

А.М. Бусыгин

СИЛОВОЙ РАСЧЕТ МЕХАНИЗМА ПРИВОДА КОВША КОЛЕСНОГО ФРОНТАЛЬНОГО ПОГРУЗЧИКА

Силовой расчет механизма является важной технической инженерной задачей. Перед началом проведения силового расчета любого механизма необходимо провести структурный анализ механизма, разбив его на начальный или начальные механизмы, в зависимости от степени подвижности механизма W , и структурные группы. Необходимо произвести кинематический анализ механизма, вычислив кинематические параметры, которые потребуются для определения сил инерции или инерционных моментов звеньев механизма. Веса и моменты инерции звеньев, внешние нагрузки, действующие на механизм, все геометрические размеры звеньев считаем заранее определенными. Целью силового расчета механизма является определение реакций в кинематических парах, а также уравнивающих сил или уравнивающих моментов. Знание сил в кинематических парах необходимо для расчета звеньев механизма на прочность, жесткость, вибростойкость, износоустойчивость, для расчетов подшипников на долговечность и для проведения других подобных расчетов, выполняемых при проектировании механизма. Силовой расчет производят, используя метод кинестатики, который позволяет для решения сложной динамической задачи механизма использовать простые уравнения статики. Изложена методика силового расчета механизма на примере механизма привода ковша колесного фронтального погрузчика.

Ключевые слова: силовой анализ, сила инерции, структурный анализ, уравнивающий момент, структурная группа, фронтальный колесный погрузчик, начальный механизм.

Силовой расчет механизма является важной технической инженерной задачей. Перед началом проведения силового расчета любого механизма необходимо провести структурный анализ механизма, разбив его на начальный или начальные механизмы, в зависимости от степени подвижности механизма W , и структурные группы.

Также необходимо произвести кинематический анализ механизма, вычислив кинематические параметры, которые потребуются для определения сил инерции или инерционных моментов звеньев механизма.

Веса и моменты инерции звеньев, внешние нагрузки, действующие на механизм, все геометрические размеры звеньев считаем заранее определенными.

Целью силового расчета механизма является определение реакций в кинематических парах, а также уравнивающих сил или уравнивающих моментов. Знание сил в кинематических парах необходимо для расчета звеньев механизма на прочность, жесткость, вибростойкость, износоустойчивость, для расчетов подшипников на долговечность и для проведения других подобных расчетов, выполняемых при проектировании механизма.

Силовой расчет производят, используя метод кинетостатики, который позволяет для решения сложной динамической задачи механизма использовать простые уравнения статики.

Приступим к силовому расчету механизма привода ковша колесного фронтального погрузчика, изображенного в рис. 1.

Как указывалось выше, считаем, что веса звеньев, внешние нагрузки, действующие на звенья механизма, если такие имеются, геометрические размеры и силы инерции звеньев известны. Так как в данном случае звенья механизма совершают или плоскопараллельное движение или вращение вокруг неподвижной оси, то силы инерции, действующие на каждое звено, приводятся к одной силе инерции, приложенной не в центре тяжести звена, а в какой-то другой точке, положение которой легко определяется, используя знания, полученные при изучении курса «Теория машин и механизмов».

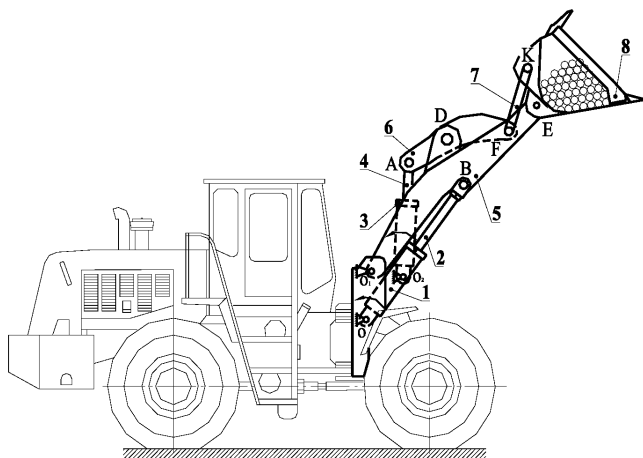


Рис. 1

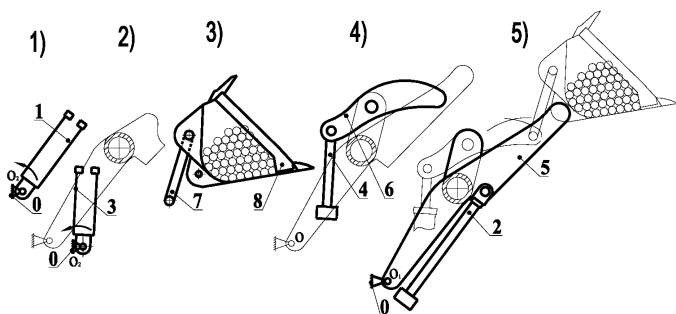


Рис. 2

Данный механизм имеет степень подвижности $W = 2$, соответственно механизм имеет два начальных механизма (два ведущих звена). Разобьем механизм на начальные механизмы и структурные группы. Получили, что данный механизм имеет два начальных механизма и три структурные группы второго класса второго порядка (см. рис. 2).

Рассмотрим равновесие звена 7. Покажем все силы, действующие на него (рис. 3). Силу \vec{F}_{87} изобразим произвольно.

В этом рисунке имеются следующие обозначения: точка C_7 — центр тяжести звена 7. G_7 — вес звена 7, \vec{F}_{7u} — сила инерции звена 7, \vec{F}_{87} — сила, с которой звено 8 воздействует на звено 7, \vec{F}_{67}^t — тангенциальная составляющая силы воздействия звена 6 на звено 7, \vec{F}_{67}^n — нормальная составляющая силы воздействия звена 6 на звено 7.

Составим уравнение моментов для звена 7 относительно точки K . Плечи всех сил указаны на рис. 3.

$$\sum_{v=1}^n M_K(\vec{F}_v) = G_7 \cdot h_{G_7} + F_{67}^t \cdot h_{F_{67}^t} - F_{7u} \cdot h_{F_{7u}} = 0 \quad (1),$$

Откуда найдем F_{67}^t .

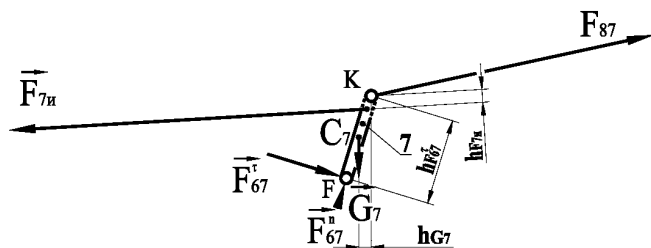


Рис. 3

$$F_{67}^{\tau} = (F_{7u} \cdot h_{F_{7u}} - G_7 \cdot h_{G_7}) / h_{F_{67}^{\tau}} \quad (2)$$

Рассмотрим равновесие звена 8. Покажем все силы, действующие на него (рис. 4). Силу \vec{F}_{78} изобразим произвольно.

В этом рисунке имеются следующие обозначения: точка C_8 – центр тяжести звена 8. \vec{G}_8 – вес звена 8, $\vec{G}_{zp.}$ – вес груза в ковше 8, \vec{F}_{8u} – сила инерции звена 8, $\vec{F}_{zp.u}$ – сила инерции груза в ковше 8, \vec{F}_{78} – сила, с которой звено 7 воздействует на звено 8, \vec{F}_{58}^{τ} – тангенциальная составляющая силы воздействия звена 5 на звено 8, \vec{F}_{58}^n – нормальная составляющая силы воздействия звена 5 на звено 8.

Составим уравнение моментов для звена 8 относительно точки K . Плечи всех сил указаны на рис. 4.

$$\sum_{v=1}^n M_K(\vec{F}_v) = -G_8 \cdot h_{G_8} - G_{zp.} \cdot h_{G_{zp.}} + F_{58}^{\tau} \cdot h_{F_{58}^{\tau}} + F_{8u} \cdot h_{F_{8u}} + F_{zp.u} \cdot h_{F_{zp.u}} = 0 \quad (3),$$

откуда найдем F_{58}^{τ} .

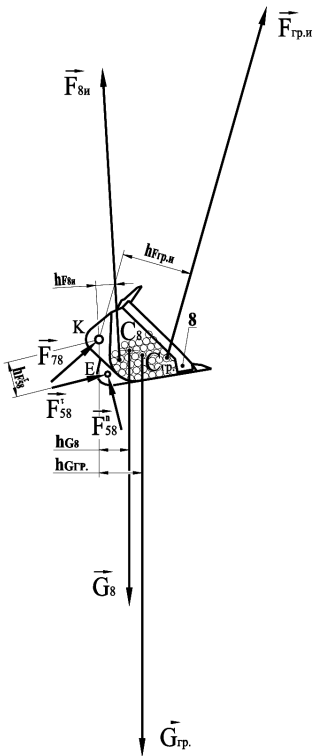


Рис. 4

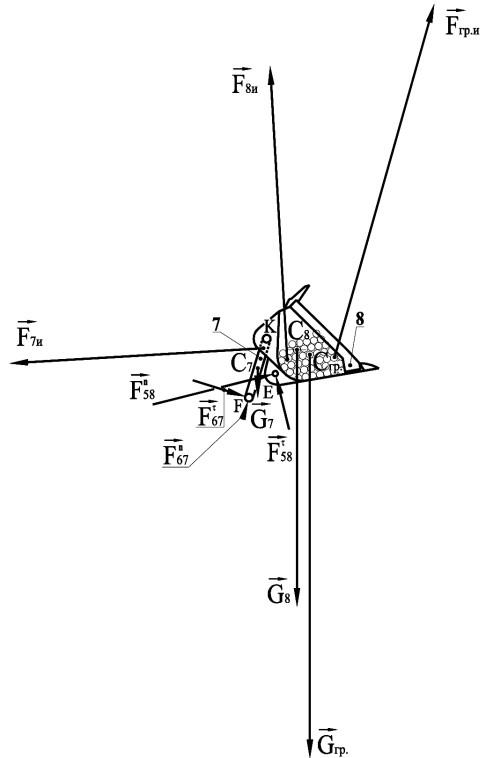


Рис. 5

$$F_{58}^{\tau} = \left(G_8 \cdot h_{G_8} + G_{zp.} \cdot h_{G_{zp.}} - F_{8u} \cdot h_{F_{8u}} - F_{zp.u} \cdot h_{F_{zp.u}} \right) / h_{F_{58}^{\tau}} \quad (4)$$

Изобразим структурную группу, состоящую из звеньев 7 и 8 (см. рис. 5), и покажем все силы, действующие на данную структурную группу. Обозначения в этом рисунке аналогичны обозначениям на рис. 3 и рис. 4.

Составим уравнение сил, действующих на данную структурную группу.

$$\vec{G}_8 + \vec{F}_{zp.u} + \vec{G}_{zp.} + \vec{G}_7 + \vec{F}_{7u} + \vec{F}_{8u} + \vec{F}_{67}^{\tau} + \vec{F}_{58}^{\tau} + \vec{F}_{67}^n + \vec{F}_{58}^n = 0 \quad (5)$$

Задавшись масштабом μ_F в соответствии с уравнением (5) построим план сил, откуда и найдем неизвестные \vec{F}_{67}^n и \vec{F}_{58}^n (см. рис. 6). Определив \vec{F}_{67}^n и \vec{F}_{58}^n можно определить полные реакции \vec{F}_{67} и \vec{F}_{58} , которые соответственно равны $\vec{F}_{67} = \vec{F}_{67}^n + \vec{F}_{67}^{\tau}$ и $\vec{F}_{58} = \vec{F}_{58}^n + \vec{F}_{58}^{\tau}$.

Изобразим структурную группу, состоящую из звеньев 4 и 6 (см. рис. 7), и покажем все силы, действующие на данную структурную группу.

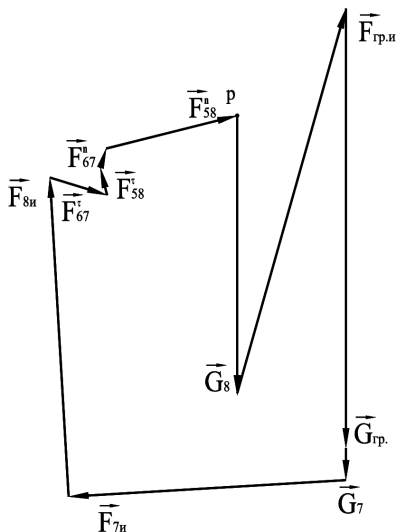


Рис. 6

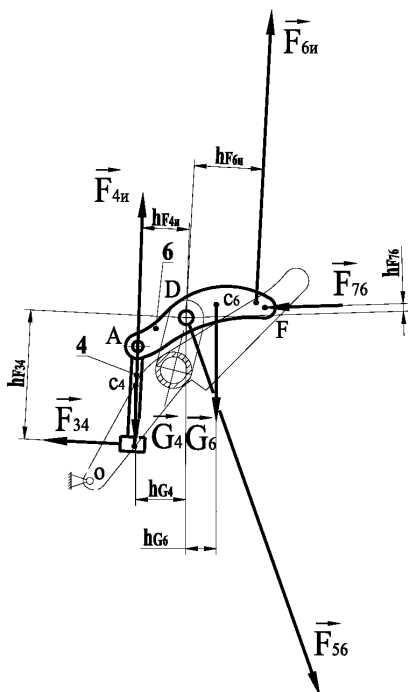


Рис. 7

В этом рисунке имеются следующие обозначения: точка C_4 — центр тяжести звена 4, C_6 — центр тяжести звена 6, G_4 — вес звена 4, G_6 — вес звена 6, F_{4u} — сила инерции звена 4, F_{6u} — сила инерции звена 6, F_{34} — сила, с которой звено 3 воздействует на звено 4, F_{76} — сила, с которой звено 7 воздействует на звено 6 (сила F_{76} равна по модулю силе F_{67} , но противоположна по направлению), F_{56} — сила, с которой звено 5 воздействует на звено 6. Силу F_{56} изобразим произвольно.

Составим уравнение моментов для данной структурной группы относительно точки D . Плечи всех сил указаны на рис. 7.

$$\sum_{v=1}^n M_D(\vec{F}_v) = G_4 \cdot h_{G_4} - G_6 \cdot h_{G_6} + F_{6u} \cdot h_{F_{6u}} - F_{4u} \cdot h_{F_{4u}} + F_{76} \cdot h_{F_{76}} - F_{34} \cdot h_{F_{34}} = 0 \quad (6)$$

откуда найдем F_{34} .

$$F_{34} = (G_4 \cdot h_{G_4} - G_6 \cdot h_{G_6} + F_{6u} \cdot h_{F_{6u}} - F_{4u} \cdot h_{F_{4u}} + F_{76} \cdot h_{F_{76}}) / h_{F_{34}} \quad (7)$$

Составим уравнение сил, действующих на данную структурную группу.

$$\vec{G}_6 + \vec{F}_{76} + \vec{F}_{6u} + \vec{F}_{34} + \vec{G}_4 + \vec{F}_{4u} + \vec{F}_{56} = 0 \quad (8)$$

Задавшись масштабом μ_F , в соответствии с уравнением (8) построим план сил, откуда и найдем F_{56} (см. рис. 8).

Изобразим начальный механизм 3 (рис. 9).

Составим уравнение сил, действующих на начальный механизм 3 (см. рис. 9). В этом рисунке имеются следующие обозначения: точка C_3 — центр тяжести звена 3, G_3 — вес звена 3, F_{3u} — сила инерции звена 3, сила, F_{43} — сила, с которой звено 4 воздействует на звено 3 (сила F_{43} равна по модулю силе F_{34} , но противоположно по направлению), F_{03} — сила, с которой стойка 0 воздействует на звено 3. Силу F_{03} изобразим произвольно.

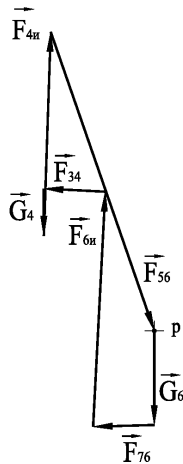


Рис. 8

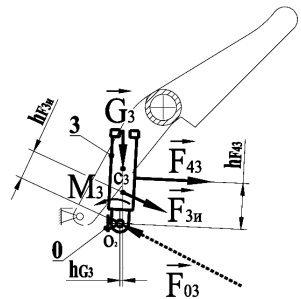


Рис. 9

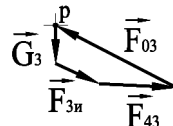


Рис. 10

$$\vec{G}_3 + \vec{F}_{3u} + \vec{F}_{43} + \vec{F}_{03} = 0 \quad (9),$$

Задавшись масштабом μ_F в соответствии с уравнением (9) построим план сил, откуда и найдем \vec{F}_{03} (см. рис. 10).

Составив уравнение моментов для начального механизма 3 относительно точки O_2 , определим уравновешивающий момент M_3 , приложенный к звену 3.

$$\sum_{v=1}^n M_{O_2}(\vec{F}_v) = -G_3 \cdot h_{G_3} - F_{43} \cdot h_{F_{43}} - F_{3u} \cdot h_{F_{3u}} + M_3 = 0 \quad (10),$$

откуда найдем M_3 .

$$M_3 = G_3 \cdot h_{G_3} + F_{43} \cdot h_{F_{43}} + F_{3u} \cdot h_{F_{3u}} \quad (11)$$

Изобразим структурную группу, состоящую из звеньев 2 и 5 (см. рис. 11), и покажем все силы, действующие на данную структурную группу.

В этом рисунке имеются следующие обозначения: точка C_2 – центр тяжести звена 2, C_5 – центр тяжести звена 5, \vec{G}_2 – вес звена 2, \vec{G}_5 – вес звена 5, \vec{F}_{2u} – сила инерции звена 2, \vec{F}_{5u} – сила инерции звена 5, \vec{F}_{12} – сила, с которой звено 1 воздействует на звено 2, \vec{F}_{65} – сила, с которой звено 6 воздействует на звено 5

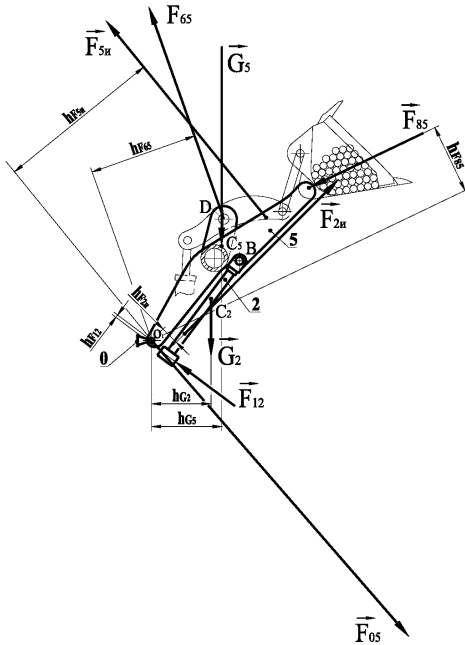


Рис. 11

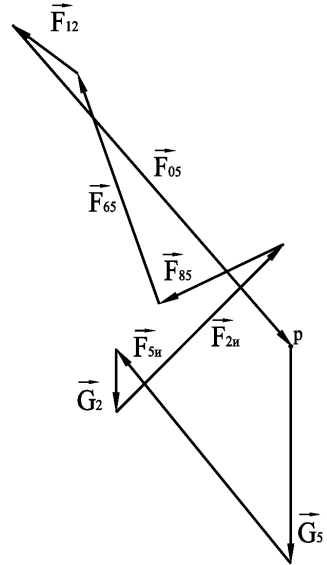


Рис. 12

(сила \vec{F}_{65} равна по модулю силе \vec{F}_{56} , но противоположна по направлению), \vec{F}_{85} — сила, с которой звено 8 воздействует на звено 5 (сила \vec{F}_{85} равна по модулю силе \vec{F}_{58} , но противоположна по направлению). Силу \vec{F}_{05} изобразим произвольно.

Составим уравнение моментов для данной структурной группы относительно точки O_1 . Плечи всех сил указаны на рис. 11.

$$\sum_{v=1}^n M_{O_1}(\vec{F}_v) = -F_{12} \cdot h_{F_{12}} - G_2 \cdot h_{G_2} - G_5 \cdot h_{G_5} + F_{2u} \cdot h_{F_{2u}} + F_{5u} \cdot h_{F_{5u}} + F_{65} \cdot h_{F_{65}} + F_{85} \cdot h_{F_{85}} = 0 \quad (12)$$

откуда найдем \vec{F}_{12} .

$$F_{12} = \frac{(-G_2 \cdot h_{G_2} - G_5 \cdot h_{G_5} + F_{2u} \cdot h_{F_{2u}} + F_{5u} \cdot h_{F_{5u}} + F_{65} \cdot h_{F_{65}} + F_{85} \cdot h_{F_{85}})}{h_{F_{12}}} \quad (13)$$

Составим уравнение сил, действующих на данную структурную группу.

$$\vec{G}_5 + \vec{F}_{5u} + \vec{G}_2 + \vec{F}_{2u} + \vec{F}_{85} + \vec{F}_{65} + \vec{F}_{12} + \vec{F}_{05} = 0 \quad (14)$$

Задавшись масштабом μ_F , в соответствии с уравнением (14) построим план сил, откуда и найдем \vec{F}_{05} (см. рис. 12).

Изобразим начальный механизм 1 (рис. 13).

Составим уравнение сил, действующих на начальный механизм 1 (см. рис. 13). В этом рисунке имеются следующие обозначения: точка C_1 — центр тяжести звена 1. \vec{G}_1 — вес звена 1, \vec{F}_{1u} — сила инерции звена 1, сила, с которой звено 2 воздействует на звено 1 (сила \vec{F}_{21} равна по модулю силе \vec{F}_{12} , но противоположна по направлению), \vec{F}_{01} — сила, с которой стойка 0 воздействует на звено 1. Силу \vec{F}_{01} изобразим произвольно.

$$\vec{G}_1 + \vec{F}_{21} + \vec{F}_{1u} + \vec{F}_{01} = 0 \quad (15)$$

Задавшись масштабом μ_F , в соответствии с уравнением (15) построим план сил, откуда и найдем \vec{F}_{01} (см. рис. 14).

Составив уравнение моментов для начального механизма 1 относительно точки O определим уравновешивающий момент M_1 , приложенный к звену 1.

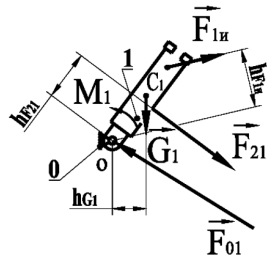


Рис. 13

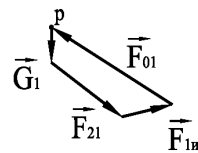


Рис. 14

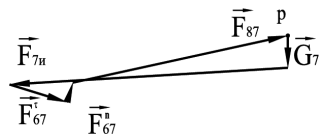


Рис. 15

$$\sum_{v=1}^n M_O(\vec{F}_v) = M_1 - G_1 \cdot h_{G_1} - F_{21} \cdot h_{F_{21}} - F_{1u} \cdot h_{F_{1u}} = 0 \quad (16),$$

откуда найдем M_1 .

$$M_1 = G_1 \cdot h_{G_1} + F_{21} \cdot h_{F_{21}} + F_{1u} \cdot h_{F_{1u}} \quad (17)$$

Для определения реакции в точке K \vec{F}_{87} составим векторное уравнение сил, действующих на звено 7 (см. рис. 3).

$$\vec{G}_7 + \vec{F}_{7u} + \vec{F}_{67}^c + \vec{F}_{67}^n + \vec{F}_{87} = 0 \quad (18)$$

Задавшись масштабом μ_F в соответствии с уравнением (18) построим план сил, откуда и найдем \vec{F}_{87} (см. рис. 15).

Силовой расчет механизма привода ковша колесного фронтального погрузчика произведен полностью.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Артоболевский И. И.* Теория машин и механизмов. – М.: Наука, 1988.
2. *Фролов К. В., Попов С. А. и др.* Теория машин и механизмов. – М.: Высшая школа, 2001.
3. Теория машин и механизмов. Проектирование / Под ред. О. И. Кульбачного. – М.: Высшая школа, 1970.
4. Лабораторный практикум и курсовое проектирование по теории механизмов и машин с использованием ЭВМ / Под ред. А. М. Ашавского. – М.: Машиностроение, 1983.
5. *Осецкий В. М., Горбачев Б. Г. и др.* Прикладная механика. – М.: Машиностроение, 1977.
6. *Пискунов Н. С.* Дифференциальное и интегральное исчисления для втузов, т. 1. – М.: Наука, 1985.
7. *Бронштейн И. Н., Семендяев К. А.* Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов. – М.: Наука, 1965. **ПИАБ**

КОРОТКО ОБ АВТОРЕ

Бусыгин Александр Михайлович – кандидат технических наук, доцент, e-mail: Busy9@rambler.ru, Институт Экотехнологий и Инжиниринга («ЭкоТех») НИТУ «МИСиС».

Gornyy informatsionno-analiticheskiy byulleten'. 2017. No. 2, pp. 14–23.

UDC 622.233.
5.051.78.
0015

A.M. Busyginy

**FORCE ANALYSIS OF THE MECHANISM
OF A DRIVE OF BUCKET WHEEL FRONT LOADER**

Force analysis of a mechanism is an important engineering task. Before conducting the power calculation of any mechanism it is necessary to conduct a structural analysis of the

mechanism, breaking it into primary or elementary mechanisms, depending on the degree of mobility W mechanism, and structural groups.

It is also necessary to produce a kinematic analysis of the mechanism, calculating kinematic parameters necessary to determine inertial forces or inertial moments of the links of the mechanism.

The weight and moments of inertia of links, external loads acting on the mechanism, all geometric dimensions of the links a pre-defined believe.

The purpose of the power calculation mechanism is the determination of reactions in kinematic pairs, as well as the balancing force or the balancing of moments. Knowledge of forces in the kinematic pairs needs to calculate the parts of the mechanism for strength, stiffness, vibration resistance, wear resistance, for calculations of bearings for durability and for carrying out other similar calculations done at the design mechanism.

Power calculations are made using the method of kinetostatical, which allows to solve a complex dynamic problem of the mechanism to use simple equations of statics.

In this article, on a high professional level the methodology of power calculation mechanism on example of drive mechanism of the bucket wheel of the front loader. This article will be useful for engineers engaged in the development and design of machines and mechanisms for mining and construction industries, as well as for more in-depth study of the course «Theory of machines and mechanisms».

Key words: kinematic analysis, analytical method, the vector model of the mechanism, method, closed-loop, front wheel loader, angular velocity, angular acceleration.

AUTHOR

Busygin A.M., Candidate of Technical Sciences, Assistant Professor, e-mail: Busy9@rambler.ru, Institute of Ecotechnology and Engineering, National University of Science and Technology «MISiS», 119049, Moscow, Russia.

REFERENCES

1. Artobolevskiy I. I. *Teoriya mashin i mekhanizmov* (Theory of machines and mechanisms), Moscow, Nauka, 1988.
2. Frolov K. V., Popov S. A. *Teoriya mashin i mekhanizmov* (Theory of machines and mechanisms), Moscow, Vysshaya shkola, 2001.
3. *Teoriya mashin i mekhanizmov. Proektirovanie*. Pod red. O. I. Kul'bachnogo (Theory of machines and mechanisms. Designing, Kul'bachnyy O. I. (Ed.)), Moscow, Vysshaya shkola, 1970.
4. *Laboratornyy praktikum i kursovoe proektirovanie po teorii mekhanizmov i mashin s ispol'zovaniem EVM*. Pod red. A. M. Ashavskogo (Laboratory practical work and course designing on theory of mechanisms and machines using computers. Ashavskiy A. M. (Ed.)), Moscow, Mashinostroenie, 1983.
5. Osetskiy V. M., Gorbachev B. G. *Prikladnaya mekhanika* (Applied mechanics), Moscow, Mashinostroenie, 1977.
6. Piskunov N. S. *Differentsial'noe i integral'noe ischisleniya dlya vtuzov*, t. 1 (Differential and integral calculus for technical colleges, vol. 1), Moscow, Nauka, 1985.
7. Bronshteyn I. N., Semendyaev K. A. *Spravochnik po matematike dlya inzhenerov i uchashchikhsya vtuzov* (Mathematics Reference book for engineers and students of technical colleges), Moscow, Nauka, 1965.

