{ном.дв}}$  определяется периодом разгона, поскольку при торможении двигатель отключается и давление регулируется дросселированием потока жидкости на выходе гидроцилиндра:

$$W_{\text{ном.дв}} = A_{\text{дв.разг}}(\varphi = \pi/2)/(\eta_{\text{общ}}\tau_{\text{разг}}).$$

#### 4. ТИПОВЫЕ ЗАДАНИЯ НА ПРОЕКТИРОВАНИЕ

##### 4.1. Проектирование и исследование грузоподъемного механизма

Варианты грузоподъемных механизмов с качающимися цилиндрами, служащие в качестве привода грузоподъемной машины, показаны на рис. 4. Исходные данные приведены в табл. 1. При проектировании следует выбрать классы кинематических пар пространственного механизма, по заданному максимальному углу давления между звеньями 1 и 2 определить межосевое расстояние  $L_{oc}$  из геометрических условий. Положение центра масс звена 3 принять посередине гидроцилиндра. Центр масс звена 4 лежит посередине него. Массами остальных звеньев по сравнению с массой перемещаемого груза можно пренебречь. При динамическом расчете рекомендуется принимать за звено приведения кривошип 1, определяя приведенные к нему силы тяжести люка и силы давления на поршень. При динамическом синтезе следует определить диаметр цилиндра  $d$ , считая коэффициент запаса движущей силы равным  $k = 1,5$  в момент трогания при заданном максимальном давлении  $p_{\text{max}}$  в гидросистеме:

$$d = \sqrt{4k \frac{|M_G(\varphi_{1\text{нач}})|}{\pi(p_{\text{max}} - p_{\text{атм}}) |V_{q23}(\varphi_{1\text{нач}})|}},$$

где  $V_{q23}(\varphi_{1\text{нач}})$  – передаточное начальное значение функции звеньев 2 и 3.

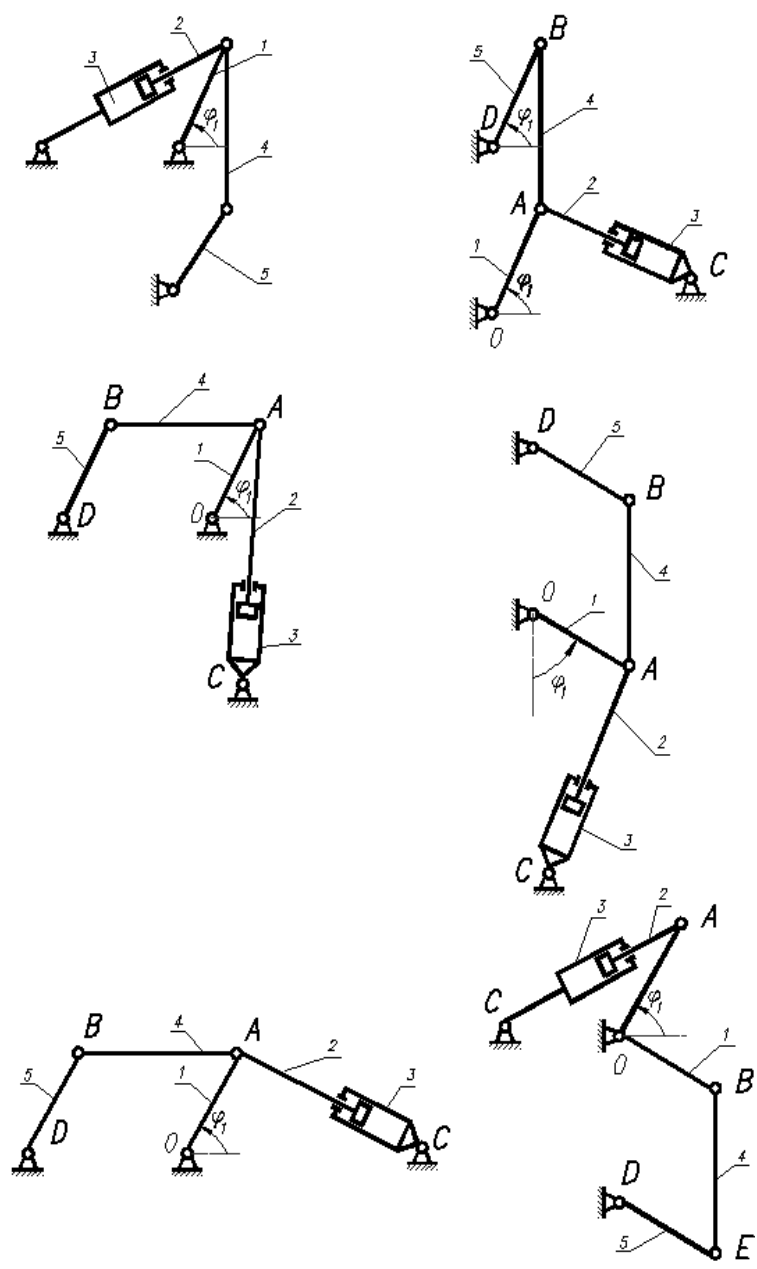


Рис. 4. Варианты грузоподъемных механизмов с качающимися цилиндрами

Таблица 1

## Исходные данные на проектирование грузоподъемного механизма

Параметр	Обозначение	Варианты					Единица измерения
		А	Б	В	Г	Д	
Давление при разгоне	$p_{\max}$	$1,1 \cdot 10^7$	$1,2 \cdot 10^7$	$1,3 \cdot 10^7$	$1,4 \cdot 10^7$	$1,5 \cdot 10^7$	Па
Начальный угол звена 1	$\varphi_{1\min}$	$\frac{\pi}{3}$	$\frac{\pi}{2}$	$\frac{\pi}{3}$	$\frac{\pi}{2}$	$\frac{\pi}{3}$	рад
Конечный угол звена 1	$\varphi_{1\max}$	$\pi$	$\frac{3\pi}{4}$	$\pi$	$\frac{3\pi}{4}$	$\frac{3\pi}{4}$	рад
Начальный угол	$\varphi_{1н}$	$\frac{\pi}{12}$	$\frac{\pi}{8}$	$\frac{\pi}{12}$	$\frac{\pi}{8}$	$\frac{\pi}{12}$	рад
Ход поршня	$H$	0,1	0,12	0,15	0,1	0,12	м
Момент инерции звена 1	$J_1$	1,0	1,5	1,0	1,5	1,0	кг·м <sup>2</sup>
Момент инерции звена 3	$J_3$	2,0	1,5	2,0	1,5	3,0	кг·м <sup>2</sup>
Масса звена 1	$m_1$	500	200	500	200	300	кг
Масса звена 3	$m_3$	150	200	400	200	300	кг
Передаточное число редуктора	$U_{\text{ред}}$	15	10	12	15	10	–
КПД насоса	$\eta_n$	0,5	0,6	0,65	0,55	0,7	–

Затем следует найти необходимое значение давления в полости гидроцилиндра при торможении  $p_{\text{торм}}$ . Момент переключения с разгона на торможение выбрать соответствующим вертикальному положению звена 1, значения давления до и после переключения можно считать постоянными. После проектирования по динамическим параметрам для проверки следует определить закон движения и время движения механизма. Принимая механический КПД насоса  $\eta_n = 0,8$ , рассчитать необходимую мощность электродвигателя гидравлического привода.

Редуктор соединяет валы двигателя и насоса. По исходным данным скорости вращения следует определить передаточное отношение редуктора и выполнить расчет на прочность его деталей (зубчатых колес и валов). Выбрать муфту, соединяющую валы насоса и редуктора, провести ее расчет на прочность.

#### 4.2. Проектирование и исследование механизмов насосной установки с приводом от двигателя внутреннего сгорания

Двухтактный одноцилиндровый бензиновый двигатель внутреннего сгорания (ДВС) используется в качестве привода двухцилиндрового поршневого насоса (рис. 5). Полный цикл работы двухтактного ДВС осуществляется за один оборот вала 1, цикл работы насоса также осуществляется за один оборот его вала 9. Соединение валов насоса и ДВС выполнено через редуктор с передаточным отношением  $U = 2$ . Поэтому цикл работы насосной установки включает один оборот вала ДВС. Исходные данные на проектирование насосной установки приведены в табл. 2.

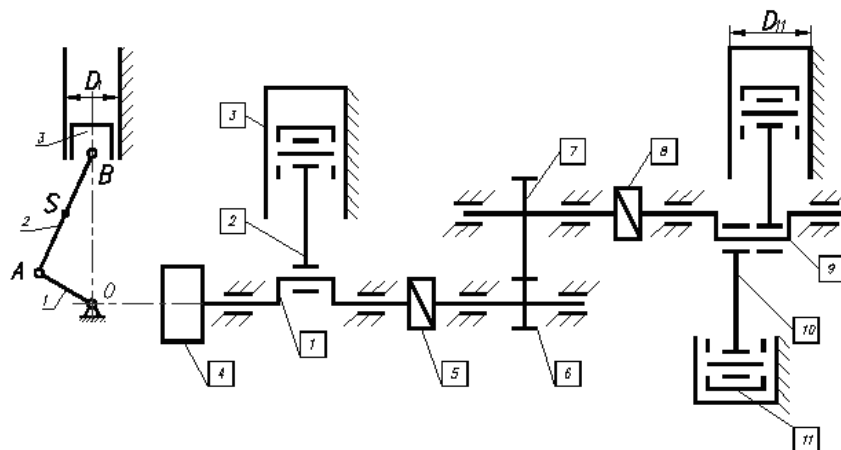


Рис. 5. Схема насосной установки:

1 – кривошип ДВС; 2 – шатун ДВС; 3 – поршень ДВС; 4 – маховик; 5, 8 – муфты; 6 – шестерня редуктора; 7 – зубчатое колесо; 9 – кривошип насоса; 10 – шатун насоса; 11 – поршень насоса

Требуется определить размеры и мощность ДВС, производительность и мощность насоса, максимальное давление в цилиндре насоса с учетом КПД ДВС  $\eta_{\text{ДВС}} = 0,3$  и КПД насоса  $\eta_{\text{н}} = 0,8$ , необходимый момент инерции маховика и законы движения вала ДВС в установившемся режиме работы и при запуске с атмосферным давлением в цилиндре насоса. Выполнить расчет деталей редуктора на прочность и разработать следующие чертежи:



- 1) общий вид редуктора;
- 2) чертеж соединительной муфты;
- 3) рабочий чертеж вала редуктора;
- 4) рабочий чертеж зубчатого колеса.

Таблица 2

**Исходные данные для расчета основного механизма ДВС и насоса**

Параметр	Обозначение	Варианты					Единица измерения
		А	Б	В	Г	Д	
Средняя скорость поршня ДВС	$V_{cp}$	3,0	3,5	4,0	4,5	2,5	м/с
Частота вращения вала ДВС	$n_1$	1500	1300	1800	1400	2000	об/мин
Отношение диаметра поршня к ходу ДВС	$D/H$	1	1,5	0,95	1	1,05	—
Отношение длин звеньев $L_2/L_1$ ДВС	$\lambda_{21}$	2,5,0	3,5	3,0	2,75	4,0	—
Отношение диаметров поршней насоса и ДВС	$D_{11}/D_3$	2,5,0	2,0	3,0	1,75	1,5	—
Отношение длин звеньев $L_{10}/L_9$ насоса	$\lambda_{10/9}$	2,5,0	3,5	3,0	2,75	4,0	—
Максимальное давление в цилиндре ДВС	$p_{max}$	2,8	2,6	3,0	2,8	2,6	МПа
Коэффициент неравномерности вращения вала ДВС	$\delta$	1/100	1/120	1/50	1/80	1/60	—

Примечание. Параметры насоса определяют из условий установившегося режима работы, принимая значение давления при нагнетании постоянным, а значение давления на всасывании постоянным и равным атмосферному. Значения текущего давления  $p$  в цилиндре ДВС в долях от максимального давления  $p_{max}$  в зависимости от перемещения поршня  $S$  в долях от его хода  $H$  можно взять из табл. 3. Центры масс шатунов ДВС и насоса принять расположенными посередине, массу каждого шатуна принять равной массе поршня.

Таблица 3

**Значение давления  $p$  в цилиндре бензинового ДВС  
в долях максимального давления  $p_{\max}$  в зависимости  
от положения поршня в долях хода  $S/H$**

Отношение перемещения поршня к ходу $S_B/H$	Отношение давлений при расширении $\frac{p - p_{\text{атм}}}{p_{\max} - p_{\text{атм}}}$	Отношение давлений при сжатии $\frac{p - p_{\text{атм}}}{p_{\max} - p_{\text{атм}}}$
0	0,69	0,69
0,025	1,0	0,5
0,05	0,8	0,360
0,1	0,590	0,260
0,3	0,214	0,061
0,4	0,148	0,024
0,5	0,100	0,013
0,6	0,079	0,009
0,7	0,069	0,062
0,8	0,06	0,008
0,9	0	0
1,0	0	0

## ЛИТЕРАТУРА

*Иосилевич Г.Б., Строганов Г.Б., Маслов Г.С.* Прикладная механика: Учеб. для вузов / Под ред. Г.Б. Иосилевича. М.: Высш. шк., 1989. 350 с.

Использование системы MathCAD в курсовом проектировании по теории механизмов и машин: Учеб. пособие по дисциплине «Основы проектирования машин» / О.О. Барышникова, И.В. Леонов, В.Б. Тарабарин и др. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. 26 с.

*Леонов И.В., Леонов Д.И.* Теория механизмов и машин (Основы проектирования машин по динамическим критериям и показателям экономичности): Учеб. пособие. М.: Высшее образование; Юрайт-Издат, 2009. 239 с.

*Попов С.А., Тимофеев Г.А.* Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин. М.: Высш. шк., 1999. 350 с.

Поршневые машины. Сборник заданий для курсового проекта по курсу «Теория механизмов»/ Ю.Т. Каганов, Б.И. Плужников, И.В. Леонов и др.; Под ред. И.В. Леонова. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. 80 с.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение .....	3
1. Динамика цикла «разгон – торможение» машины .....	3
2. КПД машины в цикле неустановившегося движения .....	6
3. Примеры решения задач .....	7
4. Типовые задания на проектирование .....	12
4.1. Проектирование и исследование грузоподъемного механизма ....	12
4.2. Проектирование и исследование механизмов насосной установки с приводом от двигателя внутреннего сгорания .....	15
Литература .....	18

*Учебное издание*

**Барбашов** Николай Николаевич  
**Леонов** Игорь Владимирович  
**Плужников** Борис Иванович

**ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МАШИН  
ПО ДИНАМИЧЕСКИМ И ЭКОНОМИЧЕСКИМ  
КРИТЕРИЯМ**

Редактор *С.А. Серебрякова*  
Корректор *Г.С. Беляева*  
Компьютерная верстка *А.Ю. Ураловой*

Подписано в печать 05.10.2010. Формат 60×84/16.  
Усл. печ. л. 1,16. Тираж 100 экз. Изд. № 146. Заказ

Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана.  
Типография МГТУ им. Н.Э. Баумана.  
105005, Москва, 2-я Бауманская, 5.