

CALCULATION SCHEME OF DETERMINATION OF THE CRANK'S RADIUS AND BUILDING THE PROFILE OF THE BEAM'S SWIVEL HEAD

S.S. Ussupov¹, Doctor of Technical sciences, Associate Professor

T.O. Seyidaliev², Engineer

Kazakh-British Technical University, Kazakhstan¹
Kazakh Head Academy of Architecture and Construction, Kazakhstan²

On the basis of the developed motion models of beam-pumping units' components authors defined estimated parameters, developed a scheme, determined the main requirements for the beam's swivel head profile.

Keywords: rocker-machine, beam, crank, model, design scheme

Conference participants

Разработка моделей движения звеньев станков – качалок и определение расчетных параметров последних требует соблюдения обязательного требования: выбором радиуса кривошипов должна обеспечиваться заданная длина хода [1,2,3,4,5,6,7,8,9,10].

Соблюдение этого требования для станков–качалок со схемой *a* обеспечивается достаточно просто: радиус кривошипа принимается равным половине длины хода шарнира шатуна на заднем плече балансира, соответствующей и пропорциональной длине хода канатной подвески. Для станков–качалок со схемами *b* и *в* это требование выполняется при укладке в опорно-направляющий желоб профильной головки на заднем плече балансира и сходе с этого желоба в течение цикла работы длины дуги гибкой связи (каната или ленты), обеспечивающей поворот балансира на угол, соответствующий длине хода канатной подвески.

Расчетная схема определения радиуса кривошипа, соответствующего этому условию, представлена на рисунке 1. На схеме изображен балансир с головкой на его заднем плече в двух крайних положениях, соответствующих расположению кривошипа по радиусам DB и DB_1 . Траектория шарнира крепления шатуна на кривошипе представлена окружностью с центром D и радиусом кривошипа $R_{кр}$. Положение шатуна и гибкой связи шатуна с балансиром соответствует линии AB - в крайнем верхнем положении правого плеча балансира и линии $A_1C_1B_1$

РАСЧЕТНАЯ СХЕМА ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАДИУСА КРИВОШИПА И ПОСТРОЕНИЕ ПРОФИЛЯ ПОВОРОТНОЙ ГОЛОВКИ БАЛАНСИРА

Усупов С.С.¹, д-р техн. наук, доцент
Сейдалиев Т.О., инженер²

Казхастанско-Британский технический университет, Казахстан¹
Казхастанская головная архитектурно-строительная академия, Казахстан²

На основе разработанных моделей движения звеньев станков-качалок определены расчетные параметры, разработана схема, установлены основные требования построения профиля головки балансира.

Ключевые слова: станок-качалка, балансир, кривошип, модель, расчетная схема

Участники конференции

точкой A сбег с головки заднего плеча и точкой E пересечения траектории шарнира крепления шатуна на кривошипе.

Так как при повороте балансира суммарная длина гибкой связи и шатуна сохраняется, то

$$AB = A_1B_1 \quad (2)$$

Однако, в крайнем нижнем положении правого плеча балансира

$$A_1B_1 = A_1C_1 + C_1B_1 = C_1B_1 + l_\delta$$

Исходя из этого, получим

$$C_1B_1 = A_1B_1 - l_\delta = AB - l_\delta = AE + 2R_{кр} - l_\delta \quad (3)$$

$$\text{и } 2R_{кр} = C_1B_1 - AE + l_\delta$$

или, после прибавления к C_1B_1 и AE одинаковой величины $R_{кр}$,

$$2R_{кр} = (C_1B_1 + R_{кр}) - (AE + R_{кр}) + l_\delta = C_1D - AD + l_\delta$$

На основании этого, получаем:

$$R_{кр} = \frac{C_1D - AD + l_\delta}{2} \quad (4)$$

где длина дуги каната на головке заднего плеча балансира

$$l_\delta = \pi \cdot R_\delta \cdot \frac{\alpha_\delta}{180^\circ} \quad (5)$$

Угол α_δ определяется графически проведением из центров дуги K и K_1 в ее крайних положениях перпендикуляров KA и K_1A_1 к касательным DA и DC_1 .

После задания координат расположения центра D вращения кривошипа относительно центра O качания балансира по горизонтали и по вертикали, радиуса R_δ , координат точки S относительно точки O (вдоль балансира

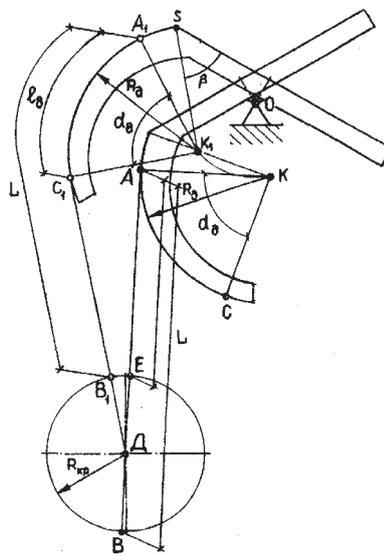


Рис. 1. Схема определения радиуса кривошипа

- в крайнем нижнем положении этого плеча. Линия центров сечений каната на его участке, огибающем головку на заднем плече балансира, изображена дугой окружности A_1C_1 длиной l_δ с центром $K_1(K)$, центральным углом α_δ и радиусом R_δ .

Согласно этой схеме, в крайнем верхнем положении правого плеча балансира, имеющем место при расположении гибкой связи и шатуна по прямой AB , проходящей через центр вращения кривошипа D ,

$$AB = AE + 2R_{кр} \quad (1)$$

где AE - длина участка гибкой связи и шатуна, расположенных между

и перпендикулярно балансиру) и угла β , определяются графически отрезки АД и С₁Д для крайних положений балансира и угол α_d , и по формулам (4) и (5) вычисляется $R_{кр}$.

Радиусы кривошипов исследуемых станков-качалок со схемами б и в определены по этой методике. Поворотная головка, устанавливаемая на переднем плече станка-качалки со схемой в, осуществляет сложное движение, одновременными составляющими которого являются:

возвратно-поворотное движение головки вокруг центра ее вращения, расположенного на балансире;

переносное перемещение в результате возвратно-поворотного движения центра вращения головки, расположенного на балансире, вокруг центра качания балансира.

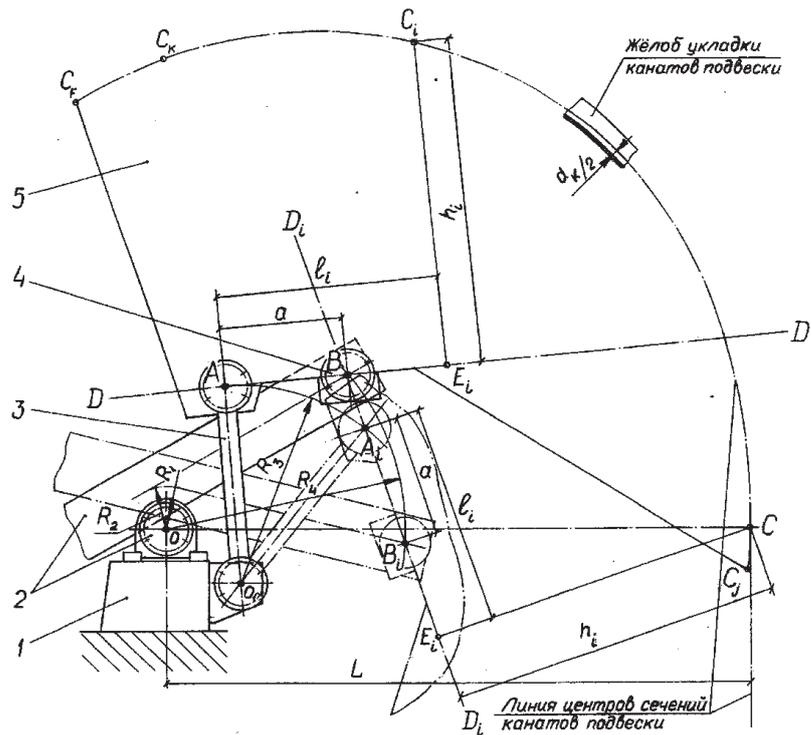
Обе составляющие неразрывно взаимосвязаны между собой, так как при повороте балансира относительно центра его качания происходит одновременный поворот головки с помощью тяги шарнирной, один шарнир которой закреплен на головке, а второй - установлен на неподвижной корпусной стойке.

Схема построения профиля головки (профиля линии центров канатов подвески устьевого штока при укладке в опорно-направляющий желоб) приведена на рисунке 2.

Основными требованиями к построению профиля являются:

1. Профиль должен быть плавным, исключая возможность скачков и колебаний скорости канатной подвески, а также смещения в радиальном направлении, способного привести к отклонению канатной подвески от вертикали и к изгибу устьевого штока.

2. Граничная точка контакта канатов подвески с днищем опорно-направляющего желоба при сбеге с головки во время опускания и набегания на головку во время подъема устьевого штока, колонны штанг и плунжера насоса должна быть расположена постоянно на высоте центра качания балансира и на постоянном расстоянии L от центра качания балансира по горизонтали, причем расположение этой точки в пространстве в процессе движения головки должно быть неизменным.



1 – стойка; 2 – опора балансира и балансиры;

3 – тяга шарнирная; 4 – шарнир головки поворотной; 5 – головка поворотная.

Рис.2. Схема построения профиля поворотной головки

С учетом этих условий, а также в связи с движением центра поворота головки по дуге окружности, профиль головки должен иметь вид дуги переменного радиуса.

Для расчета профиля может быть составлена программа для ПЭВМ. Однако, эта работа имеет смысл только в случае необходимости в создании и расчете параметрического ряда станков-качалок, отличающихся размерами поворотных головок. При проектировании единичной конструкции можно гораздо быстрее решить эту задачу графическим методом, который и был использован в данной работе.

Построение выполняется путем переноса на изображение головки в крайнем верхнем положении координат граничной точки С контакта каната подвески с желобом: h_1 - относительно прямой $D_1 D_1$, проведенной через шарниры головки, и l_1 - относительно центра шарнира A_1 , по прямой $D_1 D_1$ - для ряда положений балансира в пределах угла его поворота.

Построение ведется в следующей последовательности:

Задаются величина хода (угла поворота) переднего плеча балансира и

его крайние верхнее и нижнее положение.

Задаются число и координаты промежуточных положений балансира в пределах его хода.

3. В заданном масштабе изображаются балансиры 2 с опорой, тяга 3 и прямая DD с расположенными на ней центрами А и В шарниров головки поворотной в крайнем верхнем положении балансира и головки, и на высоте центра качания балансира О и на расстоянии от этого центра L по горизонтали располагается точка С нижней границы линии контакта подвески с желобом. Расстояние L, от которого зависит величина обеспечиваемого хода канатной подвески, задается ориентировочно.

4. Балансир 2, тяга 3 и прямая DD изображаются в другом положении, в котором центры шарниров А и В обозначены как A_1 и B_1 , а прямая DD - $D_1 D_1$. Из точки С к прямой $D_1 D_1$, проводится перпендикуляр CE_1 .

5. Отрезок прямой $A_1 E_1$, длиной l_1 переносится на прямую DD, образуя на ней отрезок AE_1 .

6. Отрезок CE_1 расположенный перпендикулярно прямой $D_1 D_1$ рас-

полагается точно так же перпендикулярно прямой DD в ее точке E_r , и его верхний конец, обозначенный точкой C_i образует искомую точку профиля.

7. Для ряда следующих друг за другом положений балансира описанным выше способом определяется расположение других точек C_i . Последней крайней нижней точкой в их ряду является точка C. Крайней верхней точкой, является C_k полученная для крайнего нижнего положения балансира.

8. Полученная цепь точек C_i соединяется плавной кривой линией, которая и представляет собой изображение профиля линии центров сечений каната подвески устьевого штока.

9. Производится замер и вычисление, с учетом принятого масштаба изображения, длины этой профильной линии и сопоставление результата с заданной длиной хода подвески устьевого штока. Как правило, эти данные не совпадают, т.к. длина L была принята ориентировочно.

10. Выполняется корректирование длин отрезка L (и, соответственно, расположения точки C), а также длины линии расположения точек C_i путем пропорционального изменения размеров l_r , h_i и L, необходимого для достижения равенства длины дуги CC_k на которой расположены точки C_i , длине хода подвески устьевого штока.

11. К полученной дуге CC_k добавляются: в верхней части отрезок $C_H C_F$ длиной (0,35-05)м для размещения (с запасом длины) устройства крепления каната и внизу – отрезок дуги длиной 0,3 м для исключения контакта каната подвески с острой кромкой края желоба после укладки всей длины каната, равной длине хода канатной подвески.

12. С внутренней стороны полученной таким образом дуги $C_F C_i$ со сдвигом, равным половине диаметра каната подвески, прочерчивается эквидистантная профильная кривая. Она соответствует форме профиля опорной поверхности (дна) желоба для укладки каната.

13. Принимается тип (например, швеллер по ГОСТ 8240 - 72) и размер проката, из которого будет изготавливаться желоб.

14. С учетом необходимости изготовления желоба методом гнутья его заготовки на оправке, для обеспечения возможности определения размеров и контроля конфигурации оправки, прочерчивается профиль желоба, образуемый дугами окружности, обеспечивающий совпадение, без радиальных отклонений свыше 15 -20мм, с полученной кривой укладки каната.

Приведенная методика рекомендуется для построения профиля поворотной головки для любых значений длины хода канатной подвески.

References:

1. Avtorskoe svidetel'stvo SSSR [The copyright certificate of the USSR] No.1337553. Privod skvazhinnoi nasosnoi ustanovki [The oilwell pumping unit drive], Aliverdzade K.S., Bairamov S.B., Amirov R.G.

2. Kushekov A.U., Ermekov M.M., Azhikenov N.S. Skvazhinnye nasosnye ustanovki [Oilwell pumping units], Knigi 1 i 2 [Books 1 and 2] – Almaty., Evero, 2001

3. Myrzakhmetov B.A. Proektirovanie shtangovykh skvazhinnykh nasosnykh ustanovok [Designing rod oilwell pumping units] – Almaty., KazNTU, 2008

4. Raschet i konstruirovaniye neftepromyslovogo oborudovaniya [Calculation and construction of the oilfield equipment], Chicherov L.G. and others – Moskva., Nedra, 1987

5. Urazakov K.R., Kutdusova Z.R. Metod obrabotki statisticheskoi informatsii o rabote shtangovykh nasosnykh ustanovok [The method of statistical processing of rod oilwell pumping units], Neftepromyslovoe delo [Petroleum Engineering], No.3, 1982.

6. Farkhadzade E.M. Opredeleniye optimal'nykh kinematicallykh pokazatelei stanka-kachalki glubinonasosnoi ustanovki [Determination of the optimal kinematic parameters of rocker-machines of the deep pumping unit], ANKh. - 1982. No. 8, p. 53-54.

7. Virnovskii A.S. Opredeleniye maksimal'noi nagruzki na glubinno nasosnoe oborudovanie [Determination of the optimal load on the deep-pumping

equipment] Neftyanoe khozyaistvo [The oil Industry]. - 1947. No. 2., p.48; No. 5., p. 54.

8. Bagirov M.M. Opredeleniye usiliya v toчке podvesa kolonny shtang i dliny khoda plunzhera glubinnogo nasosa [Determination of efforts at the point of suspension of the rod string and the length of the stroke of the plunger of the deep-well pump] ANKh. - 1968., No.3., pp. 34-36.

9. Bairamov S.B. Analiticheskoe issledovanie prostranstvennoi kinematicallykh skhemy stanka-kachalki [Analytical study of the spatial kinematic scheme of the rocker-machine], Neft' i gaz. [Oil and Gas] -1987., No. 2., pp. 83-87.

10. Mirzanzhazade A.Kh., Stepanova G.S. Matematicheskaya teoriya eksperimenta v dobyche nefi i gaza [The mathematical theory of experiment in the oil and gas production] – Moskva., Nedra, 1977. - 229 p.

Литература:

1. Авторское свидетельство СССР №1337553. Привод скважинной насосной установки /Аливердизаде К.С., Байрамов С.Б., Амиров Р.Г.

2. Кушеков А.У., Ермеков М.М., Ажикенов Н.С. Скважинные насосные установки. Книги 1 и 2 – Алматы; Эверо, 2001

3. Мырзахметов Б.А. Проектирование штанговых скважинных насосных установок – Алматы; КазНТУ, 2008

4. Расчет и конструирование нефтепромыслового оборудования. /Чичеров Л.Г. и др./ - М.: Недра, 1987

5. Уразаков К.Р., Кутдусова З.Р. Метод обработки статистической информации о работе штанговых насосных установок // Нефтепромысловое дело, №3, 1982.

6. Фархадзаде Э.М. Определение оптимальных кинематических показателей станка-качалки глибинонасосной установки // АНХ. -1982. № 8.-С. 53-54.

7. Вирновский А.С. Определение максимальной нагрузки на глибинно насосное оборудование // Нефтяное хозяйство, -1947. №2, с.48, №5 с. 54.

8. Багиров М.М. Определение усилия в точке подвеса колонны штанг и

длины хода плунжера глубинного насоса /АНХ.-1968. №3.-С. 34-36.

9. Байрамов С.Б. Аналитическое исследование пространственной кинематической схемы станка-качалки. //Нефть и газ.-1987. №2. С.83-87.

10. Мирзанжанзаде А.Х., Степано-

ва Г.С. Математическая теория эксперимента в добыче нефти и газа. - М.: Недра, 1977.-229 с.

Information about authors:

Sabyi Ussupov - Doctor of Technical sciences, Associate Professor, Kazakh-

British Technical University; address: Kazakhstan, Almaty city; e-mail: s.usupov@kbtu.kz

Talgat Seyidaliyev– Engineer, Kazakh Head Academy of Architecture and Construction; address: Kazakhstan, Almaty city; e-mail: talgat73@mail.ru



INTERNATIONAL SCIENTIFIC CONGRESS



Multisectoral scientific-analytical forum for professional scientists and practitioners

Main goals of the IASHE scientific Congresses:

- Promotion of development of international scientific communications and cooperation of scientists of different countries;
- Promotion of scientific progress through the discussion comprehension and collateral overcoming of urgent problems of modern science by scientists of different countries;
- Active distribution of the advanced ideas in various fields of science.

FOR ADDITIONAL INFORMATION PLEASE CONTACT US:

www: <http://gisap.eu>

e-mail: congress@gisap.eu